Rozdział 9
Wymiana ciepła i masy – wrzenie, kondensacja, przepływy dwufazowe i minikanały

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_34

Problem „dry spot” przy odparowaniu koncentratu soku na rurach pionowych

ADAM SOBIK[1], PIOTR CYKLIS[2]

[1] Politechnika Krakowska Studium Doktoranckie
ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków
[1] e-mail: adam.sobik@doktorant.edu.pk.pl
[2] Politechnika Krakowska, Wydział Mechaniczny Katedra Inżynierii Cieplnej i Procesowej
al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków
[2] piotr.cyklis@pk.edu.pl

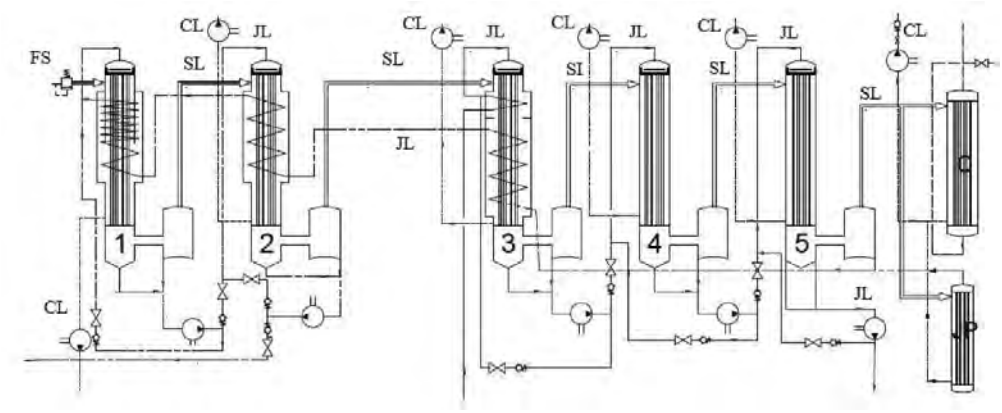
Słowa kluczowe: odparowanie koncentratu, dryspot, wyparka pionowa, spływ swobodny

Jednym z kluczowych problemów podczas projektowania wyparek do produkcji koncentratu do soku owocowego jest zapewnienie takich parametrów przepływu, aby zagwarantować pełne zalanie rurek w wymienniku ciepła. Tworzenie się suchych obszarów zwanych „dry spot” wpływa na końcową jakość produktu i należy unikać tego zjawiska. Głównym parametrem determinującym stopień zraszania powierzchni wewnętrznej rury jest strumień masowy soku na wlocie do wymiennika. Istnieją metody analityczne pozwalające oszacować graniczny strumień, który zapewni pożądany efekt. Nie są one jednak wystarczająco dokładne, ponieważ odnoszą się one jedynie do spływu swobodnego cieczy nie biorąc pod uwagę takich czynników jak odparowanie oraz współprądowy ruch pary mogący mieć wpływ na powierzchnię swobodną filmu cieczowego. Używając metod symulacji CFD zbadano zgodność metod analitycznych z warunkami pracy urządzenia. Wyniki zostały porównane z danymi rzeczywistymi urządzenia skonstruowanego i pracującego na co dzień. W pracy wyparki wielostopniowej najistotniejsze jest utrzymanie właściwego NTU (5-10) po 3 stopniu, gdyż po 2 stopniu następuje ultrafiltracja, gdzie koncentrat jest oczyszczany z zanieczyszczeń stałych. W rurach opadowych ilość soku się zmniejsza na skutek odparowania chodzi więc o to jaka może być maksymalna długość wymiennika dla zadanej ilości na wlocie, żeby nie występowały przesuszenia na ściance.

Wstęp

Odparowanie jest jednym z najważniejszych procesów inżynierii chemicznej i procesowej, polegającym na zmianie stanu ciekłego na gazowy w celu oddzielenia rozpuszczalnika od substancji nielotnych [1]. W warunkach przemysłowych ten proces realizuje się poprzez doprowadzenie roztworu do stanu wrzenia za pomocą podwyższenia temperatury i/lub obniżenia ciśnienia. W przemyśle do tego celu najczęściej wykorzystuje się wyparki opadowe, czyli urządzenia wykorzystujące wymiennik ciepła składający się z długich pionowych rur ogrzewanych od zewnątrz. Cieszą się one dominującą pozycją ze względu na unikalne właściwości: gwarantują niezwykle wysokie współczynniki wymiany ciepła, generują minimalne straty ciśnienia i pozwalają na pracę przy bardzo małych różnicach temperatur [2]. Najważniejszą zaletą z punktu widzenia technologii jest jednak bardzo krótki czas przebywania płynu w aparacie, co sprawia, że są one idealne do przetwarzania substancji wrażliwych termicznie, chroniąc je przed degradacją [2]. Do głównych zastosowań wyparek opadowych należą: przemysł spożywczy, przemysł celulozowo-papierowy, odsalanie i inżynieria środowiska, cukrownictwo i inne. Należy pamiętać, że wyparki są jednymi z najbardziej energochłonnych urządzeń w całym łańcuchu produkcyjnym. Przykładowo; w produkcji mleka w proszku odparowanie pochłania nawet 50% całej energii [2]. W zakładach papierniczych wyparka odpowiada za 24-30% całkowitego zapotrzebowania

fabryki [3]. Aby zredukować koszty energii, w przemyśle buduje się instalacje wielostopniowe. Zasada ich działania opiera się na kaskadowym wykorzystaniu ciepła: świeża para z kotła zasila wyłącznie pierwszy stopień, z kolei opary wygenerowane z gotującego się medium w pierwszym stopniu są używane jako „darmowy" czynnik grzejny dla drugiego stopnia, opary z drugiego stopnia podgrzewają trzeci, i tak dalej [1]. Aby ten samorzutny przepływ ciepła był możliwy fizycznie, każdy kolejny stopień musi pracować pod coraz niższym ciśnieniem. W przypadku wyparki do produkcji koncentratu soku jabłkowego na ostatnich stopniach jest podciśnienie, w celu obniżenia temperatury punktu wżenia soku [1]. Schemat wyparki zbudowanej dla jednej z firm z południowej części Polski ilustruje Rysunek 1.



Rysunek 1. Schemat wyparki pięciostopniowej. Źródło: [5].

Podczas procesu produkcji koncentratu soku jabłkowego należy odparować z niego około 80% objętości. Proces ten należy przeprowadzić w taki sposób, aby przebiegał wydajnie oraz nieinwazyjnie dla produktu z zachowaniem odpowiedniej temperatury, która nie przegrzeje soku. Można wykorzystać do tego celu wyparkę wielostopniową. Para odparowująca może zostać użyta do ogrzania kolejnego stopnia wyparki, tak aby zachować wydajność oraz energooszczędność procesu. Badanie zjawisk zachodzących w wyparce sprowadza się więc do zagadnienia spływu swobodnego cieczy po powierzchni wewnętrznej rury wzbogaconego o mechanizm przemiany fazowej; odparowanie. W warunkach rzeczywistych ciężko zaobserwować zjawiska zachodzące wewnątrz wymiennika, można zaobserwować jedynie parametry przepływu takie jak temperatura, ciśnienie i strumienie masowe. W przypadku wyparek do koncentratów owocowych ważna jest również ostateczna czystość soku podawana w NTU. Na tą wielkość ma wpływ powstawanie suchych miejsc na powierzchni wewnętrznej rury, gdzie następuje przypalenie lub przesuszenie cieczy. Na początku rury opadowej zalewany jest cały przekrój, ale gdy pojawia się para to mamy już do czynienia z przepływem przyściennym współprądowym dwufazowym. Wymiary rur opadowych, czyli ich średnica i długość dobierane są wykorzystując tzw. „dobre praktyki inżynierskie". Bliższe poznanie mechanizmów fizycznych zachodzących w urządzeniu mogłoby pozwolić na istotne zmiany w sposobie projektowania poszczególnych elementów wyparki. Z pomocą przychodzą tutaj symulacje CFD. Wyzwanie stanowi jednak poprawne zamodelowanie tego zagadnienia. Kolejnym problemem jest czas obliczeń CFD. Model, który uwzględnia wszystkie parametry pracy oraz znane modele fizyczne a także operuje na siatce dostatecznej jakości z dużą liczbą elementów jest wysoce skomplikowany, a z racji na naturę procesu, który nie może być analizowany w trybie stacjonarnym, powoduje, że czas obliczeń jest tutaj

istotną przeszkodą. W zależności od dostępnego sprzętu oraz ilości rdzeni procesora czas obliczeń może wynieść od kilkunastu do nawet kilkudziesięciu godzin na każdą sekundę przepływu. Każda iteracja udoskonalająca model może być zatem oddalona od kolejnej nawet o kilka dni.

Przeprowadzone badania sprawdzają zgodność wzoru Hartleya opisującego minimalne natężenie przepływu cieczy na jednostkę obwodu (Γ_{min}), poniżej którego film cieczy staje się niestabilny i może ulec zerwaniu, tworząc suche plamy. Wzór ten nie uwzględnia wpływu ruchu pary odparowanej z soku co jest głównym obiektem badań. Przyjęta metodologia obejmuje zamodelowanie stałej geometrii rury i sterowanie wartością strumienia masowego soku na wlocie w celu sprawdzenia zgodności wzoru z symulacją. Podczas zastosowania strumienia masowego soku na wlocie większego od występującego w rzeczywistym urządzeniu zbadano stabilność numeryczną symulacji oraz prawidłowość działania modelu na podstawie sprawdzenia bilansu mas, śledzenia ilości odparowanej pary, pokrycia powierzchni wewnętrznej sokiem, oraz grubości filmu. Następnie stopniowo obniżano wartość przepływu w celu wykazania tworzenia się suchych plam na powierzchni rury.

1. Opis zagadnienia

Jednym z najbardziej istotnych problemów podczas pracy wyparki jest zapewnienie całkowitego zalania powierzchni wewnętrznej rury. Powstanie suchych obszarów skutkuje miejscowymi przypaleniami produktu które mają wpływ na końcową jakość koncentratu. Jednym z narzędzi analitycznych do badania stopnia minimalnego strumienia zraszania jest Kryterium Hartley'a opracowane w 1964 r. na podstawie teoretycznego balansu sił [4]:

$$\Gamma_{min} = 1.69 \left(\frac{\mu\rho}{g}\right)^{\frac{1}{5}} (\sigma(1-\cos\Theta))^{3/5} \tag{1}$$

El-Genk i Saber w 2001 r. opracowali kolejne kryterium analityczne dotyczące stopnia minimalnego zwilżania [5]:

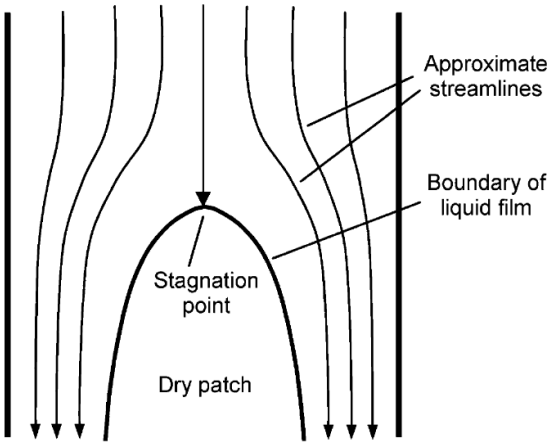
$$\Gamma_{min} = \left(\frac{\rho\mu\sigma}{g}\right)^{0.2} (0.67(1-\cos\Theta)^{0.623} + 0.26(1-\cos\Theta)^{2.09}) \tag{2}$$

Morison zaproponował kolejną wariację tego kryterium [6]:

$$\Gamma_{min} = 1.3(\sigma(1-\cos(\Theta)))^{0.764}\rho^{0.255}\mu^{-0.018} \tag{3}$$

Kryterium Hartley'a jest klasycznym modelem teoretycznym opartym na makroskopowym bilansie sił kapilarnych i bezwładności w punkcie stagnacji już uformowanej, stabilnej suchej plamy. Określa one w praktyce jaka minimalna energia jest potrzebna do ponownego zalania tej suchej plamy. Ponieważ model ten zakłada w pełni rozwinięty profil hydrodynamiczny i ignoruje dynamikę pękania ciągłej warstwy, wyznacza on najniższy i jednocześnie najbardziej optymistyczny próg granicznego strumienia zraszania. Kryterium El-Genk'a i Saber'a jest modelem analitycznym, ale o podejściu energetycznym. Zamiast analizować siły wokół istniejącej plamy, model ten bazuje na minimalizacji całkowitej energii układu w celu uniknięcia spontanicznego rozerwania gładkiego i ciągłego filmu cieczowego. Ponieważ bariera energetyczna potrzebna do przerwania jednolitego filmu jest inna niż energia to utrzymania istniejącej plamy, model ten wymaga wyższego strumienia masy niż kryterium Hartley'a. Kryterium Morisona to z nowszy model empiryczny, stanowiący korektę i udoskonalenie wcześniejszych teorii. Został on wyprowadzony bezpośrednio z obserwacji eksperymentalnych rzeczywistych spływów po

rurach z stali nierdzewnej. W odróżnieniu od modeli czystko analitycznych i symulacji numerycznych, korelacja Morisona uwzględnia rzeczywiste czynniki destabilizujące film występujące w aparatach przemysłowych, takie jak niedoskonałości i chropowatość powierzchni, wibracje instalacji czy silne niestabilności falowe. Z tego względu jest to model wysoko zachowawczy; narzuca on znacznie większy margines bezpieczeństwa, wymagając strumienia zraszania nawet kilkukrotnie wyższego niż modele teoretyczne, aby mieć absolutną pewność, że film nie ulegnie zerwaniu. Mechanizm powstawania przerwania w filmie cieczy ilustruje Rysunek 2.



Rysunek 2. Przerywanie filmu cieczowego. Źródło: [5].

Powstawanie suchych plam w spływającym filmie cieczowym jest złożonym procesem, wynikającym z utraty stabilności hydrodynamicznej i termicznej. W literaturze wyróżnia się trzy główne mechanizmy zrywania filmu cieczowego: niedobór przepływu izotermicznego, niestabilność Marangoniego wywołaną gradientami napięcia powierzchniowego oraz rozerwanie wywołane procesem zarodkowania pęcherzyków wrzenia [7]. Istnieją trzy główne czynniki determinujące występowanie tego zjawiska. Pierwsze z nich to zmniejszenie natężenia przepływu i odparowanie. W kontekście wyparki opadowej, w miarę spływu w rurze wymiennika strumień cieczy staje się zmniejsza na skutek odparowania, a jego temperatura ulega podwyższeniu [8]. Gdy lokalny przepływ cieczy spadnie poniżej pewnej wartości granicznej, ciągłość filmu ulega zniszczeniu. Zjawisko to potęguje nierównomierna dystrybucja roztworu na rurach oraz brak wystarczającej recyrkulacji cieczy [9]. Kolejny czynnik to zwilżalność powierzchni i właściwości płynu. Głównym parametrem determinującym stabilność filmu jest kąt zwilżania. Przy wysokich kątach zwilżania płyn ma tendencję do kurczenia się, co prowadzi do miejscowego wzrostu grubości warstwy przy jednoczesnym zmniejszeniu całkowitej powierzchni zwilżonej [7]. Ostatecznie, na skutek działania sił kapilarnych na granicy trzech faz, które hamują swobodne rozprzestrzenianie się cieczy, film rozpada się i ulega przekształceniu w oddzielne strugi lub pierścienie [7]. Utracie stabilności i pękaniu filmu sprzyjają także duża ilość cząstek stałych w roztworze oraz wysokie napięcie powierzchniowe płynu. Ostatnim, trzecim czynnikiem jest wpływ zjawisk cieplnych oraz wrzenia. Ogrzewanie filmu może prowadzić do powstawania skupisk i pęcherzyków pary na zewnątrz filmu, które wiążą w sobie znaczną część spływającej cieczy. Sprawia to, że warstwa płynu przylegająca bezpośrednio do ścianki staje się skrajnie cienka i może ulec miejscowemu wysuszeniu

[10]. Zjawisko powiększania suchych strug jest najsilniejsze przy wysokich stopniach przegrzania ścianki, małych przepływach cieczy oraz rosnącym ścinaniu ze strony przepływającej pary [10].

2. Opis modelu symulacyjnego

2.1. Geometria rury

Wymiary standardowej rury opadowej dla wyparki soku jabłkowego zapisane są w Tabeli 1.:

Tabela 1. Wymiary rury opadowej wyparki. Źródło: [9].

Średnica zewnętrzna [mm]	Średnica wewnętrzna [mm]	Grubość ścianki [mm]	Długość rury [m]
38	35	1.5	6 - 10.2 (w zależności od wyparki i jej stopnia)

Długość rury jest zależna od wydajności i stopnia wyparki. Na potrzeby symulacji przyjęto dane dla wyparki o wydajności 18 t/h. Parametry wyparki zapisane są w Tabeli 2.:

Tabela 2. Parametry wyparki 18 t/h. Źródło: [11].

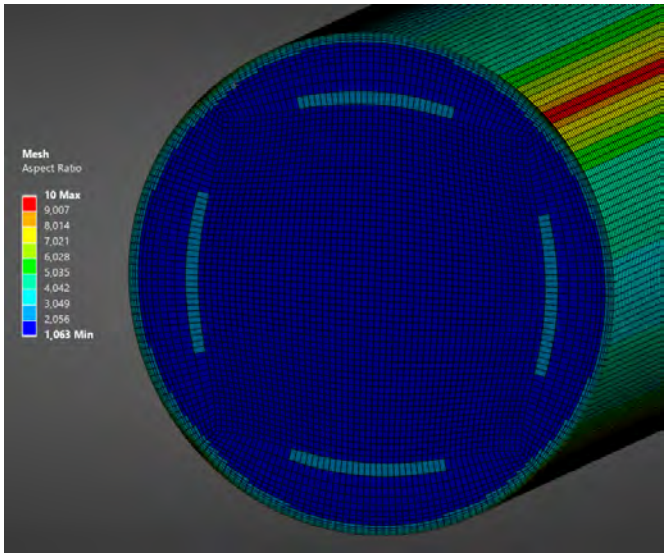
	Liczba rur	Długość rur [m]	Średnica rur [mm]	Grubość ścianki [mm]	Powierzchnia [m^2]
I stopień	211	9	38	1.5	218
II stopień	211	9	38	1.5	218
III stopień	163	9	38	1.5	168
IV stopień	163	9	38	1.5	168
V stopień	163	9	38	1.5	168

Z racji na charakter badanego problemu nie modelowano pełnej długości rury a jedynie jej wycinek o skróconej długości przy zachowaniu innych wymiarów. Ta optymalizacja ma na celu znaczące przyspieszenie czasu obliczeń ze względu na zmniejszenie ilości elementów siatki. Spływający film cieczy w rurze przechodzi przez trzy główne strefy; strefę wlotową (około 10-30cm), strefę rozwoju (około 50-80cm) gdzie zaczynają się formować i rosnąć niestabilności oraz fale na granicy faz, oraz strefę w pełni rozwiniętą, gdzie częstotliwość fal i ich długość pozostaje praktycznie stała. Dla symulacji, która ma uchwycić zjawisko powstawania suchych plan i weryfikować zgodność z kryteriami analitycznymi nie trzeba modelować pełnej przemysłowej rury o długości 6-10m. Wystarczająca domena do badań ma długość od 0,5m do 1m. W badaniach zdecydowano się na użycie rury o długości 1m.

2.2. Siatka obliczeniowa

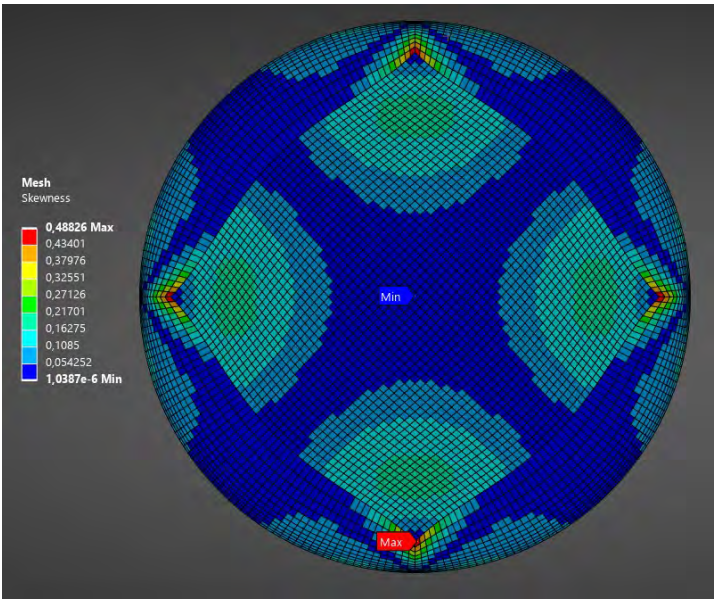
Wytyczne dotyczące budowy siatki obliczeniowej dla wyparki z opadającym filmem cieczy zostały zdefiniowane przez liczne prace naukowe. W przypadku rur o przekroju kołowym zaleca się stosowanie strategii O-Grid, która pozwala na wygenerowanie wysokiej jakości siarki strukturalnej w obszarze przyściennym [12]. Jest to optymalne podejście do przechwytywania interfejsu pomiędzy fazą ciekłą a gazową przy obliczeniach na modelu VOF. Frías-Esquivel i współpracownicy zastosowali w podobnym przypadku podział domeny rury na cztery objętości. W strefie przyściennej, czyli tam, gdzie płynie film najlepiej sprawdzają się elementy sześciościenne typu hexahedral, natomiast w centralnym rdzeniu parowym dopuszcza się stosowanie elementów czworościennych (tetrahedral) [13]. Niezbędne jest

również zagęszczenie siatki przy ściance za pomocą narzędzia Inflation. W badaniach nad wyparkami do mleka stosowano od 5 do 10 warstw zagęszczających na odcinku 3 mm od ścianki [14]. Generalnie przyjęta zasada jest taka, że aby model poprawnie odzwierciedlił interfejs i zjawiska falowe w kierunku promieniowym, wewnątrz samego filmu cieczowego musi znajdować się co najmniej 6 punktów siatki [12]. Zespół Azimibavila przeprowadził testy zbieżności siatki dla opadającego filmu badając grubość pierwszej komórki przyściennej. Za optymalną i referencyjną uznano siatkę o grubości pierwszej komórki równej 0,05mm [15]. Wartość ta jest uznawana za optymalną, pozwala na wierne odwzorowanie trójwymiarowych oscylacji filmu bez niepotrzebnego zbyt mocnego zagęszczenia siatki, które miałoby wpływ na czas obliczeń.



Rysunek 3. Rozkład współczynnika proporcji komórek w badanej siatce.

Dwa główne parametry definiujące jakość siatki to skośność oraz współczynnik proporcji komórki. W przypadku generowania siatki z warstwą przyścienną wewnątrz rury, uzyskanie wartości skośności równej zero jest niemożliwe. Przyjmuje się, że wartość mniejsza niż 0,5 jest poprawna dla analizy wyparek opadowych. Docelowy współczynnik proporcji komórki zależy od odległości od ścianki. Przyjmuje się, że wartość 1 jest idealna i należy do niej dążyć [14]. Jako że grubość pierwszej komórki przy ściance musi być mała dla zachowania dokładności, utrzymanie tam wartości bliskiej 1 wymusiłoby gigantyczną gęstość siatki wzdłuż osi rury. W związku z tym dopuszczalne jest wydłużenie komórek w osi rury, tak aby współczynnik proporcji nie przekraczał 10 dla pierwszej warstwy przy ściance.



Rysunek 4. Rozkład skośności komórek w siatce.

Zgodnie z powyższymi zaleceniami zamodelowano siatkę typu O-grid. Pozwala ona na dobre odwzorowanie warstwy przyściennej co jest kluczowe dla badań. Pozwala ona uniknąć zbiegania się komórek w środku oraz gwarantuje dobrą ortogonalność i wysoką jakość komórek. O-grid pozwala również zaoszczędzić na liczbę elementów siatki w rdzeniu rury. Wykaz parametrów siatki użytej do obliczeń przedstawia tabela 3.

Tabela 3. Parametry siatki.

Parametr	**Ustawienie**
Typ elementów siatki	Hexahedral
Całkowita liczba elementów	1227280
Całkowita liczba węzłów	4996095
Wysokość pierwszej komórki	0,05 mm
Liczba warstw przyściennych	18
Współczynnik wzrostu warstwy	1,1
Bezwymiarowa odległość od ścianki y+	<5
Maksymalna wartość proporcji komórki	10
Maksymalna skośność	0,488

2.3. Właściwości fizykochemiczne soku na poszczególnych stopniach

Właściwości soku zmieniają się w miarę odparowywania wody i wzrostu stężenia cukru na kolejnych stopniach wyparki. [8]. Należy zwrócić tutaj uwagę na znaczny wzrost lepkości oraz zmianę kąta zwilżania; te parametry mają największy wpływ na zrywanie filmu cieczowego w modelu symulacyjnym. Właściwości fizykochemiczne soku na poszczególnych stopniach prezentuje Tabela 4.

Tabela 4. Właściwości soku w zależności od stopnia wyparki. Źródło: [9].

Lokalizacja	Stężenie soku [°Brix]	Gęstość (ρ) [kg/m³]	Lepkość dynamiczna (μ) [mPa·s]	Napięcie powierzchniowe (σ) [N/m]	Kąt zwilżania (θ) na stali [°]
Wlot 1	10	1020	0.35	0.0587	93
Wylot 1 / Wlot 2	13	1033	0.40	0.0598	64
Wylot 2 / Wlot 3	17	1053	0.48	0.0609	60
Wylot 3 / Wlot 4	23	1081	0.63	0.0620	58
Wylot 4 / Wlot 5	35	1141	1.22	0.0636	54
Wylot 5 (Produkt)	70	1340	37.50	0.0667	50

2.4. Warunki termodynamiczne i parametry przepływu

W zależności od analizowanego stopnia wyparki należy przyjąć wartości definiujące warunki brzegowe dla symulacji. Zmierzone warunki rzeczywiste pracy wyparki przedstawia Tabela 5.

Tabela 5. Warunki pracy wyparki. Źródło: [9].

Stopień	Temp. soku wrzącego (Tsat) [°C]	Ciśnienie absolutne [kPa]	Temp. pary grzejnej w płaszczu [°C]	Średnia grubość filmu [mm]	Prędkość filmu na wlocie [m/s]	Liczba Reynoldsa (Re)
1	96.8	87	101.0	0.33	0.65	709 (turbulentny)
2	91.2	67	96.8	0.30	0.57	488 (turbulentny)
3	83.5	51	91.2	0.27	0.59	301 (laminarny)
4	73.7	35	83.5	*brak d.*	*brak d.*	*brak d.* (laminarny)
5	58.0	18	73.7	*brak d.*	*brak d.*	*brak d.* (laminarny)

Mając na uwadze uproszczenie obliczeń oraz zredukowanie potencjalnego błędu wynikającego z niepewności danych symulacje przeprowadzono dla pierwszego oraz drugiego stopnia wyparki. Przeprowadzając sprawdzające obliczenia bilansowe wraz z odparowaniem bierzemy pod uwagę tylko to co dzieje się przed badanym stopniem.

3. Wyniki

3.1.Metodologia

W celu sprawdzenia poprawności działania modelu na początku przyjęto przypadek uproszczony; spływ swobodny wody w rurze o geometrii identycznej jak w wyparce. Model ten ma na celu zdefiniowanie zgodności symulacji z wzorem 1 oraz 2. Analiza została przeprowadzona w trybie niestacjonarnym, używając modelu wielofazowego Volume Of Fluid w celu śledzenia swobodnej granicy faz używając metody Piecewise Linear Interface Calculation (PLIC) która zapobiega

numerycznemu rozmyciu granicy między wodą a powietrzem. Jako faza pierwotna dla przypadku kontrolnego zostało zdefiniowane powietrze otoczenia, a jako faza ciekła czysta woda co jest zalecanym podejściem w problemach o dużej różnicy gęstości [14]. W celu dokładnego odwzorowania krzywizny fal zastosowano model napięcia powierzchniowego Continum Surface Force (CSF). Jako model turbulencji wybrano model k−ω SST. Pozostałe ustawienia przedstawia Tabela 6.

Tabela 6. Ustawienia symulacji.

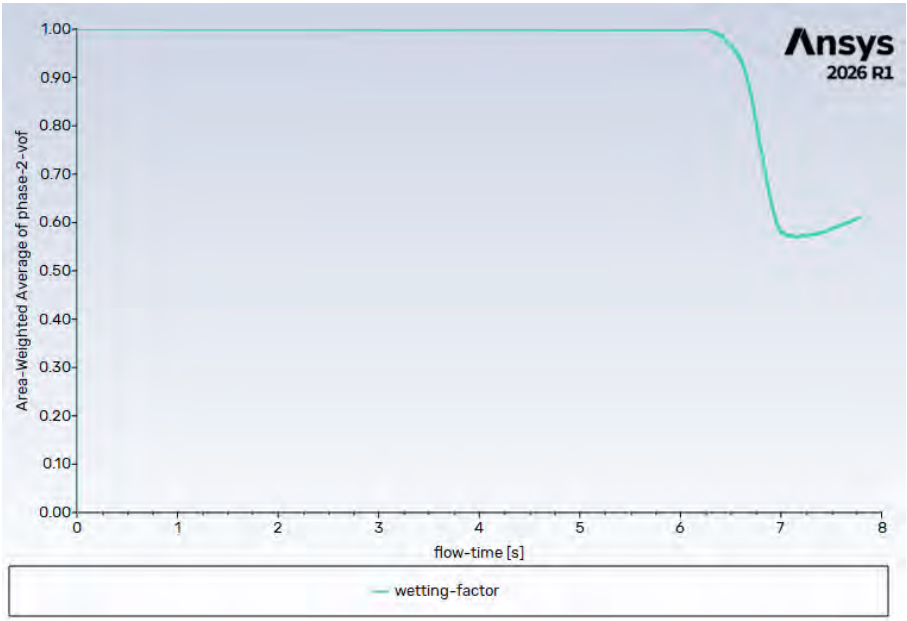
Algorytm	**Ustawienie**
Typ symulacji	3D
Model wielofazowy	Implicit VOF
Model turbulencji	k−ω SST
Metoda śledzenia granicy faz	PLIC
Model napięcia powierzchniowego	CSF
Sprzężenie ciśnienia i prędkości	PISO
Dyskretyzacja ciśnienia	PRESTO!
Dyskretyzacja pędu	QUICK
Krok czasowy	Zmienny w zakresie od 10^{-4} do 10^{-5}
Liczba Couranta	5
Kryteria zbieżności oprócz energii	10^{-5}
Kryterium zbieżności dla energii	10^{-6}

Aby numerycznie zweryfikować kryterium Hartleya dotyczące minimalnego stopnia zraszania, kluczowe jest prawidłowe odwzorowanie sił działających na powierzchni cieczy. Wpływ napięcia powierzchniowego zamodelowano przy użyciu modelu CSF (Continuum Surface Force), który traktuje napięcie powierzchniowe jako zlokalizowaną siłę objętościową dodawaną do równania pędu w obszarze granicy faz [16]. Dodatkowo aktywowano model adhezji do ścianki, aby uwzględnić kąt zwilżania pomiędzy sokiem a powierzchnią rury [17]. Właściwie zdefiniowany kąt zwilżania pozwala na korygowanie wektora normalnego powierzchni w pobliżu ścianki, co ma fundamentalne znaczenie dla symulacji zjawiska dryout, czyli pękania filmu i formowania się strug [14]. Przepływ opadającego filmu podlega fluktuacjom, które wymuszają zastosowanie odpowiednich modeli turbulencji. W tym celu stosuje się model k−ω SST (Shear-Stress Transport), który łączy zalety standardowego modelu w warstwie przyściennej z modelem w swobodnym strumieniu rdzenia gazowego [12]. Aby uniknąć nie fizycznego rozmywania granicy faz przez model turbulencji, stosuje się współczynnik tłumienia dyfuzyjności wirowej (dampening factor) na interfejsie ciecz-gaz [14]. Rozwiązywanie układu równań realizowane jest w domenie czasu. Sprzężenie ciśnienia i prędkości rozwiązuje się za pomocą algorytmu SIMPLE lub PISO [16]. Do przestrzennej dyskretyzacji ciśnienia używa się schematu PRESTO! Lub Body Force Weighted, zalecanych dla przepływów z dominującymi siłami masowymi [19]. Metoda rekonstrukcji interfejsu opiera się na algorytmach PLIC lub schematach kompresyjnych [15].

3.2. Wyniki dla przykładu elementarnego

W trakcie symulacji przepływu grawitacyjnego wody przez wymiennik wyparki, przy stopniowym obniżaniu prędkości na wlocie, zaobserwowano krytyczną zmianę topologii przepływu dla wartości 0,19 m/s, co odpowiada strumieniu masowemu równemu 0,030 kg/s. Dla tej prędkości spływający film cieczowy utracił stabilność hydrodynamiczną, co doprowadziło do jego rozerwania i powstania suchych plam na powierzchni rury. Analiza pola ułamka objętościowego fazy ciekłej (VOF) wykazała, że ciągła warstwa soku przekształciła się w izolowane strugi, co jest charakterystycznym objawem zjawiska

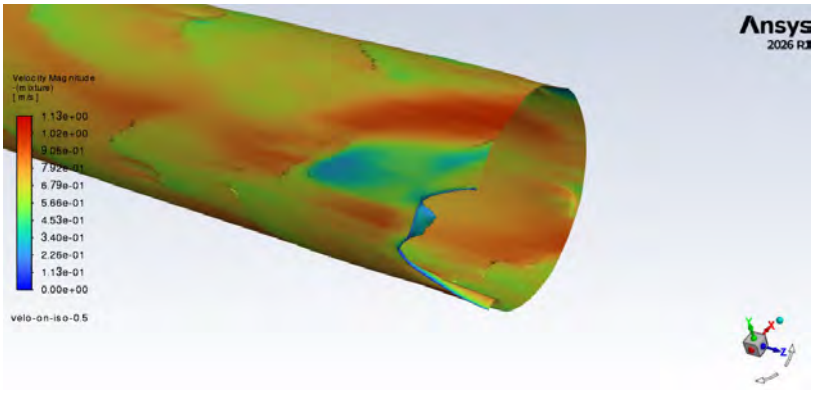
dryout. Kryterium mierzącym w czasie analizy była funkcja śledząca obecność fazy ciekłej na ściance. Wraz z przebiegiem symulacji gwałtowny spadek tej wartości poniżej 1 świadczy o wystąpieniu suchego obszaru na ściance.



Rysunek 5. Stopień zwilżenia ścianki w funkcji czasu podczas wystąpienia zjawiska dryout.

Po stabilizacji oraz stopniowym obniżaniu strumienia na wlocie uzyskano zerwanie filmu dla wartości $v = 0{,}19\ m/s$. Operowanie wartościami prędkości na wlocie zamiast strumienia masowego podyktowane jest lepszą stabilnością numeryczną oraz szybszemu uzyskiwaniu zbieżności rozwiązań. Znając pole przekroju wlotu oraz gęstość medium można w łatwy sposób przeliczać wartość używając wzoru (4).

$$\dot{m} = \rho * \ v * A \tag{4}$$



Rysunek 6. Przerwanie powierzchni swobodnej cieczy.

Graniczny strumień został obliczony używając wzorów 1, 2 oraz 3 i danych z Tabeli 7:

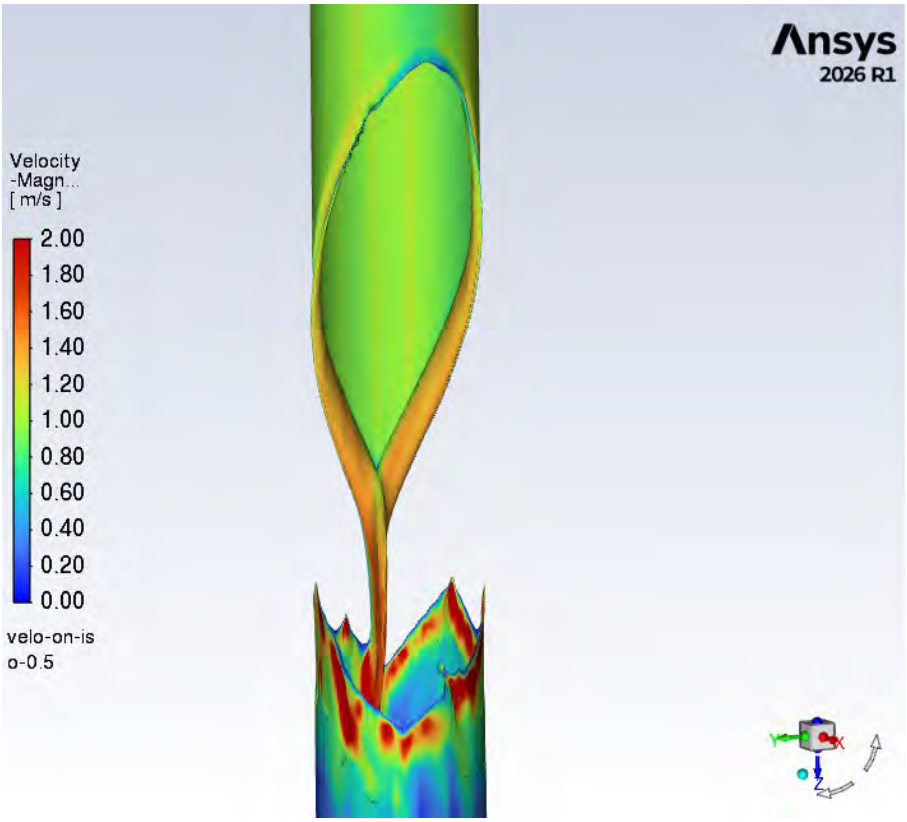
Tabela 7. Dane wejściowe dla wody.

Parametr	**Wartość**	**Jednostka**
Przyspieszenie grawitacyjne g	9,81	m/s^2
Gęstość ρ	998	kg/m^3
Lepkość dynamiczna (μ)	0,001	mPa·s
Napięcie powierzchniowe (σ)	0,073	N/m
Kąt zwilżania (θ) na stali	80	°

Korzystając z tych danych otrzymujemy różny wynik w zależności od użytego wzoru. Zestawienie obliczeń z wynikami symulacji przedstawia tabela 8. Widoczne jest, że uzyskane wyniki symulacji odpowiadają dobrze pierwszym dwóm kryterium. Kryterium Morisona podaje wyniki zawyżone. Widoczne jest jednak, że weryfikacja przyjętego modelu symulacyjnego jest poprawna, co uprawnia do zastosowania wybranej metody symulacji do analizy procesów w wyparce.

Tabela 8. Zestawienie wyników dla przykładu elementarnego.

Metoda wyznaczenia granicy stabilności	**Graniczny strumień masowy [kg/s]**	**Odpowiadająca prędkość wody na wlocie [m/s]**
Kryterium Hartleya (wzór 1)	0,0216	0,137
Kryterium El-Genka i Sabera (wzór 2)	0,0318	0,202
Kryterium Morisona (wzór 3)	0,1091	0,693
Symulacja CFD	**0,030**	**0,19**



Rysunek 7. W pełni wytworzony dryout.

3.2. Wyniki symulacji dla różnych stopni wyparki

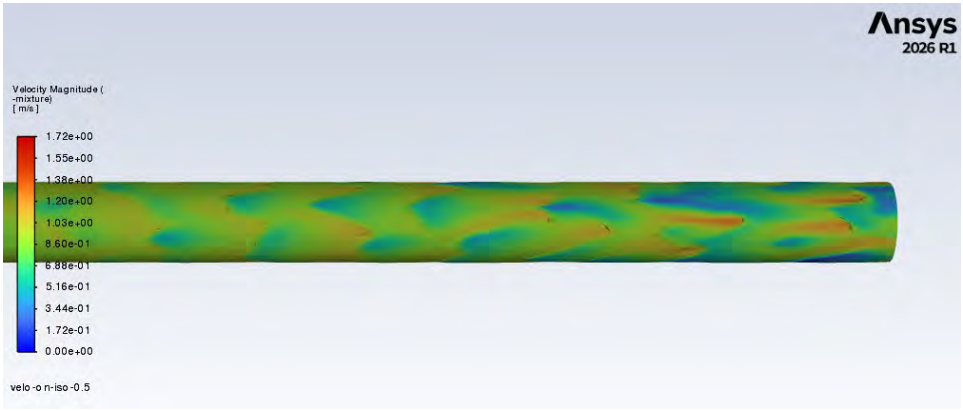
Następnym etapem prac było zaadaptowanie parametrów pracy wyparki do symulacji w celu sprawdzenia czy ruch współprądowy pary wraz z filmem soku na ściance ma wpływ na zrywanie filmu. W tym celu użyto danych dla różnych stopni wyparki zgodnie z tabelą 4. i 5. Symulacje wykonano najpierw dla spływu swobodnego soku, a następnie dodano do tego ruch pary. Strumień masowy pary zdefiniowano używając bilansu masowego. Na podstawie zmiany stężenia soku wyrażonego w Bx oszacowano wolumen odparowanej wody z soku dla poprzedzającego stopnia wyparki. Następnie dzieląc go przez liczbę rur otrzymujemy wynik dla analizowanego przypadku. Tabela 9. przedstawia obliczone wartości strumienia masowego pary dla każdego stopnia wyparki, który należy zadać na wlocie w symulacji.

Tabela 9. Strumień masowy pary dla wielu stopni wyparki.

Stopień wyparki	Ilość pary zasilającej cały stopień [kg/h]	Liczba rur w wymienniku	Strumień pary na 1 rurę [kg/s]	Ciśnienie i Temp. pary zasilającej	Szacowana gęstość pary (ρ) [kg/m³]
I	4351	211	0,00573	105 kPa / 101,0 °C	~ 0,60
II	4154	211	0,00547	87 kPa / 96,8 °C	~ 0,51

III	3956	163	0,00674	67 kPa / 91,2 °C	~ 0,40
IV	2529	163	0,00431	51 kPa / 83,5 °C	~ 0,31
V	2443	163	0,00416	35 kPa / 73,7 °C	~ 0,22

Analiza stopnia IV oraz V jest utrudniona ze względu na recyrkulację zastosowaną w fizycznym urządzeniu. Polega ona na zawróceniu części gotowego koncentratu na początek rury w celu utrzymania filmu. Wartość strumienia recyrkulacji jest zmienna w czasie, co wymagałoby dynamicznej zmiany wartości soku na wlocie podczas trwania symulacji. Jest to możliwe, jednak znacząco zwiększa skomplikowanie modelu więc podczas analizy wyłączono z niej te dwa stopnie. Nie analizowano również stopnia trzeciego ze względu na laminarny charakter przepływu. Analiza trzeciego i każdego kolejnego stopnia wymagałaby zmiany modelu turbulencji na model laminarny co mogłoby mieć wpływ na zwiększenie niepewności pomiarów. Taka symulacja wymagałaby dalszych nakładów pracy i będzie przedmiotem kolejnych rozważań.



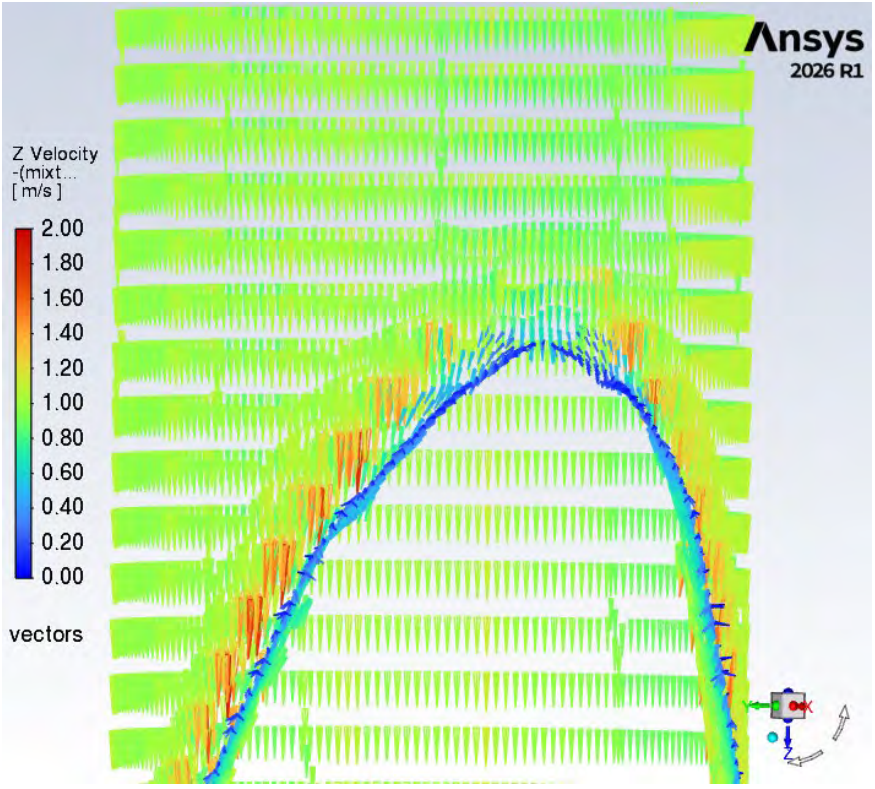
Rysunek 8. Powierzchnia swobodna soku w obszarze w pełni rozwiniętym przy pełnym zalaniu

Metodologia badań pozostała taka sama jak dla przypadku elementarnego. Po inicjalizacji modelu rozpoczęto przepływ z wartością strumienia na wlocie znacznie większą od granicznej wartości obliczonej analitycznie aż do uzyskania stanu quasi-stabilnego. Następnie z każdą kolejną iteracją zmniejszano wartość na wlocie aż do uzyskania dry spotu. Zestawienie wyników symulacji z wartościami obliczeń z wzorów (1), (2) oraz (3) zostało przedstawiono w tabeli 10.

Tabela 10. Wyniki symulacji w zestawieniu z obliczeniami.

Stopień wyparki	**Rzeczywisty strumień soku w urządzeniu [kg/s]**	**Graniczny strumień (Hartley) [kg/s]**	**Graniczny strumień (El-Genk i Saber) [kg/s]**	**Graniczny strumień (Morison) [kg/s]**	**Graniczny strumień soku z symulacji (bez ruchu pary) [kg/s]**	**Graniczny strumień soku z symulacji (z ruchem pary) [kg/s]**
I	0,024	0,018	0,032	0,116	0,041	0,055
II	0,018	0,013	0,018	0,071	0,021	0,029

Zestawienie danych z Tabeli 10 udowadnia, że opieranie projektowania wyparki wyłącznie na klasycznym kryteriach analitycznych prowadzi do błędnych założeń. Rzeczywisty strumień zasilający jest wyższy od teoretycznej granicy Hartleya, więc zgodnie z tym urządzenie pracuje w bezpiecznej strefie. Bardziej rygorystyczne kryterium energetyczne El-Genka i Sabera przesuwa ten próg w górę, co jest już bliżej prawdy, jednak wciąż poniżej progu wyznaczonego za pomocą symulacji. Z kolei kryterium Morisona jest zbyt rygorystyczne i w każdym z badanych przypadków przewyższało granicę wyznaczoną symulacyjnie.



Rysunek 9. Rozkład wektorów prędkości w suchej strudze.

Podsumowanie i wnioski

Podczas pracy zweryfikowano zgodności różnych kryteriów analitycznych zaprezentowanych w wzorach (1), (2) oraz (3), dotyczących ustalania stopnia minimalnego zraszania powierzchni wewnętrznej rury. Kryteria analityczne nie biorą pod uwagi rzeczywistych warunków pracy wyparki takich jak ruch pary mający wpływ na powierzchnię swobodną filmu cieczowego. Ze względu na te zjawiska pojawia się potrzeba stworzenia bardziej zaawansowanego modelu symulacyjnego w celu optymalizacji pracy urządzenia. Za pomocą symulacji CFD sprawdzono wpływ ruchu pary na utrzymanie pełnego zalania. Uzyskane wyniki wykazują znaczny wpływ tego zjawiska na stopień zalania rury.

Wyniki modelu numerycznego tłumaczą mechanizm spadku wydajności rzeczywistych instalacji. Pękanie filmu i obnażanie gorących ścianek rur w wysokich temperaturach stanowi bezpośrednią przyczynę odkładania się zanieczyszczeń oraz krystalizacji na powierzchni wymiany ciepła. Mechanizm powstawania tych zanieczyszczeń jest jednak nieco bardziej skomplikowany i wymaga dalszych analiz i nakładów pracy.

Powyższe rezultaty stanowią bezpośredni dowód na to, że zjawisko zrywania filmu w rzeczywistych instalacjach wielostopniowych jest indukowane w dużej mierze przez aerodynamikę pary, a oparcie projektowania wyłącznie na modelach grawitacyjnych (pomijających pęd oparów) prowadzi do groźnego przeszacowania stabilności zraszania. W analizowanym przypadku to właśnie pęd pary sprawia, że nominalny strumień roboczy spada poniżej progu bezpieczeństwa, inicjując zarastanie powierzchni wymiany ciepła.

Nomenklatura

A	powierzchnia wymiany ciepła lub przekroju poprzecznego (m2)
D,d	średnica rury (m)
v	prędkość przepływu płynu, w tym średnia prędkość spływu warstwy (m x s-1)
Γ	stopień zraszania (kg x m-1 x s-1)
T	temperatura, np. cieczy, pary lub ścianki (K lub ◦C)
P	ciśnienie (bar)
ρ	gęstość cieczy lub gazu/pary (kg x m-3)
μ	lepkość dynamiczna (Pa x s lub kg x m-1 x s-1)
ν	lepkość kinematyczna (m x 2 x s-1)
σ	napięcie powierzchniowe (N x m-1)
θ	kąt zwilżania (◦)
g	przyspieszenie grawitacyjne (m x s-2)
α	ułamek objętościowy poszczególnej fazy w modelach wielofazowych CFD (VOF)
Re	liczba Reynoldsa filmu cieczowego
Pr	liczba Prandtla
Nu	liczba Nusselta

Bibliografia

[1] Kubasiewicz, A. (1977). *Wyparki, Konstrukcja i obliczanie.* Warszawa: Wydawnictwo Naukowo Techniczne.

[2] M. Chen, R. S. Jebson (1997). Factors affecting heat transfer in falling film evaporators. *IChemE, Vol 75, Part C.*

[3] Shabina Khanam, Bikash Mohanty (2010). Energy reduction schemes for multiple effect evaporator systems. *Applied Energy,* 1102-1111.

[4] D. E. Hartley, W. M. (1964). Criteria for the break-up of thin liquid layers flowing isothermally over solid surfaces. *Int. J. Heat Mass Transfer*,1003-1015.

[5] El-Genk, M.S. and Saber, H.H., 2001, Minimum thickness of a flowing down liquid film on a vertical surface*, International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44: 2809–2825.

[6] K. R. Morison, Q. A. (2006). Minimum wetting and distribution rates in falling film evaporators. *Food and Bioproducts Processing*, 302-310.

[7] Chuang-Yao Zhao, Di Qi a, Wen-Tao Ji, Pu-Hang Jin, Wen-Quan Tao (2022). A comprehensive review on computational studies of falling film hydrodynamics and heat transfer on the horizontal tube and tube bundle. *Applied Thermal Engineering,* 117869.
[8] Li Yang, Xiaoman Song, Yong Xie (2017). Effect of the Dryout in Tube Bundles on the Heat Transfer Performance of Falling Film Evaporators. *Procedia Engineering 205,* 2176-2183.
[9] Cyklis, P. (2022). Effect of fouling on falling film evaporator performance in industrial. *Journal of Food Engineering*, 110884
[10] Mathias Gourdon, Fredrik Innings, Alfred Jongsma, Lennart Vamling (2015). Qualitative investigation of the flow behaviour during falling film evaporation of a dairy product. *Experimental Thermal and Fluid Science 60,* 9-19.
[11] Cyklis, P. (2017). Industrial scale engineering estimation of the heat transfer in falling film juice evaporators. *Applied Thermal Engineering*, 1365-1373.
[12] Luis Borraz, Fernando Larrainzar, Florencio Sánchez-Silva, Juan A. Reyes-Nava, Ignacio Carvajal-Mariscal (2022). An injection head to generate a stable falling liquid film within a circular duct. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 44:583.
[13] Julio Frías-Esquivel, Guillermo González-Alatorre, Christian O. Díaz-Ovalle, Raúl Lesso-Arroyo, Erika Ramos-Ojeda (2017). Hydrodynamic analysis of the falling-film formation in evaporators using CFD simulation. *Food and Bioproducts Processing*, 56-67.
[14] María Jose Ramírez-Rivera, Christian O. Díaz-Ovalle, Erika Ramos-Ojeda, Edgar Omar Castrejon-Gonzalez (2024). CFD Simulation analysis of fouling formation in a milk falling-film evaporator. *Food and Bioproducts Processing.* 242-254.
[15] Saeed Azimibavil, Ali Jafarian, Shahriar Tizbin, Aikaterini A. Mouza (2022). A numerical investigation into a long tube falling film evaporator in a zero liquid discharge (ZLD) proces. *Chemical Engineering Science.* 117701.
[16] Julio Frías-Esquivel a, G. G.-A.-O.-A.-O. (2017, Październik). Hydrodynamic analysis of the falling-film formation in evaporators using CFD simulation. *Food and Bioproducts processing*, 56-67.
[17] Milad Azimifar, A. M. (2024). A numerical investigation on the dynamics of particle deposition and fouling on a vertical falling film pipe. *Journal of Water Process Engineering*, 105990.
[18] Ghasem Beiginaloo, Ali Mohebbi, M. Mehdi Afsahi (2022). Combination of CFD and DOE for optimization of thermosyphon heat pipe. *Heat and Mass Transfer (2022),* 58:561-574.
[19] Tao Wen, Yimo Luo, Weifeng He, Wenjie Gang, Liyuan Sheng (2019). Development of a novel quasi-3D model to investigate the performance of a falling film dehumidifier with CFD technology. *International Journal of Heat and Mass Transfer.* 432-442.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_35

Experimental study of thermal and hydrodynamic performance of a prototype minichannel heat exchanger

MARIA TYCHANICZ-KWIECIEŃ, JOANNA WILK

Rzeszów University of Technology, The Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics
ul. Powstańców Warszawy 12, 35-029 Rzeszów
e-mail: mtychanicz@prz.edu.pl

Keywords: minichannel, thermal performance, hydrodynamic performance, experimental investigation

Heat exchanger performance refers to various aspects including heat transfer, pressure drop, mechanical and economic performance and many others. According to the literature, hydrodynamic performance is described by the ratio of heat transfer rate to overall pumping power while thermal performance refers to the ratio of thermal efficiency to overall pressure drop. In the field of thermal energy systems special attention is paid to achieve and maintain supreme thermal and hydraulic performance, therefore this article presents the results of experimental investigation of thermal and hydrodynamic performance of a prototype minichannel heat exchanger with 17 straight parallel minichannels of square cross section. The hydraulic diameter of the minichannel was equal to d_h=1 mm and channel length L=100 mm. Investigated minichannel heat exchanger had also two inlet and outlet plenums of rectangular cross section on hot and cold sides of the flow. Both minichannels and plenums were milled symmetrically on both sides in a single aluminum plate. Experimental measurements were carried out for single phase water flows in counterflow arrangement with Reynolds number ranging from Re=171÷1061 for cold side and Re=239÷2091 for hot side of the heat exchanger. Thermal and hydrodynamic performance indexes were obtained on the basis of primary thermal and hydraulic parameters experimental measurements, including overall heat transfer rate, pressure drop and volumetric flow rate. The results were presented as a function of the average Reynolds number in minichannels on the hot and cold side of the heat exchanger. The comparison of results obtained for investigated prototype minichannel heat exchanger with results of exemplary microchannel heat exchangers available in open literature was presented as well. The analysis revealed that thermal performance of a prototype minichannel heat exchanger is similar to thermal performance of exemplary microchannel heat exchangers with hydraulic diameter 10 times smaller and hydrodynamic performance exceeds the hydrodynamic performance of microchannel heat exchangers.

1. Introduction

The concept of using micro- and minichannels in heating and cooling applications is one of the passive heat transfer performance enhancement method. The field of current studies concerning heat transfer during flow in mini- and microchannels includes the development of design solutions providing a compromise between heat transfer augmentation and flow resistance increase with the use of various heat transfer enhancement mechanisms [1]. The main research direction is the heat transfer effectiveness maximization with minimal energy cost, achieved by channel geometry modification or using advanced working fluids. The balance between thermal and hydraulic performance is one of the primary scope as well, which requires systematic and multi-objective optimization approach.

Literature review concerning thermal and flow performance parameters of micro- and minichannel heat exchangers is presented below.

Hasan et al. [2] presented a numerical investigation of a counter flow microchannel heat exchanger performance, where two types of nanofluids were used. The study aimed to analyze the application of nanofluids as a cooling medium and its influence on overall heat exchanger performance. The performance index parameter was used, which referred to both the ratio of heat exchanger effectiveness to overall pressure drop and as well as to the ratio of heat transfer rate to pumping power. It was noticed that for the case of nanofluid flow, heat exchanger thermal performance and effectiveness were increased and no significant pressure drop increase was observed.

Hasan et al. [3] conducted 3D numerical simulation of the influence of channel geometry on the thermal and hydraulic performance of counter flow microchannel heat exchanger. The analysis focused on heat exchanger effectiveness, pressure drop and performance index and various channel cross section shapes were investigated. The study revealed that circular channels provided ultimate overall performance among other geometries and the second best variant was square cross sectional shape of the channels.

Jahan and Nasrin [4] studied numerically the influence of critical physical parameters of the cross-flow microchannel heat exchanger on thermal and hydraulic characteristics and performance parameters with respect to six different channel cross sectional shapes. The contribution of following channel parameters on pressure drop, effectiveness, Nusselt number and overall performance of heat exchanger were particularly analyzed: the geometry, channel spacing, number of channels and channel inlet velocity. It was found that square shaped channels provided the highest overall performance index parameters and for circular channels thermal characteristics were supreme as well as pressure drop.

Khoshvaght-Aliabadi et al. [5] conducted experimental investigation of cooling performance of a microchannel heat sink with channels of sinusoidal-wavy shape and square cross section. The effect of wave length and wave amplitude as well as variable mass fraction of the water-ethylene glycol were studied in order to obtain thermal and hydraulic performance, particularly heat transfer coefficient, pressure drop and performance index. The results showed that thermal performance was greatly improved in comparison to straight microchannels and the decrease of wave length and the increase of wave amplitude enhance heat transfer characteristics.

Mohammed et al. [6] investigated numerically thermal and hydrodynamic performance of microchannel heat exchanger with channels of circular cross section for the case of various nanofluids flow. The analysis included the following parameters: heat transfer coefficient, Nusselt number, pressure drop, pumping power, effectiveness and performance, index. The study showed that for the case of nanofluid flow heat transfer coefficients were improved when compared with water flow, however pressure drop and pumping power were also increased. Both the performance index and heat exchanger effectiveness decreased as a function of Reynolds number.

Mohammed et al. [7] studied numerically the effect of nanofluids on heat transfer and fluid flow in microchannel heat exchanger with straight channels of square cross section. The performance was established considering heat transfer coefficient, pressure drop, pumping power, effectiveness and overall performance index. It was reported that nanofluids contribute to both thermal performance and pressure drop increase and with increasing Reynolds number pumping power also increase and effectiveness is decreased. Performance index was clearly reduced with increasing particle volume concentration of nanofluids when compared to base fluid.

Ali et al. [8] studied numerically the influence of surface roughness on heat transfer, pressure drop and overall performance of a counter flow microchannel heat exchanger with various channel geometries. It was shown that surface roughness slightly improved heat transfer and contributed to increased pressure drop and pumping power. It was emphasized that surface roughness plays more important role for channels with smaller hydraulic diameter and flow velocity.

Anvari et al. [9] presented experimental and numerical investigation of thermal performance of wavy minichannel heat exchanger with cross flow configuration for the case of non-Newtonian nanofluid flows. The study proved that the combination of passive heat transfer enhancement techniques in the form of innovative channel shape and modified working fluid contribute to thermal performance improvement.

The analysis of presented literature lead to the conclusion that microchannel studies are attracting considerable interest and the effects of various geometries combined with innovative working fluids on heat transfer enhancement and flow uniformity are widely analyzed and improved. Microchannel heat exchangers gain particular attention as effective solution of heat transfer and overall performance augmentation. The key indicator is the balance between heat transfer enhancement and hydraulic loses limitation. However, it was also found that minichannel heat exchangers provide comparable thermal characteristics with often limited pressure drop. Due to greater range of hydraulic diameter in minichannels, the manufacturing process is simplified with reference to microchannels, while compact design is sustained.

The aim of this paper is to present the results of overall performance evaluation of a prototype minichannel heat exchanger as an equally effective heating/cooling system. Thermal and flow characteristics of investigated minichannel heat exchanger were previously described in [10], however performance parameters were not presented. Tychanicz-Kwiecień and Gil [10] presented experimental and analytical investigation of thermal and hydraulic characteristics of a prototype minichannel heat exchanger with straight channels of hydraulic diameter of 1 mm. The prototype was designed as a symmetrical, double-sided system with 17 minichannels of square cross section and two inlet and outlet plenums of rectangular cross section located on both sides of the flow. Maximum overall heat transfer coefficient reached 3000 W/(m²K) and maximum pressure drop on the one side of the heat exchanger was equal to 6,5 kPa. Results obtained for investigated minichannel heat exchanger were compared with microchannel heat exchangers presented in[11]. It was revealed that results of overall heat transfer coefficient obtained for investigated minichannel heat exchanger were two times lower and in terms of pressure drop results were 33 times lower than for comparative microchannel heat exchanger with 10 times smaller hydraulic diameter (0,1 mm).

This study also focuses on comparative analysis of results obtained for investigated minichannel heat exchanger and microchannel heat exchangers presented in literature. It was found that thermal performance of a prototype minichannel heat exchanger is comparable to thermal performance of exemplary microchannel heat exchangers with hydraulic diameter 10 times smaller and hydrodynamic performance exceeds the hydrodynamic performance of microchannel heat exchangers.

2. Experimental set-up

Experimental investigations of a prototype minichannel heat exchanger have been performed on the experimental test stand presented in Fig. 1.



Fig. 1. The photo of the experimental setup: 1 – hot side circulating bath, 2 – cold side circulating bath, 3 – differential pressure transducers, 4 – flow meters, 5 - thermocouple ice point reference, 6 – digital multimeter, 7 – laptop with LabVIEW environment, 8 – investigated mini heat exchanger [10]

The working fluid flowed in a closed system of circulating hot and cold deionized water, in which refrigerated/heated circulating baths were used as a heat source and heat sink. The following main components of the experimental set up can be distinguished: investigated minichannel heat exchanger thermocouples, pressure transducers, flowmeters, circulation baths and a digital multimeter. The temperature was measured with the use of the set of type K thermocouples. The Kaye K150 Ice Point reference was used as a reference temperature. The temperature of the working fluid was measured in the inlet and outlet plenum of the hot and cold sides of the heat exchanger. The thermocouple voltage signal has been recorded using the Keithley 3700A multimeter. Thermocouples were calibrated with the use of a reference thermometer and the accuracy of the temperature measurement was obtained and equal to ±0.1°C in the investigated temperature range. For measuring the volumetric flow rate of the working fluids, two turbine flowmeters were used. The calibration of both flowmeters was carried out within the measurement range and the accuracy of the volumetric flow rate measurement was established as ±0.35% of the measured value. Two differential pressure transducers were used for pressure drop measurements, which were calibrated with the use of pressure calibrator throughout the entire measurement range. After calibration, the accuracy of the differential pressure measurement was obtained and equal to ±0.05% of the measurement range. The pressure drop was measured between inlets and outlets of the hot and cold sides of the investigated heat exchanger. The view of the particular components of the prototype minichannel heat exchanger is presented in Fig. 2.

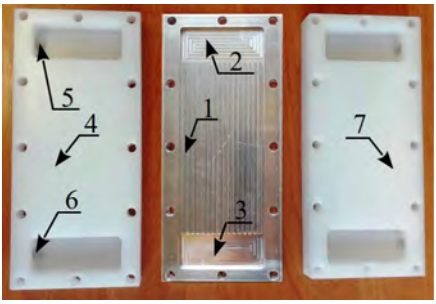


Fig. 2. The minichannel heat exchanger components: 1 – aluminum plate with minichannels, 2 - input plenum, 3 – output plenum, 4 – hot side plastic housing, 5 – flow input, 6 – flow output, 7 - cold side plastic housing [10]

The heat exchanger was designed in modular construction which consisted of the following components: aluminum plate with minichannels and inlet and outlet plenums, rubber seals and two plastic housings. The main component of the investigated test section was aluminum plate with 17 straight, parallel, double-sided minichannels of square cross-section and rectangular double-sided inlet and outlet plenums. Therefore cold and hot sides of the investigated heat exchanger formed geometrical symmetry. The selected design solution was applied due to reduced material consumption, rapid manufacturing and compactness. The hydraulic diameter of the minichannels was equal to 1 mm and minichannel length was 100 mm. The hot and cold working fluids were separated by a material layer with a thickness of 1 mm. Plastic housings had a series of through holes designed for mounting screws, which connected individual components together. Investigated minichannel heat exchanger was insulated with granulated polystyrene foam in order to reduce heat loss to the ambience. Experimental measurements were carried out for constant temperature set on the inlet side of hot and cold working fluid, equal to $T_{h,in} = 70℃$ and $T_{c,in} = 20℃$, respectively. The volumetric flow rate was varied in the range of $\dot{V}_h = 0{,}99 \div 0{,}13$ l/min for hot side and $\dot{V}_c = 0{,}92 \div 0{,}13$ l/min for cold side working fluid with interval of around $0{,}15$ l/min. Measurement uncertainties were established according to the method described in [12]. The results were presented in Table 1.

Table 1. Typical uncertainty.

Parameter	Relative uncertainty	Absolute uncertainty
Δp	± 0.05%	-
$\dot{V}$	± 0.35%	-
Ω	± 0.4%	-
T	-	± 0.1K
$\dot{Q}$	± 3.2%	-
η^*	± 0,55%	-

3. Data reduction

The heat transfer rate of the cold and hot side of investigated heat exchanger can be written as [10]:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_c &= C_c\left(T_{c,out} - T_{c,in}\right) = \rho_c \cdot \dot{V}_c \cdot c_{p,c}\left(T_{c,out} - T_{c,in}\right) \\ \dot{Q}_h &= C_h\left(T_{h,in} - T_{h,out}\right) = \rho_h \cdot \dot{V}_h \cdot c_{p,h}\left(T_{h,in} - T_{h,out}\right) \end{aligned} \tag{1}$$

Where heat capacity for hot and cold fluid C_c, C_h can be expressed as:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c}$$
$$C_h = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \quad (2)$$

Due to the fact that there is relatively small difference in the measured heat transfer rate in the cold and hot sides, respectively, the heat transfer rate in the heat exchanger is calculated as:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_h + \dot{Q}_c}{2} \quad (3)$$

Heat exchanger effectiveness is defined as the ratio of measured heat transfer rate $\dot{Q}$ to maximum possible heat transfer rate $\dot{Q}_{max}$ [13]:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (4)$$

The maximum possible heat transfer rate in the heat exchanger $\dot{Q}_{max}$ is achieved for the maximum temperature difference in the heat exchanger ΔT_{max}, which is the difference between the inlet temperature of the hot fluid $T_{h,in}$ and cold fluid $T_{c,in}$ and for the fluid with lower heat capacity:

$$\Delta T_{max} = T_{h,in} - T_{c,in} \quad (5)$$

Thus:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}\left(T_{h,in} - T_{c,in}\right) \quad (6)$$

Where:

$$C_{min} = min(C_c, C_h) \quad (7)$$

There are two approaches to achieve maximum possible heat transfer rate $\dot{Q}_{max}$. The first variant assumes that the outlet temperature of the cold fluid reaches the inlet temperature of the hot fluid and in the second variant outlet temperature of the hot fluid is equal to the inlet temperature of the cold fluid. The increase of the temperature of the cold fluid equal to the decrease of temperature of the hot fluid occurs when heat capacity of both fluids are equal, what can be written as follows:

$$C_c = C_h \quad (8)$$

When $C_c \neq C_h$, then the fluid with lower heat capacity, and therefore with lower mass flow rate, reaches the maximum temperature faster. Hence, the maximum heat transfer rate of the exchanger can be expressed by the formula (6).

Pumping power on the cold and hot side of the heat exchanger can be determined as a product of volumetric flow rate and pressure drop on cold and hot heat exchanger side:

$$\Omega_c = \Delta p_c \cdot \dot{V}_c$$
$$\Omega_h = \Delta p_h \cdot \dot{V}_h \quad (9)$$

The total pumping power is the sum of pumping power on the hot and cold side:

$$\Omega = \Omega_c + \Omega_h \quad (10)$$

The Reynolds number is defined as:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d_h}{\mu} \quad (11)$$

The overall heat exchanger performance can be assessed by determining the performance index, which can be separated into thermal performance and hydrodynamic performance. Hydrodynamic performance is described by the ratio of heat transfer rate $\dot{Q}$ to overall pumping power Ω [3]:

$$\eta^* = \frac{\dot{Q}}{\Omega} \tag{12}$$

Thermal performance refers to the ratio of heat exchanger effectiveness ε to overall pressure drop Δp [3]:

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\Delta p} \tag{13}$$

Both thermal and hydrodynamic performance parameters are essential for assessing the overall performance of the heat exchanger and enable to control the heat exchanger operating in a way to achieve the maximum ratio of energy generated to the energy consumed by the system. Fluid properties, such as density, viscosity and specific heat were determined for mean fluid temperature between inlet and outlet of the heat exchanger.

4. Results and discussion

Figs. 3 and 4 present the results of hydrodynamic and thermal performance investigation obtained for a prototype minichannel heat exchanger and exemplary microchannel heat exchangers presented in literature. Both investigated parameters were presented as a function of Reynolds number. For investigated minichannel heat exchanger average Reynolds number obtained for hot and cold side was used. The double-logarithmic scale was used in order to enhance the clarity of the measurement data.

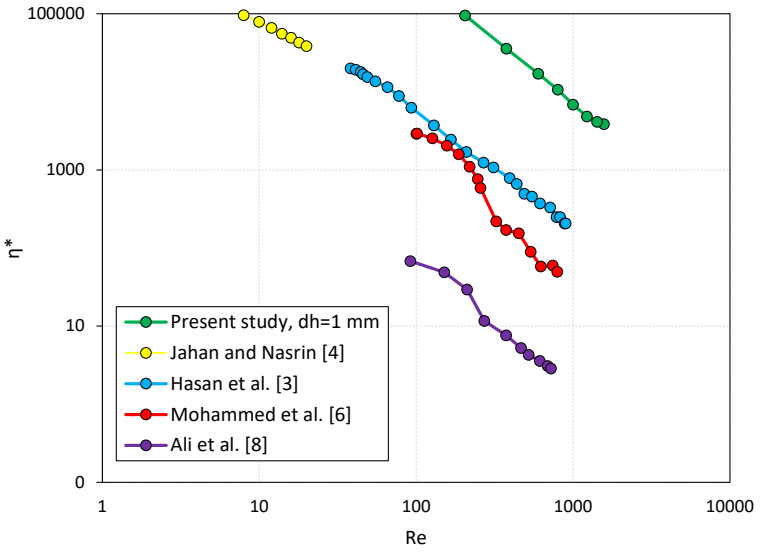


Fig. 3. The comparison of hydrodynamic performance of investigated minichannel heat exchanger and microchannel heat exchangers

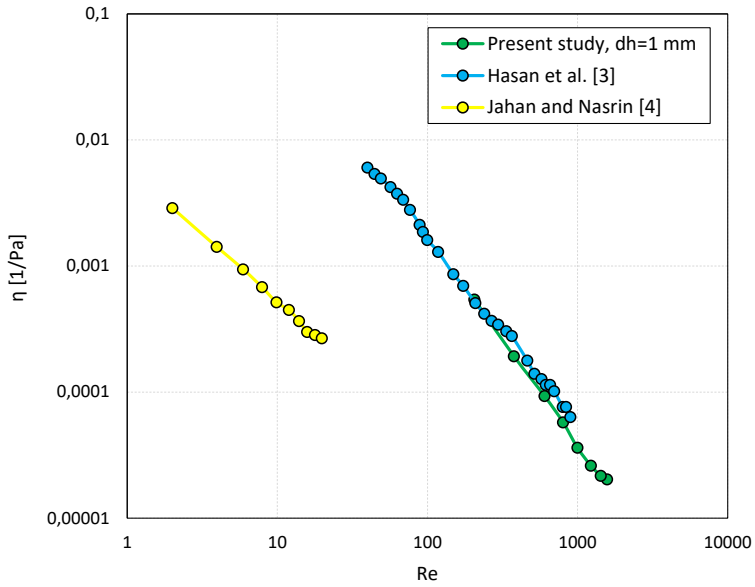


Fig. 3. The comparison of thermal performance of investigated minichannel heat exchanger and microchannel heat exchangers

From the presented comparison it can be noticed that both the thermal and hydrodynamic performance obtained for all analyzed geometries decrease with the increase of the Reynolds number. This effect results from the fact that volumetric flow rate increase determine further increase of following parameters: mass flow rate, flow velocity, Reynolds number, pressure drop, pumping power and heat transfer rate: both $\dot{Q}$ and $\dot{Q}_{max}$. This implies that with the increase of flow velocity, and thus the Reynolds number, the increase of the maximum heat transfer rate $\dot{Q}_{max}$ is greater than the actually measured heat transfer rate $\dot{Q}$. Therefore, according to the formula (3), heat exchanger effectiveness decreases.

According to Fig. 3 it can be noticed that with respect to hydrodynamic performance, results obtained for investigated prototype minichannel heat exchanger exceeded the results obtained for all comparative microchannel heat exchangers in the range of Reynolds number above 100. Maximum hydrodynamic performance of $\eta^* = 95\,181$ was obtained for Re_{avg} = 205. With the increase of the Reynolds number to the maximum value of Re_{avg} = 1576, the hydrodynamic performance decreased almost 25 times to the value of $\eta^* = 3864$. According to thermal performance, for Re_{avg} = 205, $\eta = 0{,}00054$ and for Re_{avg} = 1576, thermal performance was decreased to $\eta = 0{,}00002$, which is more than 26-fold decrease.

In [4] the results were obtained on the basis of numerical studies, which covered lower range of Reynolds number Re=2÷20. Thus, maximum achieved hydrodynamic performance reached $\eta^* = 443\,981$ for Re=2 and decreased more than 11 times to the $\eta^* = 38\,512$ for Re=20. In terms of thermal performance, for Re=2, $\eta = 0{,}0028$ and after reaching Re=20, thermal performance parameter decreased by one order of magnitude to the value $\eta = 0{,}00026$.

In [3] numerical simulations of performance index parameters were carried out in the Reynolds number range of Re = 40÷900. For channels of square cross section maximum performance index calculated as the ratio of effectiveness to total pumping power was equal to $\eta = 0{,}006$ for Re = 40. With increasing Reynolds number to Re=900, performance index decreased by two orders of magnitude to $\eta = 0{,}00006$ (Fig. 4). When comparing the results of thermal performance obtained for considered microchannel heat exchanger and investigated minichannel heat exchanger it can be noticed that results coincide in the approximate Reynolds number of Re=200 and the variation of the parameter for both systems is very similar across the entire range of Reynolds numbers.

As far as the ratio of heat transfer rate to pumping power ratio is concerned, from Fig. 3 it can be observed that with Reynolds number increase from Re = 40 to Re = 900, performance index decreased almost 100 times from $\eta^* = 19\,876$ to $\eta^* = 206$.

In [6] the results of numerical simulations of overall performance were presented only in terms of the ratio of the heat transfer rate to pumping power. The results were obtained for straight channels of circular cross section for the case of water flows. It was found that within the range of established Reynolds number Re=100÷800, performance index decreased almost 60 times from $\eta^* = 2909$ to $\eta^* = 50$.

In turn, in [8] authors studied the influence of surface roughness on thermal parameters expressed as performance factor determined by the heat transfer rate and pumping power. The results obtained for smooth square channels showed that within the Reynolds number range of Re = 90÷900 performance factor decreased from $\eta^* = 68$ to $\eta^* = 3$.

The specification of geometrical and flow parameters of investigated test section of the minichannel heat exchanger and reference geometries of microchannel heat exchangers presented in literature were summarized in Table 2.

Table 2. The summary of geometrical and flow parameters specification

Parameter	Investigated minichannels	Microchannels			
		[4]	[3]	[6]	[8]
$d_h[mm]$	1	0,1	0,1	0,5	1
$L_{mch}[mm]$	100	10	10	15	15
Channel shape	straight	straight	straight	straight	straight
Channel cross section	square	square	square	circular	square
Reynolds number range	$Re_{avg} = 135 \div 1773$	$Re = 2 \div 20$	$Re = 40 \div 900$	$Re = 100 \div 800$	$Re = 90 \div 900$
Measurement method	experimental studies	numerical studies	numerical studies	numerical studies	numerical studies
Working fluid	water	water	water	water and nanofluids	water
Flow type	single -phase				

5. Conclusion

The aim of the paper was to present the results of experimental investigation of the hydrodynamic and thermal performance of a prototype minichannel heat exchanger with straight, parallel channels of square cross section. Experimental measurements of inlet and outlet fluid temperatures, volumetric flow rates and pressure drops on the hot and cold sides of the minichannel heat exchanger were carried out for single phase water flows in counter flow arrangement. The results obtained for investigated minichannel heat exchanger were compared with the results of exemplary microchannel heat exchangers presented in literature. For comparative analysis of performance index parameters, reference literature that focuses on systems exhibiting geometrical and flow similarity to the studied geometry of the minichannel heat exchanger was selected.

On the basis of presented analysis it was revealed that hydrodynamic performance of a prototype minichannel heat exchanger exceeded the hydrodynamic performance of exemplary microchannel heat exchangers and thermal performance is similar or greater than thermal performance of microchannel heat exchangers with hydraulic diameter 10 times smaller. From the presented comparison it can be concluded that presented minichannel heat exchanger prototype demonstrates favorable thermal and hydrodynamic performance parameters with promising heat removal features comparable to microchannel systems. In terms of manufacturing process, the main design objective of the investigated minichannel heat exchanger was to develop a prototype of a construction that allows it to be manufactured with the use of available technology, while enabling easy and rapid assembly and disassembly for the replacement or maintenance of individual components. The single-plate heat exchanger design is characterized by simplicity, functionality, and compactness. An additional advantage of the proposed design solution was the reduced material consumption, as well as the minimization of potential thermal contact resistance.

In addition, when considering operating and manufacturing process of microchannels and minichannels, it is worth to emphasize that microchannels exhibit greater pressure drops, and thus pumping power in comparison to minichannels. Due to very small hydraulic diameter in microchannels greater possibility of channel clogging and related flow uniformity occurs.

Nomenclature

$T_{c,in}$	inlet temperature of the cold fluid, K
$T_{c,out}$	outlet temperature of the cold fluid, K
$T_{h,in}$	inlet temperature of the hot fluid, K
$T_{h,out}$	outlet temperature of the hot fluid, K
C_c	heat capacity of the cold fluid, W/K
C_h	heat capacity of the hot fluid, W/K
$\dot{V}_c$	volumetric flow rate of the cold fluid, l/min
$\dot{V}_h$	volumetric flow rate of the hot fluid, l/min
$c_{p,c}$	specific heat of the cold fluid, J/(kg·K)
$c_{p,h}$	specific heat of the hot fluid, J/(kg·K)
$\dot{m}_\mathrm{c}$	mass flow rate of the cold fluid, kg/s
$\dot{m}_\mathrm{h}$	mass flow rate of the hot fluid, kg/s
d_h	hydraulic diameter, m
$\dot{Q}$	heat transfer rate, W
$\dot{Q}_c$	heat transfer rate on the cold side, W

$\dot{Q}_h$ heat transfer rate on the hot side, W
Δp_c pressure drop on the cold side, Pa
Δp_h pressure drop on the hot side, Pa
u flow velocity, m/s
ε thermal effectiveness, %
η^* thermal performance, 1/Pa
η hydrodynamic performance
ρ density, kg/m^3
ρ_c density on the cold side, kg/m^3
ρ_h density on the hot side, kg/m^3
μ dynamic viscosity, Ns/m^2
Ω pumping power, W
Ω_c pumping power on the cold side, W
Ω_h pumping power on the hot side, W

Literature

[1] Dong, G., Huang, C., Wu, D., Liu, S., Wu, N., Huang, P., ... & Wang, Z. (2025). A review of the impacts of the microchannel structure on the heat transfer performance of microchannel heat exchangers. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *169*, 109806.

[2] Hasan, M. I., Rageb, A. M. A., & Yaghoubi, M. (2012). Investigation of a counter flow microchannel heat exchanger performance with using nanofluid as a coolant. *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, *2*(2), 35-43.

[3] Hasan, M. I., Rageb, A. A., Yaghoubi, M. Y. S. A., & Homayoni, H. (2009). Influence of channel geometry on the performance of a counter flow microchannel heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, *48*(8), 1607-1618.

[4] Jahan, S., & Nasrin, R. (2024). Role of physical structure on performance index of crossflow microchannel heat exchanger with regression analysis. *Advanced Modeling and Simulation in Engineering Sciences*, *11*(1), 17.

[5] Khoshvaght-Aliabadi, M., Sahamiyan, M., Hesampour, M., & Sartipzadeh, O. (2016). Experimental study on cooling performance of sinusoidal–wavy minichannel heat sink. *Applied Thermal Engineering*, *92*, 50-61.

[6] Mohammed, H. A., Bhaskaran, G., Shuaib, N. H., Abu-Mulaweh, H. I., & Saidur, R. (2012). Thermal and hydrodynamic performance analysis of circular microchannel heat exchanger utilizing nanofluids. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, *22*(7), 907-927.

[7] Mohammed, H. A., Bhaskaran, G., Shuaib, N. H., & Abu-Mulaweh, H. I. (2011). Influence of nanofluids on parallel flow square microchannel heat exchanger performance. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *38*(1), 1-9.

Khoshvaght-Aliabadi, M., Sahamiyan, M., Hesampour, M., & Sartipzadeh, O. (2016). Experimental study on cooling performance of sinusoidal–wavy minichannel heat sink. *Applied Thermal Engineering*, *92*, 50-61.

[8] Ali, A. A., Alfarge, D., Lafta, A. M., Hasan, M. I., & Rashid, F. L. (2024). Numerical investigation for the effects of surface roughness in counter flow microchannel heat exchanger with different channels geometries. *Discover Applied Sciences*, *6*(9), 459.

[9] Anvari, A., & Javaherdeh, K. (2021). Thermal performance of a mini-channel heat exchanger (MCHE) working with CNT/GNP-based non-Newtonian nanofluids: A. Anvari, K. Javaherdeh. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, *145*(5), 2307-2319.
[10] Tychanicz-Kwiecień, M., & Gil, P. (2024). Experimental investigation of thermal and flow characteristics of a prototype minichannel heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *231*, 125825.
[11] García-Hernando, N., Acosta-Iborra, A., Ruiz-Rivas, U., & Izquierdo, M. (2009). Experimental investigation of fluid flow and heat transfer in a single-phase liquid flow micro-heat exchanger. *International journal of heat and mass transfer*, *52*(23-24), 5433-5446.
[12] Holman, J. P. (1966). Experimental methods for engineers.
[13] Cengel, Y. A. (1998). Heat transfer: a practical approach. WBC McGraw-Hill

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_36

Nowa generacja płynów dielektrycznych – badania eksperymentalne nad zamiennikiem HFE-7100

PAWEŁ DĄBROWSKI[1], MAJA KASZUBA[1], REHAN KHAN[1], RITUNESH KUMAR[1,2] DARIUSZ MIKIELEWICZ[1]

[1] Politechnika Gdańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa
ul. Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk
[2] Indian Institute of Technology Indore, Department of Mechanical Engineering,
Khandwa Road, Simrol[1]
[1]e-mail: pawel.dabrowski@pg.edu.pl

Słowa kluczowe: mikropinowy radiator, płyn dielektryczny, chłodzenie elektroniki, wymiana ciepła

Z uwagi na intensywny rozwój w dziedzinie sztucznej inteligencji poszukiwanie skutecznych metod chłodzenia elektroniki pozostaje w centrum zainteresowania inżynierów na całym świecie. W najnowszym procesorze Intel Core Ultra 9 285K pobór mocy elektrycznej może osiągać 250 W, co przy jego wymiarach 45,0 mm × 37,5 mm odpowiada gęstości strumienia ciepła na poziomie 148 kWm^{-2}. Jednocześnie temperatura pracy nie powinna przekraczać 105°C ze względu na ryzyko awarii. Przy tak wysokich parametrach eksploatacyjnych klasyczne chłodzenie powietrzne staje się niewystarczające, natomiast chłodzenie cieczą - konieczne. Wybór odpowiedniego medium chłodzącego jest zatem równie istotny jak konstrukcja radiatora.

Cieczą dielektryczną powszechnie stosowaną do chłodzenia elektroniki jest Novec HFE-7100, wprowadzona na rynek w 1996 roku. Po niemal 30 latach została ona jednak wycofana z produkcji. Decyzja ta wiąże się z projektem regulacyjnym ogłoszonym przez Europejską Agencję Chemikaliów (ECHA), dotyczącym całkowitego wycofania z obiegu substancji per- i polifluoroalkilowych (PFAS), do których zaliczany jest Novec HFE-7100. W odpowiedzi na planowane zmiany regulacyjne producenci wprowadzają na rynek nowe płyny spełniające wymagania ECHA, przeznaczone jako zamienniki wycofywanych substancji. Jednym z nich jest Thermasolv IM1, opisywany jako identyczny zamiennik HFE-7100, a drugim Thermasolv CF2, który producent określa jako alternatywny zamiennik HFE-7500.

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych oraz analizę cieplno-przepływową czynników chłodzących Novec HFE-7100, HFE-7300, HFE-7500 oraz Thermasolv IM1 i Thermasolv CF2. Oceniono efektywność chłodzenia oraz spadki ciśnienia podczas przepływu w mikrożebrowym radiatorze o wymiarach zewnętrznych 40 mm × 40 mm. Radiator składał się z 625 żeber o przekroju kwadratowym (0,8 mm × 0,8 mm) i wysokości 0,8 mm. Celem badań było porównanie oraz ewaluacja właściwości użytkowych obu płynów dla różnych warunków pracy. Mimo że Thermasolv IM1 jest opisywany jako identyczny zamiennik Novec HFE-7100, analiza jego właściwości wykazała różnice w wybranych parametrach fizykochemicznych. Jeszcze większe różnice zaobserwowano dla płynu Thermasolv CF2 w porównaniu z HFE-7300 i HFE-7500.

Wstęp

W 1965 roku jeden ze współzałożycieli firmy Intel Corporation, Gordon Moore, opublikował artykuł, w którym przedstawił prawo Moore'a [1]. Według tej teorii liczba elementów elektronicznych w układzie scalonym podwaja się co dwa lata. Zgodnie z treścią pracy zwiększenie mocy w niewielkim

elemencie elektronicznym pozwala obniżyć jego cenę i zwiększyć możliwości obliczeniowe. Autor poświęcił również osobny rozdział zagadnieniu zarządzania ciepłem w takich układach. Było dość oczywiste, że rosnąca liczba elementów spowoduje generację dużych strumieni ciepła, które będą musiały zostać odprowadzone z powierzchni elementu elektronicznego. Dlatego chłodzenie stało się jedną z największych przeszkód w rozwoju elektroniki i zwiększaniu mocy obliczeniowej. Co więcej, była to jedna z przyczyn, dla których prawo Moore'a nie obowiązuje od 2016 roku [2]. Ponadto w istniejącej elektronice nieefektywne systemy chłodzenia prowadzą do przekroczenia maksymalnej dopuszczalnej temperatury, co jest przyczyną aż 55% jej uszkodzeń [3, 4]. Oprowadzanie ciepła ma kluczowe znaczenie w rozwoju elektroniki, dlatego istnieje wiele technik chłodzenia w tej dziedzinie.

Oprócz pośrednich metod chłodzenia układów elektronicznych, takich jak wykorzystanie rurek ciepła [5], materiałów zmienno-fazowych (PCM) [6], istnieją metody bezpośrednie, takie jak zanurzenie [4, 7] oraz chłodzenie przepływowe [8]. Podczas gdy chłodzenie zanurzeniowe polega na umieszczeniu urządzenia w zbiorniku z czynnikiem chłodzącym, chłodzenie przepływowe można przeprowadzić poprzez przepuszczanie czynników chłodniczych przez rozbudowaną powierzchnię, taką jak mikrokanałowy radiator (MCHS) [9] lub mikrożebrowy radiator (MPFHS) [10]. Chociaż woda jest niedroga, łatwo dostępna i ma korzystne właściwości termiczne, takie jak wysokie ciepło właściwe i stosunkowo wysoka temperatura wrzenia, jej zastosowanie jako chłodziwa w elektronice wymaga dodatkowej powłoki izolacyjnej na powierzchni procesora, co wprowadza dodatkowy opór cieplny w procesie wymiany ciepła. Ponadto istnieje ryzyko uszkodzenia tej warstwy, co może prowadzić do awarii urządzenia. W związku z tym niezbędne stało się wykorzystanie czynników dielektrycznych.

W [11] przedstawiono wnikliwy przegląd środków chłodzących oraz zasad ich doboru do zastosowań elektronicznych, w tym chłodziw dielektrycznych. Zgodnie z tą pracą czynniki dielektryczne można podzielić na aromatyczne (benzen, toluen itp.), alifatyczne (parafinowe, izoparafinowe itp.), fluorowęglowodory (grupy HFE i FC) oraz silikony. W ostatnich latach popularność zyskały płyny HFE dystrybuowane przez firmę 3M oraz chłodziwa FC. Obie te grupy nadają się do chłodzenia jednofazowego i dwufazowego. Jednak producent ogłosił, że produkcja tych płynów zostanie wstrzymana [12]. Decyzja ta jest związana z propozycją regulacyjną ogłoszoną przez Europejską Agencję Chemikaliów (ECHA) dotyczącą całkowitego wycofania substancji per- i polifluoroalkilowych (PFAS), do których należy Novec HFE-7100 oraz inne ciecze z grupy HFE [13]. W odpowiedzi na planowane zmiany regulacyjne producenci wprowadzają na rynek nowe czynniki chłodnicze, które spełniają wymagania ECHA i mają zastąpić wycofywane substancje. Ostatnie czynniki HFE można było kupić w styczniu 2025 roku. Chociaż firma 3M wycofała się z produkcji czynników chłodniczych, dla niemal wszystkich czynników HFE można znaleźć kilka zamienników. Jedyną wadą większości nowych produktów jest to, że producenci nie podają właściwości tych substancji w funkcji temperatury, co ma kluczowe znaczenie dla nauki i przemysłu. Niniejsza praca przedstawia badanie czterech kluczowych właściwości dwóch nowych dielektrycznych czynników chłodniczych. W celu przeprowadzenia tych badań dokonano przeglądu literatury dotyczącej metod badania właściwości czynników chłodniczych HFE.

Ponieważ czynniki chłodnicze o właściwościach dielektrycznych stały się kluczowe dla inżynierii, konieczne było określenie ich właściwości. Na przestrzeni lat ukazało się kilka publikacji dotyczących wyznaczania właściwości płynów HFE. W [14] zbadano gęstość i prężność pary HFE-7100. Badanie przeprowadzono w zakresie temperatur od -23,15 do 96,15°C i przy ciśnieniach sięgających 3,0 MPa przy użyciu gęstościomierza magnetycznego. Pineiro i in. [15] badali gęstości HFE-7100 i HFE-7200

w zakresie temperatur 10,0-50,0°C i ciśnień sięgających 40,0 MPa. Do przeprowadzenia badania wykorzystano wysokociśnieniowy densymetr z rurką wibracyjną. Ponadto autorzy przedstawili izobaryczną rozszerzalność cieplną i izotermiczną ściśliwość. Klomfar i in. [16] wyznaczyli napięcie powierzchniowe i gęstość HFE-7000 pod podwyższonym ciśnieniem (do 100,0 MPa) w zakresie temperatur od -65,0 do 80,0°C. W przypadku pierwszej właściwości wykorzystano metodę płytki Wilhelmy'ego oraz metodę pierścienia du Noüy'a. W celu wyznaczenia gęstości zastosowano również dwie metody: metodę wypornościową oraz zasadę stałej objętości. Drugą procedurę przeprowadzono na samodzielnie opracowanym stanowisku laboratoryjnym [17]. Qi i in. [18] zbadali gęstości HFE-7000 i HFE-7100 przy użyciu gęstościomierza z rurką wibracyjną. Badanie przeprowadzono w zakresie temperatur od 10,0 do 90,0°C i przy ciśnieniach do 100,0 MPa. Wyniki skorelowano ze zmodyfikowanym równaniem Taita. Dodatkowo autorzy podali izotermiczną ściśliwość i izobaryczną rozszerzalność cieplną. Podobne badania dla HFE-7200 i HFE-7500 przeprowadzili Fang i in. [19]. W [20] zbadano gęstość sprężonego HFE-7500 w zakresie temperatur od -3,15 do 196,85°C. Aby zmierzyć właściwości sprężonego czynnika chłodniczego w zakresie ciśnień od 0,5 do 50,0 MPa, autorzy wykorzystali densymetr z rurą wibracyjną.

Rausch i in. [21] przeprowadzili badania dotyczące gęstości, napięcia powierzchniowego i lepkości kinematycznej pięciu ciekłych czynników chłodniczych z grupy HFE: HFE-7000, HFE-7100, HFE-7200, HFE-7300 oraz HFE-7500. Do pomiaru gęstości wykorzystano wspomniany już wibracyjny wiskozymetr rurowy, natomiast do pomiaru napięcia powierzchniowego i lepkości zastosowano technikę rozpraszania światła na powierzchni. Gęstość badano w warunkach nasycenia w zakresie temperatur od 0,0 do 90,0°C, a dwie pozostałe właściwości w zakresie od 0,0 do 100,0°C. Hu i in. [22] badali lepkość sprężonych czynników chłodniczych HFE-7000, HFE-7100, HFE-7200 i HFE-7500. Badania przeprowadzono w zakresie ciśnienia od 0,1 do 30,0 MPa. Vins i in. [23] badali gęstość i napięcie powierzchowne pięciu czynników chłodniczych HFE (HFE-7000, HFE-7100, HFE-7200, HFE-7300, HFE-7500). Właściwości badano przy ciśnieniu 0,1 MPa i w zakresie temperatur od -13,0 do 65,0°C. W przypadku gęstości zastosowano metodę wypornościową, a w przypadku napięcia powierzchniowego metodę płytki Wilhelmy'ego i pierścienia du Noüy'a.

Chociaż właściwości hydrodynamiczne czynników chłodniczych z grupy HFE były szeroko badane, badania nad ich właściwościami termodynamicznymi, takimi jak przewodność cieplna czy ciepło właściwe, pozostawały raczej rzadkością. W 2022 roku Kocian i in. [24] przeprowadzili badanie ciepła właściwego HFE-7300 w zakresie od -30,0 do 82,0°C przy użyciu dwóch urządzeń i dwóch różnych metod: odpowiednio ogrzewania ciągłego i przyrostu temperatury. Ponadto autorzy eksperymentalnie określili temperaturę i ciśnienie krytyczne czynników chłodniczych, co pozwoliło na opracowanie równania stanu.

W tej pracy przedstawiono wyniki badań dotyczących gęstości, lepkości, ciepła właściwego oraz napięcia powierzchniowego dwóch nowych czynników chłodniczych o właściwościach dielektrycznych, a mianowicie Thermasolv IM1 i Thermasolv CF2, dystrybuowanych przez firmę Inventec Performance [25]. Gęstość, lepkość kinetyczną i napięcie powierzchniowe wyznaczono w zakresie temperatur od 0,0 do 55,0°C dla Thermasolv IM1 oraz w zakresie od 0,0 do 100,0°C dla Thermasolv CF2. Ciepło właściwe badano w zakresie od -10,0 do 40,0°C dla Thermasolv IM1 oraz w zakresie od 0,0 do 75,0°C dla Thermasolv CF2. Pierwszy z nich jest określany jako „identyczny zamiennik" dla HFE-7100. Cechą wyróżniającą ten czynnik chłodniczy była jego niska temperatura wrzenia (61,0°C przy ciśnieniu atmosferycznym [26]). Z drugiej strony Thermasolv CF2 jest określany jako „alternatywny zamiennik"

dla HFE-7500 [25]. Jednak parametry termodynamiczne podane przez producenta nie odpowiadają wartościom HFE-7500. Porównanie kluczowych właściwości nowych czynników chłodniczych i płynów HFE przedstawiono w Tabeli 1. Zawiera ona dane dostarczone przez producenta w kartach charakterystyki produktów [26, 27, 28, 29, 30], uzupełnione o dodatkowe dane z literatury [31]. Zgodnie z kartami charakterystyki, właściwości płynów HFE odpowiadają temperaturze 25,0°C [26, 27, 28], a właściwości czynników chłodniczych Thermasolv dla 20,0°C i dla 25,0°C w zależności od konkretnej właściwości. Według producentów HFE-7100 i Thermasolv IM1 wydają się być niemal identycznymi substancjami. Jedyną różnicą między nimi jest wartość GWP: 320 dla HFE-7100 i 460 dla Thermasolv IM1. Trudno jest jednak porównać Thermasolv CF2 z jakimkolwiek innym płynem. Jednak jego temperatura wrzenia jest zbliżona do wartości HFE-7300 i HFE-7500. Niemniej pozostałe właściwości są całkowicie odmienne od obu tych czynników chłodniczych. Warto zauważyć, że cechą wspólną wszystkich tych substancji dielektrycznych jest wartość współczynnika ODP równa 0. Do tej pory opublikowano tylko dwie prace wykorzystujące Thermasolv IM1 [32, 33], podczas gdy Thermasolv CF2 nie był wcześniej wspominany. Oprócz grupy cieczy Thermasolv, pojawiają się inne płyny dielektryczne, takie jak Opteon 2P50 [34, 35, 36]. Czynnik chłodniczy ten ma właściwości podobne do HFE-7100, ale wrze w niższej temperaturze, mianowicie 49°C przy ciśnieniu atmosferycznym.

Tabela 1 Porównanie czynników chłodniczych HFE z płynami z grupy Thermasolv

Własność	**Jednostka**	**HFE-7100** [26, 31]	**HFE-7300** [27, 31]	**HFE-7500** [28, 31]	**Thermasolv IM1** [29]	**Thermasolv CF2** [30]
T_{sat}	[°C]	61,0	98,0	128,0	61,0	110,0
T_c	[°C]	195,0	243,0	261,0	195,0	285,0
ρ	[kg m^{-3}]	1520,0	1660,0	1614,0	1520,0	1815,0
ν	[m^2 s^{-1}]	$0{,}38\times10^{-6}$	$0{,}71\times10^{-6}$	$0{,}77\times10^{-6}$	$0{,}38\times10^{-6}$	$1{,}35\times10^{-6}$
σ	[N m^{-1}]	$13{,}6\times10^{-3}$	$15{,}0\times10^{-3}$	$16{,}2\times10^{-3}$	$13{,}6\times10^{-3}$	$15{,}0\times10^{-3}$
C_p	[J kg^{-1} K^{-1}]	1183,0	1140,0	1128,0	1183,0	1087,0
λ	[W m^{-1}K^{-1}]	0,069	0,063	0,065	0,069	0,115
GWP	[-]	320,0	200,0	90,0	460,0	<120,0
ODP	[-]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

W celu przeprowadzenia badań gęstości zastosowano metodę wypornościową, w przypadku ciepła właściwego metodę różnicowej kalorymetrii skaningowej, w przypadku lepkości kinematycznej metodę Stabingera (zmodyfikowaną metodę Couette'a), a w przypadku napięcia powierzchniowego metodę płytki Wilhelmy'ego. Gęstość określono przy użyciu własnej konstrukcji eksperymentalnej, natomiast pozostałe parametry zmierzono za pomocą dostępnych na rynku urządzeń. Płyny HFE zaczęły pojawiać się pod koniec lat 90. XX wieku, a ich zastosowanie szybko rosło. Chociaż od stycznia 2025 roku nie są one już w sprzedaży, nadal są wykorzystywane zarówno w zastosowaniach przemysłowych, jak i w badaniach nad chłodzeniem elektroniki. W 2025 i 2026 roku publikowanych zostało wiele nowych prac [37, 38, 39, 40, 41], wykorzystujących te czynniki, mimo że nie są już dostępne. Ponadto instalacje przemysłowe wykorzystujące obecnie HFE są zmuszone do przejścia na alternatywne czynniki chłodnicze. Dlatego też znajomość właściwości czynników chłodniczych Thermasolv oraz różnic między nimi a ich poprzednikami będzie miała kluczowe znaczenie w ciągu najbliższych kilku lat.

Nowością w niniejszym badaniu jest określenie właściwości termofizycznych (gęstości, ciepła właściwego, lepkości kinematycznej i napięcia powierzchniowego) dwóch nowych płynów dielektrycznych, a mianowicie Thermasolv IM i Thermasolv CF2, w funkcji temperatury oraz ich

porównanie z właściwościami płynów HFE, które mają one zastąpić. Dodatkowo porównano czynniki chłodnicze HFE z ich nowymi zamiennikami pod kątem końcowej wydajności cieplnej.

1. Metodyka badań

W celu określenia gęstości obu cieczy zastosowano metodę Archimedesa [42]. Stanowisko eksperymentalne składało się z laboratoryjnej wagi RADWAG WPS 510/C/1, wymiennika ciepła, miedzianego elementu zanurzeniowego oraz termostatu cyrkulacyjnego CORIO CD-600F z funkcją chłodzenia i ogrzewania. Miarka z próbką płynu była utrzymywana w wymienniku ciepła, a temperaturę mierzono za pomocą termopary typu T klasy 1. Objętość miedzianej boi została również określona eksperymentalnie w oparciu o metodę wypornościową, ale przy użyciu czystego alkoholu izopropylowego (o czystości 99,9%), którego gęstość zmierzono za pomocą densymetru z rurką wibracyjną (Anton Paar DMA 1001) w czterech różnych temperaturach, a mianowicie: 15,0°C, 20,0°C, 35,0°C oraz 55,0°C. Aby zapewnić założenie stałej objętości boi w zmiennej temperaturze, parametr ten został również określony w tych czterech punktach temperatury.

Ciepło właściwe obu cieczy zbadano za pomocą różnicowego kalorymetru skaningowego NETZSCH DSC 300 [43]. Jego niepewność pomiarowa wynosi 5,0%. Urządzenie zostało skalibrowane przy użyciu wody i HFE-7100. Lepkość kinematyczną zmierzono za pomocą urządzenia Anton Paar SVM 3001 i metody Stabingera opartej na zmodyfikowanej zasadzie Couette'a [44]. Maksymalna niepewność pomiaru lepkości wyniosła 2,0%. Do określenia napięcia powierzchniowego badanych czynników chłodniczych wykorzystano urządzenie KRÜSS K11. Badanie przeprowadzono w oparciu o metodę płytki Wilhelmy'ego [45] przy użyciu zwiniętej płytki PL22. Producent deklaruje, że urządzenie zapewnia dokładność wynoszącą $0{,}2\times10^{-3}$ Nm^{-1}. Próbkę płynu ogrzewano i chłodzono za pomocą elementu Peltiera, a temperaturę mierzono termoparą typu T klasy 1. Ciepło właściwe oraz lepkość zmierzono za pomocą komercyjnych urządzeń. Do pomiaru gęstości wykorzystano stanowisko, które zostało zaprojektowane i zbudowane specjalnie w celu przeprowadzenia opisanych badań. Napięcie powierzchniowe zmierzono za pomocą zmodyfikowanego urządzenia komercyjnego. Zbudowane i zmodyfikowane stanowiska zostały przedstawione na Rysunku 1.



Rysunek 1. Stanowiska eksperymentalne do pomiaru a) gęstości, b) napięcia powierzchniowego
Źródło: opracowanie własne.

1.1. Niepewności pomiarowe

Ciepło właściwe i napięcie powierzchniowe zmierzono za pomocą dostępnych na rynku urządzeń, dla których producent podał wartości niepewności pomiaru. Jednak na niepewność pomiaru gęstości i lepkości kinematycznej wpływ miał zastosowany sprzęt. Niepewność pomiaru gęstości jest związana z dokładnością użytej w badaniu wagi oraz z niepewnością wyznaczania objętości boi wykorzystywanej w metodzie Archimedesa. Niepewność lepkości kinematycznej wynika z dokładności wiskozymetru mierzącego lepkość dynamiczną oraz z niepewności wyznaczania gęstości. W celu oceny dokładności wyników zastosowano metodę prawa propagacji [46], które prezentuje równanie (1):

$$\omega_q = \sqrt{\left(\frac{dq}{dx}\cdot\omega_x\right)^2 + \cdots + \left(\frac{dq}{dz}\cdot\omega_z\right)^2} \quad (1)$$

gdzie q to wynik eksperymentalny obliczony na podstawie różnych zmiennych, takich jak x lub z. Zmienne te są mierzone, a ich niepewność wynosi ω. W tej pracy do pomiaru gęstości wykorzystano stanowisko działające na podstawie zasady Archimedesa, którego niepewność wynosiła 0,27 kg m^{-3}. Urządzenie komercyjne do pomiaru gęstości (Anton Paar DMA 1001) ma niepewność pomiaru 0,1 kg m^{-3}. Ciepło właściwe zmierzono z niepewnością 5,0% (Kalorymetr NETZSCH DSC 300), lepkość z niepewnością 2,0% (Anton Paar SVM 3001), napięcie powierzchniowe z niepewnością $0{,}2\times10^{-3}$ Nm^{-1} (KRÜSS K11). Dodatkowo wykorzystywano wagę RADWAG (WPS 510/C/1) o niepewności $1{,}0\times10^{-6}$ kg oraz termoparę typu T o niepewności 0,35°C. Szczegółowe informacje dotyczące urządzeń wykorzystanych w badaniach przedstawiono w Tabeli 2.

Tabela 2 Opis urządzeń użytych w badaniach

Mierzona własność	Urządzenie	Producent	Model	Dokładność
Gęstość	Zestaw wykorzystujący metodę Archimedesa	Wykonanie własne	-	0,27 kg m^{-3}
Gęstość	Densymetr	Anton Paar	DMA 1001	0,1 kg m^{-3}
Ciepło właściwe	Kalorymetr	NETZSCH	DSC 300	5,0%
Lepkość	Wiskozymetr	Anton Paar	SVM 3001	2,0%
Napięcie powierzchniowe	Tensiometr	KRUSS	K11	$0{,}2\times10^{-3}$ N m^{-1}
Masa	Waga	RADWAG	WPS 510/C/1	$1{,}0\times10^{-6}$ kg
Temperatura	Termopara	Czach	Typ T	0,35 K

Przed każdym badaniem wszystkie używane urządzenia i stanowiska eksperymentalne poddano walidacji przy użyciu wody i HFE-7100. Walidację z użyciem wody przeprowadzano zawsze w zakresie temperatur od 5,0 do 50,0°C (gęstość, lepkość i napięcie powierzchniowe) lub w zakresie od 20,0 do 50,0°C (ciepło właściwe). Walidację HFE-7100 przeprowadzono w trzech punktach temperatury w zakresie od 5,0 do 50,0°C. Podczas korzystania z densymetru z rurką wibracyjną urządzenie najpierw wyregulowano zgodnie z procedurą opisaną przez producenta [47], najpierw napełniając rurkę powietrzem, a następnie wodą, a następnie poddano je walidacji. W celu oceny walidacji metod eksperymentalnych przeprowadzono procedurę dopasowania krzywej na podstawie punktów eksperymentalnych. Potencjalne wartości obarczone błędem odrzucono w oparciu o metodę IQR [48]. Ostatecznie wyniki porównano z gęstością, ciepłem właściwym, lepkością i napięciem

powierzchniowym wody podanymi w literaturze [49, 50, 51, 52] oraz z charakterystykami HFE-7100 podanymi w [21] (gęstość, lepkość kinematyczna i napięcie powierzchniowe) i w [53] (ciepło właściwe).

Największe rozbieżności między uzyskaną gęstością wody a wartością gęstości podaną w literaturze uzyskano dla 5,0°C i nie były one większe niż 0,6 kg m^{-3}, co nie przekraczało wartości 0,1%. W przypadku HFE-7100 największa różnica między wartością uzyskaną a wartością podaną w literaturze wyniosła 1,6 kg m^{-3}, co odpowiadało 0,1%, i odnotowano ją dla temperatury płynu równej 5,0°C. Wyniki ciepła właściwego wody uzyskane eksperymentalnie różniły się od 0,4 do 2,9%, co odpowiadało 14,7-121,9 J kg^{-1} K^{-1}.

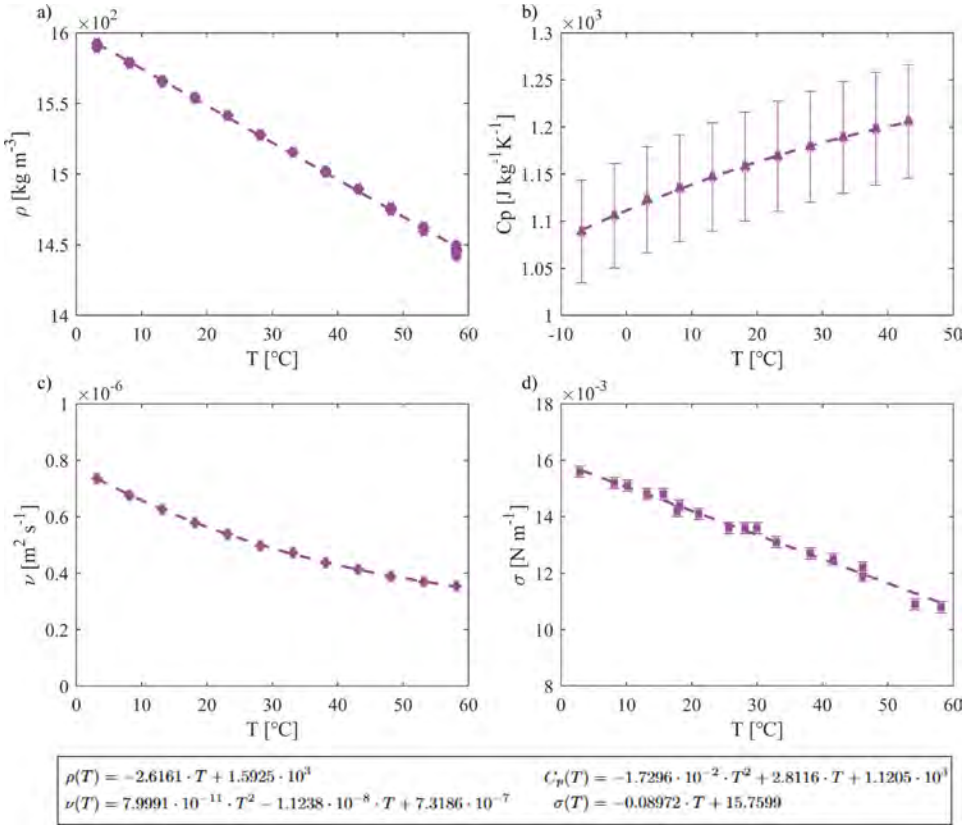
Największa różnica między ciepłem właściwym HFE-7100 uzyskanym w niniejszej pracy, a wartością podaną w literaturze wyniosła 53,0 J kg^{-1} K^{-1}, co stanowiło 4,4%. W walidacji lepkości kinematycznej wody największą rozbieżność między wynikiem eksperymentalnym, a modelem literaturowym uzyskano dla 50,0°C i wynosiła ona 1,9%, co odpowiadało około $1{,}07\times10^{-8}$ m^2 s^{-1}. W przypadku HFE-7100, różnica ta wynosiła 5,0% ($3{,}5\times10^{-9}$ m^2 s^{-1}) i również wystąpiła w temperaturze równej 50,0°C. Największą rozbieżność między napięciem powierzchniowym wody a jej modelem literaturowym odnotowano w temperaturze 5,0°C, wynosiła ona $0{,}9\times10^{-3}$ Nm^{-1}, co odpowiada 1,1%. W przypadku HFE-7100 największą różnicę uzyskano również dla 5,0°C, i wynosiła ona $0{,}3\times10^{-3}$ N m^{-1} (2,1%). Ponieważ wyniki walidacji wykazały dobrą zgodność z danymi literaturowymi, czynniki chłodnicze Thermasolv IM1 i Thermasolv CF2 zostały zbadane przy użyciu tej samej procedury, co woda i HFE-7100.

2. Wyniki i dyskusja

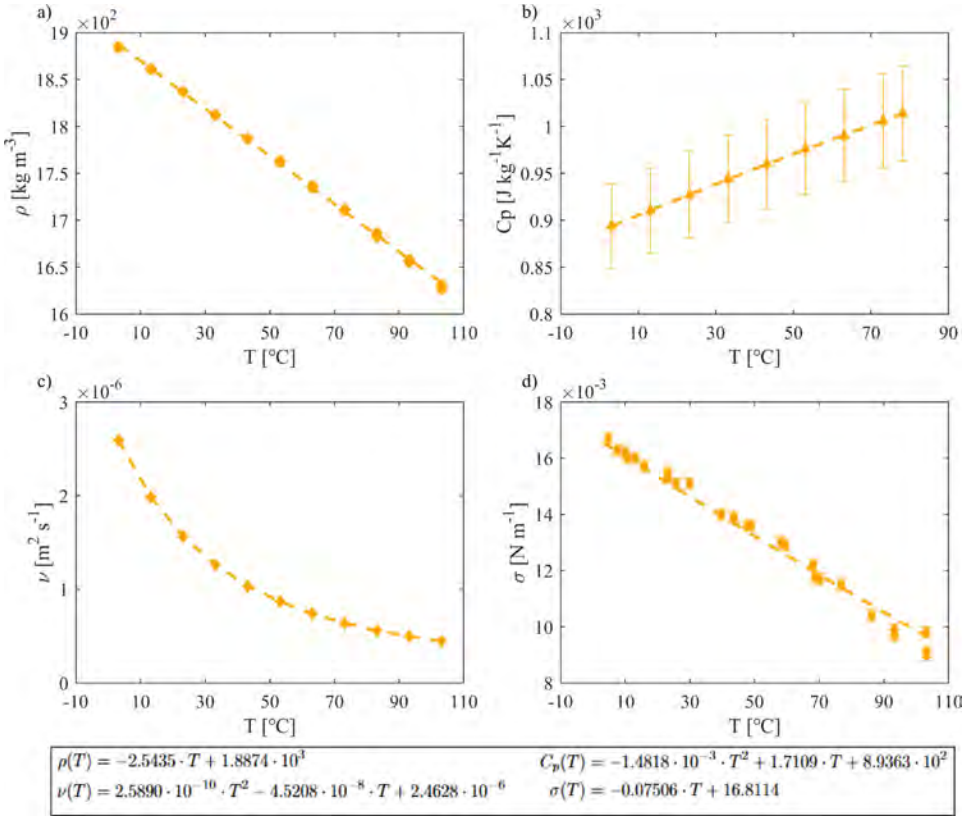
Na podstawie przeprowadzonych badań dopasowano krzywe do zmierzonych danych dotyczących gęstości, ciepła właściwego, lepkości i napięcia powierzchniowego dwóch nowych czynników chłodniczych. Każdą z tych właściwości można opisać za pomocą równań zamieszczonych na Rysunku 2. i 3. Zaobserwowano, że trend zmiany gęstości w funkcji temperatury jest niemal liniowy, a dopasowane funkcje liniowe przebiegały zgodnie z eksperymentalnymi punktami danych. Obie charakterystyki (dla Thermasolv IM1 i Thermasolv CF2) osiągnęły wartość R^2 nie niższą niż 0,9986. Krishnadasan i in. [32] podali wcześniej gęstość Thermasolv IM1. Autorzy oświadczają, że do określenia tego parametru zastosowali metodę statyczną, jednak wartość ta różni się o około 1,4% (dla 0,0°C) i 2,4% (dla 55,0°C) od wyników niniejszego badania. Dlatego gęstość Thermasolv IM1 zbadano również inną metodą, mianowicie za pomocą densymetru z rurką wibracyjną (Anton Paar DMA 1001), co dało wyniki zgodne z metodą wypornościową. Dane dotyczące ciepła właściwego zostały opisane wielomianem drugiego stopnia. Wartości R^2 tych funkcji wynosiły odpowiednio 0,9991 i 0,9998 dla Thermasolv IM1 i Thermasolv CF2.

Dopasowane współczynniki dla krzywej lepkości kinematycznej dały funkcję, dla której R^2 wynosi 0,9995 dla Thermasolv IM1 i 0,9882 dla Thermasolv CF2. Sformułowane równanie dla napięcia powierzchniowego Thermasolv IM1 jest poparte współczynnikiem R^2 wynoszącym 0,9699, a dla Thermasolv CF2 - 0,9712. Stworzone modele uwzględniają T_r zamiast T , tak jak zostało to zrobione w pozostałych równaniach. Jednak T_r jest temperaturą zredukowaną i stanowi stosunek temperatury rzeczywistej T do temperatury krytycznej T_c. Odpowiednie wartości T_c podano w Tabeli 1. Wyniki własności płynów zostały przedstawione na Rysunku 2 i na Rysunku 3.

Opracowane modele wszystkich właściwości z wyjątkiem ciepła właściwego są ważne w zakresie od 0,0 do 55,0°C dla Thermasolv IM1 oraz w zakresie od 0,0 do 100,0°C dla Thermasolv CF2. Ze względu na możliwości laboratoryjne ciepło właściwe badano w zakresie od -10,0 do 40,0°C (Thermasolv IM1) oraz w zakresie od 0,0 do 70,0°C (Thermasolv CF2).



Rysunek 2. Wyniki eksperymentalne własności płynu Thermasolv IM1:
a) gęstość, b) ciepło właściwe, c) lepkość kinematyczna, i d) napięcie powierzchniowe
Źródło: opracowanie własne.



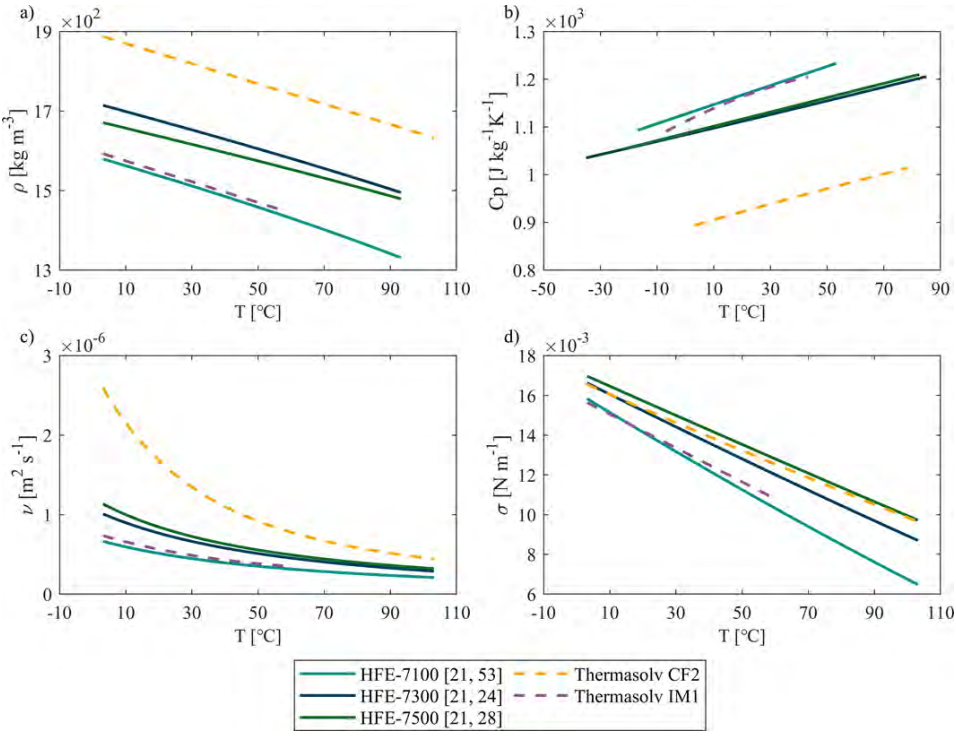
Rysunek 3. Wyniki eksperymentalne własności płynu Thermasolv CF2:
a) gęstość, b) ciepło właściwe, c) lepkość kinematyczna, i d) napięcie powierzchniowe
Źródło: opracowanie własne.

2.1. Porównanie Thermasolv IM1 i CF2 z płynami HFE

Jak wspomniano w przeglądzie literatury, producent określił Thermasolv IM1 jako „identyczny zamiennik" dla HFE-7100, natomiast Thermasolv CF2 nazwano „alternatywnym zamiennikiem" dla HFE-7500. Jednak jak przedstawiono w Tabeli 1, właściwości Thermasolv CF2 są zbliżone do wartości HFE-7300 i HFE-7500. W związku z tym, badane płyny Termasolv porównano z płynami HFE-7100, HFE-7300 i HFE-7500. Właściwości termofizyczne, a mianowicie gęstość, ciepło właściwe, lepkość kinematyczna i napięcie powierzchniowe dla wszystkich płynów dielektrycznych przedstawiono na Rysunku 4. Można zauważyć, że wszystkie właściwości Thermasolv IM1 są bardzo podobne do właściwości HFE-7100. Minimalne, średnie i maksymalne różnice między Thermasolv IM1, a HFE-7100 wynoszą 10,8, 11,6 i 13,3 kg m^{-3}, 3,1, 8,1 i 22,5 J kg^{-1} K^{-1}, 3,2×10^{-8}, 4,5×10^{-8} i 7,0×10^{-8} m^2 s^{-1}, 4,2×10^{-6}, 2,2×10^{-4} oraz 4,6×10^{-4} N m^{-1} odpowiednio dla gęstości, ciepła właściwego, lepkości kinematycznej i napięcia powierzchniowego.

Thermasolv CF2 znacznie różni się od HFE-7300 i HFE-7500 pod względem gęstości, ciepła właściwego i lepkości kinematycznej. Jedynie napięcia powierzchniowe wszystkich płynów są porównywalne. Porównanie Thermasolv CF2 i jego alternatywnego zamiennika HFE-7500 daje następujące minimalne,

średnie i maksymalne różnice odpowiednio dla gęstości, ciepła właściwego, lepkości kinematycznej i napięcia powierzchniowego: 177,2, 194,0 i 216,7 kg m^{-3}, 189,7, 192,2 i 197,4 J kg^{-1} K^{-1}, 1,2×10^{-7}, 4,7×10^{-7} oraz 1,5×10^{-6} m^2 s^{-1}, 7,0×10^{-5}, 2,8×10^{-4} oraz 4, 2×10^{-4} N m^{-1}. Różnice te sugerują, że zastąpienie czynnika roboczego płynem Thermasolv IM1 w konkretnej instalacji zaprojektowanej do pracy z HFE-7100 nie powinno wpłynąć na jej wydajność. Jest to jednak mniej prawdopodobne w przypadku zastąpienia HFE-7500 lub HFE-7300 cieczą Thermasolv CF2.



Rysunek 4. Porównanie własności płynów Thermasolv IM1 i CF2 z płynami HFE:
a) gęstość, b) ciepło właściwe, c) lepkość kinematyczna, i d) napięcie powierzchniowe
Źródło: opracowanie własne.

Aby uzyskać kompleksowy obraz ostatecznego oddziaływania płynów Thermasolv oraz różnic między nimi a płynami HFE, obliczono liczbę Nusselta, współczynnik tarcia oraz ogólny współczynnik wydajności cieplnej dla właściwości wszystkich tych płynów. Oba nowe czynniki chłodnicze są przeznaczone do stosowania w instalacjach chłodzenia elektronicznego, takich jak radiatory, lub w systemach chłodzenia zanurzeniowego. W związku z tym wybrano korelacje przeznaczone dla komponentów elektronicznych. Współczynnik tarcia i liczba Nusselta dla konwekcji wymuszonej w MPFHS zostały obliczone przy użyciu korelacji przedstawionych przez Tulliusa i in. [54] (równanie (2) i (3)) oraz Xie i in. [55] (równanie (4) i (5)), które zostały skonstruowane dla mikrożebrowego wymiennika ciepła. Korelacje z pracy [54] są ważne dla przepływu o Re mniejszym od 1400, a korelacje z pracy [55] dla liczby Reynoldsa zawierającej się w przedziale od 13 do 202. Końcowo, w celu porównania płynów, obliczono ogólny współczynnik wydajności cieplnej według wzoru przedstawionego w równaniu (6).

$$f = 5{,}28 \cdot \left(\frac{S_L}{D}\right)^{0,2} \left(\frac{S_T}{D}\right)^{0,2} \left(\frac{h}{D}\right)^{0,18} \left(1 + \frac{dh}{D}\right)^{0,2} Re^{-0,435} \quad (2)$$

$$\mathrm{Nu} = 0{,}0937 \cdot \left(\frac{S_L}{D}\right)^{0,2} \left(\frac{S_T}{D}\right)^{0,2} \left(\frac{h}{D}\right)^{0,25} \left(1 + \frac{dh}{D}\right)^{0,4} Re^{0,6}\, Pr^{0,36} \left(\frac{\mathrm{Pr}}{Pr_s}\right)^{0,2} \quad (3)$$

$$f = 64{,}18 \cdot \left(\frac{0{,}5D}{D}\right)^{-0,2654} Re^{-0,9039} \quad (4)$$

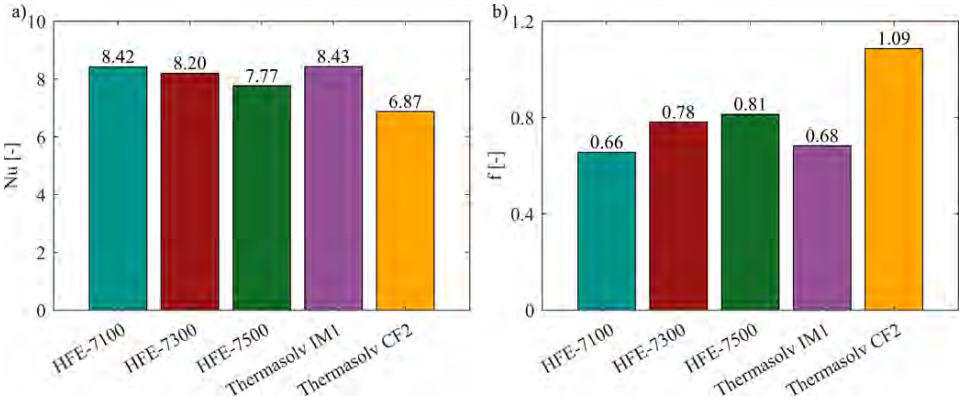
$$Nu = 1{,}102 \cdot \left(\frac{0{,}5D}{D}\right)^{0,3925} Re^{0,4024} \quad (5)$$

$$\eta = \frac{Nu_{TRSV}/Nu_{HFE}}{(f_{TRSV}/f_{HFE})^{1/3}} \quad (6)$$

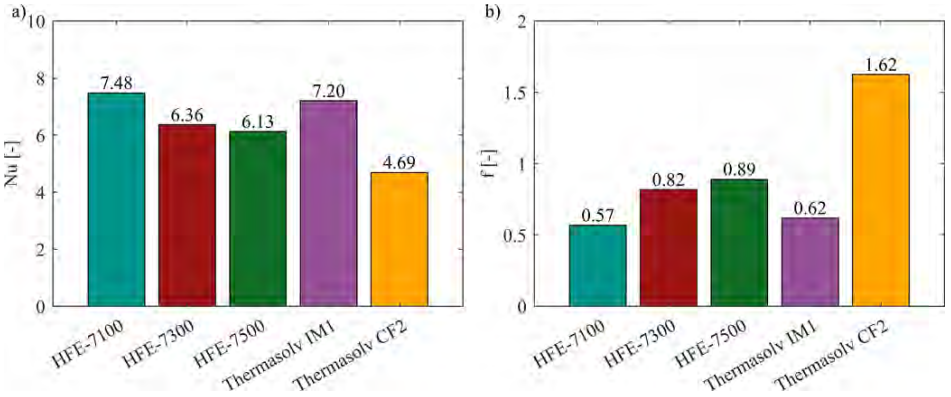
Aby właściwie określić wpływ poszczególnych parametrów oraz ich zmian w funkcji temperatury na wymianę ciepła i wydajność, przyjęto odpowiednią geometrię oraz kilka warunków. Zarówno czynnik chłodniczy HFE, jak i Thermasolv są przeznaczone do chłodzenia układów elektronicznych, dlatego w analizie uwzględniono podstawową geometrię radiatora z mikrożebrowaniem (MPFHS). Radiator ma kształt kwadratu o boku 40,0 mm. Powierzchnia wymiany ciepła zawiera 625 sześciennych żeber (25 w rzędzie), które są rozmieszczone w konfiguracji liniowej. Wszystkie krawędzie żeber i kanałów (szerokość, długość i wysokość) mają tę samą długość krawędzi równą 0,8 mm. Założono, że radiator działa w konwencjonalnej konfiguracji z jednym wlotem i jednym wylotem. Założono prędkość cieczy w kanale u = 0,14 m s^{-1}, temperaturę płynu T_f = 20°C, temperaturę ścianki T_s = 40°C, oraz przejrzystość kanału dh równą 0,0 mm (przyjęto, że nie ma przepływu na górnej powierzchni żeber).

Wyniki dla poszczególnych korelacji przedstawiono na Rysunkach 5 oraz 6. Według pierwszej korelacji, Thermasolv IM1 osiąga niemal taką samą wartość liczby Nusselta jak HFE-7100. Płyny te osiągnęły Nu równe 8,43 (Thermasolv IM1) i 8,42 (HFE-7100). HFE-7300 wypadł gorzej niż te dwa płyny, i osiągnął wartość liczby Nusselta o 0,22 niższą niż w przypadku HFE-7100 i o 0,23 niższą niż w przypadku Thermasolv IM1. Wynik HFE-7500 był jeszcze niższy i wynosił 7,77. Płyn, który jest potencjalnym zamiennikiem dla HFE-7300 i HFE-7500, uzyskał najniższą wydajność wynoszącą 6,87. Analiza współczynnika tarcia dla konwekcji wymuszonej wykazała, że Thermasolv CF2 może powodować największe spadki ciśnienia i wymagać największej mocy pompowania. Jego wartość była znacznie wyższa niż w przypadku pozostałych płynów, osiągając wartość 1,09, co stanowiło prawie 34,6% więcej niż drugi najwyższy wynik (HFE-7500). Czynniki chłodnicze HFE-7500 i HFE-7300 uzyskały wartości współczynnika tarcia odpowiednio 0,81 i 0,78. Thermasolv IM1 osiągnął wartość 0,68, a HFE-7100 nieco niższą, równą 0,66. W tym przypadku Thermasolv IM1 wykazuje wyniki porównywalne z HFE-7100, ale Thermasolv CF2 nie osiąga nawet zakresów płynów HFE. Wyniki drugiej korelacji wykazały podobny trend, jednak w tym wypadku liczba Nusselta dla czynnika Thermasolv IM1 wypadła zauważalnie gorzej niż HFE-7100. Gdy HFE-7100 osiągnął wartość 7,48, Thermasolv IM1 uzyskał 7,20, co stanowiło 3,7% różnicy. Wartości liczby Nusselta dla pozostałych czynników uzyskały taki sam trend jak w poprzednim przypadku. Najgorszy rezultat (4,69) uzyskał Thermasolv CF2, a HFE-7300 i HFE-7500 uzyskały wyniki odpowiednio 6,36 i 6,13. Współczynnik oporu według drugiej korelacji również utrzymał podobny trend, jak w pierwszym przypadku. Jednak tym razem Thermalsov CF2 wypadł jeszcze gorzej, niż kolejny płyn z najwyższym wynikiem, bo osiągnął wartość aż 1,62, a kolejny czynnik jedynie 0,89, co stanowiło aż 82,0% więcej. Pozostałe czynniki uzyskały podobne wyniki do poprzedniego przypadku, gdzie HFE-7100 i Thermasolv IM1 otrzymały podobne wyniki, a HFE-7300 i HFE-7500 uzyskały współczynnik oporu wyższy niż HFE-7100 i Thermasolv CF2, ale znacznie niższy niż Thermasolv CF2.

Wynika z tego, że pomimo różnic w podstawowych właściwościach fizycznych, takich jak gęstość, ciepło właściwe, lepkość i napięcie powierzchniowe, Thermasolv IM1 zapewnia w tym przypadku niemal taki sam współczynnik wydajności cieplnej (η), wynoszący 98,8% według korelacji z równania (3) i 93,6% według korelacji przedstawionej w równaniu (5). Ocena Thermasolv CF2 z HFE-7300 i HFE-7500 wykazała, że zastosowanie tego płynu może prowadzić do obniżenia wydajności cieplnej, ponieważ współczynnik η dla korelacji (3) dla HFE-7300 wynosił 75,0%, a dla HFE-7500 – 80,3%, a dla korelacji (5) odpowiednio 58,6% i 62,6%.



Rysunek 5 Porównanie Thermasolv IM1 i Thermasolv CF2 z płynami HFE (na podstawie korelacji z [54]):
a) liczba Nusselta, b) współczynnik oporu
Źródło: opracowanie własne.



Rysunek 6. Porównanie Thermasolv IM1 i Thermasolv CF2 z płynami HFE (na podstawie korelacji z [55]):
a) liczba Nusselta, b) współczynnik oporu
Źródło: opracowanie własne.

Podsumowanie

W tej pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych dotyczących charakterystyki właściwości termohydraulicznych substytutów czynników chłodniczych HFE, a mianowicie Thermasolv IM1 i Thermasolv CF2, w zależności od temperatury. Wyznaczono wzory na gęstość, ciepło właściwe, lepkość kinematyczną i napięcie powierzchniowe w funkcji temperatury. Następnie nowe płyny dielektryczne porównano z ich poprzednikami, a mianowicie HFE-7100, HFE-7300 i HFE-7500, pod

kątem właściwości fizycznych oraz ich wpływu na wymianę ciepła i straty hydrauliczne w zastosowaniach związanych z chłodzeniem elektroniki.

- Określono następujące funkcje zależne od temperatury: liniową dla gęstości, wielomianową drugiego stopnia dla ciepła właściwego, wielomianową drugiego stopnia dla lepkości kinematycznej oraz liniową dla napięcia powierzchniowego. Współczynniki determinacji R^2 mieściły się w przedziałach 0,9699-0,9991 oraz 0,9712-0,9999 odpowiednio dla właściwości Thermasolv IM1 i Thermasolv CF2.

- Wykazano, że chociaż Thermasolv IM1 charakteryzuje się nieco innymi właściwościami niż HFE-7100, nie mają one większego wpływu na wydajność termiczną. Płyn ten może być stosowany bezpośrednio w zastosowaniach przemysłowych, w których wykorzystywano jego poprzednika. Niemniej Thermasolv CF2, określany jako „alternatywny zamiennik" dla HFE-7500, znacznie różni się od tego płynu, może wykazać redukcję nawet do około 20 lub niemal 37 punktów procentowych we współczynniku wydajności.

Podziękowania

Praca została sfinansowana w ramach projektu badawczego Narodowego Centrum Nauki w ramach projektu SONATA 19 nr 2023/51/D/ST8/01989 w latach 2024–2027.

Część badań zrealizowano w ramach współpracy z dr. hab. inż. Robertem Pastuszko, prof. PŚ, dr. hab. inż. Robertem Kaniowskim, prof. PŚ, mgr. inż. Norbertem Dadasem z Politechniki Świętokrzyskiej oraz Głównego Urzędu Miar.

Nomenklatura

Symbole

Cp	ciepło właściwe ($Jkg^{-1}K$)
D	wymiar charakterystyczny (m)
dh	przejrzystość kanału (m)
f	współczynnik tarcia (-)
h	wysokość żebra (m)
Nu	liczba Nusselta (-)
Pr	liczba Prandtla (-)
Re	liczba Reynoldsa (-)
S	odstęp (m)
T	temperatura (°C)
u	prędkość (ms^{-1})

Symbole greckie

α	dyfuzyjność termiczna (m^2s^{-1})
β	współczynnik rozszerzalności (K^{-1})
Δ	różnica
η	współczynnik efektywności cieplnej (%)
λ	przewodność cieplna ($Wm^{-1}K^{-1}$)
ν	lepkość kinematyczna (m^2s^{-1})
ρ	gęstość (kgm^{-3})
σ	napięcie powierzchniowe (Nm^{-1})
ω	niepewność

Indeksy dolne

c	krytyczny
f	płyn
L	wzdłużny
r	zredukowany
s	ścianka
sat	parowania
T	poprzeczny
TRSV	Thermasolv IM1 / Thermasolv CF2

Wykaz skrótów

GWP	Współczynnik globalnego ocieplenia
MCHS	Mikrokanałowy radiator
MPFHS	Mikrożebrowy radiator
ODP	Współczynnik zubożenia warstwy ozonowej
HFE	HFE-7100 / HFE-7300 / HFE-7500

Bibliografia

[1] Moore, G. E. (1965). Cramming more components onto integrated circuits. Electronics, 38(8).
[2] Kim, M., Kim, J., Park, W., Kang, J. S. (2025). A review in thermal management for advanced chip packaging from chip to heat sink. Microelectronics Reliability, 170, 115782. https://doi.org/10.1016/j.microrel.2025.115782
[3] He, Z., Yan, Y., Zhang, Z. (2021). Thermal management and temperature uniformity enhancement of electronic devices by micro heat sinks: A review. Energy, 216, 119223. https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119223
[4] Zheng, S., Su, C., Yang, X., Zhang, Y., Duan, K., Zhang, Y., Huang, Z., Zhang, Y., Liu, F., Wei, J. (2025). A comprehensive review of single-phase immersion cooling in data centres. Applied Thermal Engineering, 272, 126385. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.126385
[5] Rogowski, M., Fabrykiewicz, M., Szymański, P., Andrzejczyk, R. (2023). The in-house method of manufacturing a low-cost heat pipe with specified thermophysical properties and geometry. Applied Sciences, 13(14). https://www.mdpi.com/2076-3417/13/14/8415
[6] Rogowski, M., Fabrykiewicz, M., Kuhn, D., Schröder, E., Andrzejczyk, R. (2025). Development and experimental investigation of a modular, honeycomb shell-and-coil PCM-based latent heat thermal energy storage unit assisted with heat pipes. Dynamic simulation of melting process by using object-oriented modeling. International Communications in Heat and Mass Transfer, 167, 109379. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.109379
[7] Kaniowski, R., Pastuszko, R. (2023). Pool boiling experiment with Novec-649 in microchannels for heat flux prediction. Experimental Thermal and Fluid Science, 141, 110802. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2022.110802
[8] Singh, G., Kumar, R., Dąbrowski, P., Mikielewicz, D. (2026). Repercussions of maldistribution on subcooled fluid boiling in microchannel heat sink. International Journal of Heat and Mass Transfer, 255, 127821. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2025.127821
[9] Dąbrowski, P. (2020). Mitigation of flow maldistribution in minichannel and minigap heat exchangers by introducing threshold in manifolds. Journal of Applied Fluid Mechanics, 13(3), 815–826. https://doi.org/10.29252/jafm.13.03.30454

[10] Dąbrowski, P., Kumar, R., Kaszuba, M., Khan, R., Mikielewicz, D. (2026). Micro pin fin heat sink design with cyclone generation instinct for hot spot mitigation. Applied Thermal Engineering, 284, 129119. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.129119
[11] Chakraborty, S., Shukla, D., Panigrahi, P. K. (2024). A review on coolant selection for thermal management of electronics and implementation of multiple-criteria decision-making approach. Applied Thermal Engineering, 245, 122807. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122807
[12] 3M News Center. (2024). 3M to exit PFAS manufacturing by the end of 2025. https://news.3m.com/2022-12-20-3M-to-Exit-PFAS-Manufacturing-by-the-End-of-2025
[13] European Chemicals Agency. (2025). Per- and polyfluoroalkyl substances (PFAS). https://echa.europa.eu/en/hot-topics/perfluoroalkyl-chemicals-pfas
[14] Ohta, H., Morimoto, Y., Widiatmo, J. V., Watanabe, K. (2001). Liquid-phase thermodynamic properties of new refrigerants: Pentafluoroethyl methyl ether and heptafluoropropyl methyl ether. Journal of Chemical & Engineering Data, 46(5), 1020–1024. https://doi.org/10.1021/je0002538
[15] Piñeiro, M. M., Bessières, D., Legido, J. L., Saint-Guirons, H. (2003). PρT measurements of nonafluorobutyl methyl ether and nonafluorobutyl ethyl ether between 283.15 and 323.15 K at pressures up to 40 MPa. International Journal of Thermophysics, 24(5), 1265–1276. https://doi.org/10.1023/A:1026147000759
[16] Klomfar, J., Součková, M., Pátek, J. (2013). Surface tension and p–ρ–t data for 1,1,1,3,3-pentafluorobutane (HFC-365mfc) and 1,1,1,2,2,3,3-heptafluoro-3-methoxy-propane (HFE-347mcc). Journal of Chemical & Engineering Data, 58(8), 2316–2325. https://doi.org/10.1021/je4004542
[17] Klomfar, J., Součková, M., Pátek, J. (2012). P–ρ–T measurements for 1-alkyl-3-methylimidazolium-based ionic liquids with tetrafluoroborate and a trifluoromethanesulfonate anion. Journal of Chemical & Engineering Data, 57(3), 708–720. https://doi.org/10.1021/je200903m
[18] Qi, H., Fang, D., Meng, X., Wu, J. (2014). Liquid density of HFE-7000 and HFE-7100 from T = (283 to 363) K at pressures up to 100 MPa. The Journal of Chemical Thermodynamics, 77, 131–136. https://doi.org/10.1016/j.jct.2014.05.017
[19] Fang, D., Li, Y., Meng, X., Wu, J. (2014). Liquid density of HFE-7200 and HFE-7500 from T = (283 to 363) K at pressures up to 100 MPa. The Journal of Chemical Thermodynamics, 69, 36–42. https://doi.org/10.1016/j.jct.2013.09.035
[20] Outcalt, S. L. (2014). Compressed-liquid density measurements of 3-ethoxy-1,1,1,2,3,4,4,5,5,6,6,6-dodecafluoro-2-trifluoromethylhexane. Journal of Chemical & Engineering Data, 59(6), 2087–2094. https://doi.org/10.1021/je5002686
[21] Rausch, M. H., Kretschmer, L., Will, S., Leipertz, A., Fröba, A. P. (2015). Density, surface tension, and kinematic viscosity of hydrofluoroethers HFE-7000, HFE-7100, HFE-7200, HFE-7300, and HFE-7500. Journal of Chemical & Engineering Data, 60(12), 3759–3765. https://doi.org/10.1021/acs.jced.5b00691
[22] Hu, X., Meng, X., Wei, K., Li, W., Wu, J. (2015). Compressed liquid viscosity measurements of HFE-7000, HFE-7100, HFE-7200, and HFE-7500 at temperatures from (253 to 373) K and pressures up to 30 MPa. Journal of Chemical & Engineering Data, 60(12), 3562–3570. https://doi.org/10.1021/acs.jced.5b00499
[23] Vinš, V., Aminian, A., Celný, D., Součková, M., Klomfar, J., Čenský, M., Prokopová, O. (2021). Surface tension and density of dielectric heat transfer fluids of HFE type – experimental data at 0.1 MPa and modeling with PC-SAFT equation of state and density gradient theory. International Journal of Refrigeration, 131, 956–969. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.06.029

[24] Kocian, Š., Knöbel, E., Klink, S., Prokopová, O., Vrbka, P., Čenský, M., Fulem, M., Růžička, K., Richter, M., Jäger, A., Vinš, V., Štejfa, V. (2026). Thermodynamic properties of HFE-7300. International Journal of Thermophysics, 47, 45. https://doi.org/10.1007/s10765-025-03700-8
[25] Inventec Performance Chemicals. (b.d.). Cooling solutions for 3M Novec replacement. https://www.inventec.dehon.com/looking-for-a-3m-novec-replacement/cooling-solutions-for-3m-novec-replacement/
[26] 3M. 3M Novec 7100 engineering fluid [Karta danych]. https://multimedia.3m.com/mws/media/199818O/3m-novec-7100-engineered-fluid.pdf
[27] 3M. 3M Novec 7300 engineering fluid [Karta danych]. https://multimedia.3m.com/mws/media/338713O/3m-novec-7300-engineered-fluid.pdf
[28] 3M. 3M Novec 7500 engineering fluid [Karta danych]. https://multimedia.3m.com/mws/media/65496O/3m-novec-7500-engineered-fluid.pdf
[29] Inventec Performance Chemicals. (2023). Thermasolv IM1 – dielectric heat transfer fluid [Karta danych]. https://www.inventec.dehon.com/wp-content/uploads/2023/09/PDS-Thermasolv-IM1-EN-2.pdf
[30] Inventec Performance Chemicals. (2023). Thermasolv CF2 – dielectric heat transfer fluid [Karta danych]. https://www.inventec.dehon.com/wp-content/uploads/2023/09/PDS-Thermasolv-CF2-EN-1.pdf
[31] Sikora, M., Bohdal, T. (2023). New environmentally friendly low-pressure refrigerants mini-channel. Archives of Thermodynamics, 44(1), 89–104. 10.24425/ather.2023.145878
[32] Krishnadasan, V. B., Suresh, P., Balaji, C. (2025). Experimental investigations on the performance and bubble dynamics of two-phase immersion cooling system with multiple chips. International Journal of Heat and Mass Transfer, 245, 126977. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2025.126977
[33] Krishnadasan, V. B., Suresh, P., Balaji, C. (2026). Thermal influence of inter-chip components in two-phase immersion cooling: An experimental and machine learning study. International Journal of Thermal Sciences, 223, 110560. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2025.110560
[34] Pottker, G., Van Wassen, A. R., Brandt, D. R., Sha, X. (2024). Thermal performance, stability and material compatibility of a new two-phase immersion fluid. W: 2024 23rd IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems (ITherm) (s. 1–8). IEEE. 10.1109/ITherm55375.2024.10709416
[35] Yang, C.-M., Muneeshwaran, M., Hu, Y., Pottker, G., Yana Motta, S. F. (2025). Pool boiling heat transfer evaluation of next-generation dielectric fluid: Opteon™ 2P50. International Journal of Thermofluids, 29, 101379. https://doi.org/10.1016/j.ijft.2025.101379
[36] Guye, K., Manepalli, V., Dogruoz, B., Agonafer, D. (2025). Design and modeling of a hollow micropillar evaporator for thermal management in high-heat-flux applications: Numerical analysis. Applied Thermal Engineering, 262, 124977. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.124977
[37] Piasecki, A., Piasecka, M. (2026). Correlation-based single-phase heat transfer assessment of binary HFE/ethyl acetate mixtures in minichannels. Preprints. https://doi.org/10.20944/preprints202604.0657.v1
[38] Ayegba, P. O., Sebilleau, J., Colin, C. (2025). Modelling of wave velocity, wave frequency and interfacial friction factor in vertical upward and downward annular flow. International Journal of Heat and Mass Transfer, 247, 127157. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2025.127157
[39] Al-Zaidi, A. H., Karayiannis, T. G. (2026). Flow boiling in micro-pin fin heat exchangers and comparison with correlations. Applied Thermal Engineering, 283, 129008. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.129008

[40] Al-Zaidi, A. H., Mahmoud, M. M., Ivanov, A., Karayiannis, T. G. (2025). Bubble nucleation site density, generation frequency and departure diameter in flow boiling of HFE-7100. International Journal of Heat and Mass Transfer, 242, 126830. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2025.126830
[41] Guler, T., Ahmadi, V. E., Alagozoglu, I., Amin, S., Apak, A. M., Apak, A., Parlak, M., Tastan, U., Kaya, I. I., Sadaghiani, A., Koşar, A. (2026). Enhanced flow boiling of HFE-7100 on graphene-coated sintered copper surfaces: Combined effects of particle size, shape, and pore structure. International Journal of Heat and Mass Transfer, 264, 128724. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2026.128724
[42] OpenStax. (2016). College physics. OpenStax.
[43] NETZSCH. (2023). DSC 300-Caliris operating manual.
[44] Anton Paar. How to measure viscosity. https://wiki.anton-paar.com/en/how-to-measure-viscosity/
[45] KRÜSS. Wilhelmy plate method. https://www.kruss-scientific.com/en/know-how/glossary/wilhelmy-plate-method
[46] Taylor, J. R. (1997). An introduction to error analysis: The study of uncertainties in physical measurement. University Science Books.
[47] Anton Paar. Instruction manual and safety information DMA 501 DMA 1001 density meter.
[48] Rousseeuw, P. J., Hubert, M. (2011). Robust statistics for outlier detection. WIREs Data Mining and Knowledge Discovery, 1(1), 73–79. https://doi.org/10.1002/widm.2
[49] Jones, F. E., Harris, G. L. (1992). ITS-90 density of water formulation for volumetric standards calibration. Journal of Research of the National Institute of Standards and Technology, 97, 335–340. https://doi.org/10.6028/jres.097.013
[50] Chase, M. W., Davies, C. A., Downey, J. R., Frurip, D. J., McDonald, R. A., Syverud, A. N. (1991). JANAF thermochemical tables, third edition. Analytical Chemistry, 63(4), 252A. 10.1021/ac00004a736
[51] Wagner, W., Kretzschmar, H.-J. (2008). IAPWS industrial formulation 1997 for the thermodynamic properties of water and steam. W: International steam tables – IAPWS-IF97 (s. 7–150). Springer. https://doi.org/10.1007/978-3-540-74234-0_3
[52] Vargaftik, N. B., Volkov, B. N., & Voljak, L. D. (1983). International tables of the surface tension of water. Journal of Physical and Chemical Reference Data, 12(3), 817–820. https://doi.org/10.1063/1.555688
[53] Nassar, A. M. M., Louste, C., Daaboul, M. (2018). Experimental investigation of the variation of HFE electric properties with temperature. W: 2018 Electrostatics Joint Conference. American Society of Electrostatics.
[54] Tullius, J. F., Tullius, T. K., Bayazitoglu, Y. (2012). Optimization of short micro pin fins in minichannels. International Journal of Heat and Mass Transfer, 55(15), 3921–3932. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.03.022
[55] Xie, J., Yan, H., Sundén, B., Xie, G. (2019). The influences of sidewall proximity on flow and thermal performance of a microchannel with large-row pin-fins. International Journal of Thermal Sciences, 140, 8–19. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.02.031

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_37

Wpływ położenia źródła ciepła na konwekcję swobodną w zamkniętej przestrzeni wypełnionej cieczą dielektryczną

Mikołaj KOŁTONOWSKI, Małgorzata SIKORA, Tadeusz BOHDAL
Politechnika Koszalińska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Energetyki
e-mail: mikolaj.koltonowski@s.tu.koszalin.pl

Słowa kluczowe: jednofazowe chłodzenie immersyjne, ciecze dielektryczne, konwekcja swobodna, chłodzenie elektroniki

W pracy przeanalizowano wpływ lokalizacji elementu grzejnego na intensywność konwekcji swobodnej w zamkniętej przestrzeni wypełnionej cieczą dielektryczną. Badania eksperymentalne przeprowadzono dla różnych wysokości zanurzenia przy zachowaniu stałych parametrów wejściowych. Jako źródło ciepła posłużył sześcienny rezystor ceramiczny, natomiast rolę chłodziwa pełnił płyn dielektryczny Shell S5X. Na podstawie wyznaczonych eksperymentalnie wartości współczynnika przejmowania ciepła oraz opracowanej aproksymacji wyników określono optymalne zanurzenie rezystora w celu jak najintensywniejszego odbioru ciepła przez ciecz. Na podstawie wykonanych badań eksperymentalnych wyznaczono zależność opisującą ten parametr. Otrzymano funkcję, która pozwala na identyfikacje optymalnego położenia elementu grzejnego, w celu utrzymania jego odpowiedniej temperatury poprzez maksymalizację konwekcji swobodnej w założonych warunkach. Uzyskane wyniki wskazują, że odpowiedni dobór położenia elementu grzejnego może prowadzić do poprawy warunków chłodzenia bez ingerencji we właściwości fizyczne cieczy. Przedstawiona analiza może mieć zastosowania w projektowaniu systemów chłodzenia zanurzeniowego elementów elektronicznych oraz innych układach chłodzenia wykorzystującego konwekcję naturalną jako dominujący mechanizm wymiany ciepła.

1. Wstęp

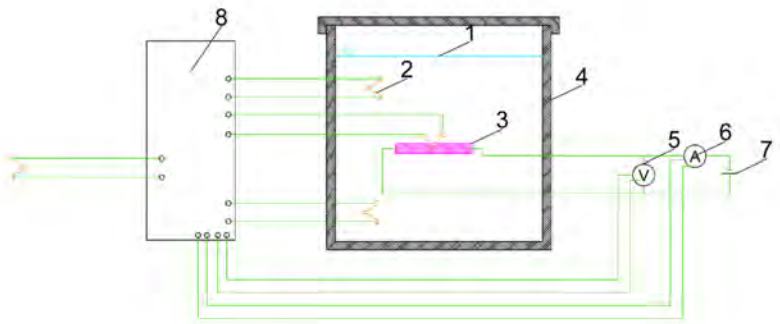
Postępująca miniaturyzacja i wzrost gęstości mocy układów elektronicznych powodują, że odprowadzanie ciepła za pomocą konwencjonalnych metod, jak chłodzenie powietrzem, staje się w wielu zastosowaniach niewystarczające. Jedną z najwydajniejszych metod odbioru ciepła jest chłodzenie immersyjne, polegające na bezpośrednim zanurzeniu elementu w cieczy dielektrycznej. W układach tych intensywność wymiany ciepła silnie zależy od geometrii, a jednym z istotnych parametrów jest położenie źródła ciepła względem powierzchni cieczy i dna zbiornika. Zmiana głębokości zanurzenia może zarówno poprawiać odbiór ciepła, jak i lokalnie go pogarszać wskutek ograniczenia cyrkulacji. W niniejszej pracy zbadano wpływ położenia źródła ciepła na intensywność konwekcji swobodnej i wskazano optymalną głębokość zanurzenia.

Zagadnienie konwekcji swobodnej w przestrzeniach zamkniętych jest szeroko opisywane w literaturze, głównie w kontekście symulacji numerycznych dla geometrii dwuwymiarowych oraz złożonych konfiguracji wieloelementowych i nanopłynów [1–3]. Wykazano m.in. wpływ rozmiaru i położenia przeszkód na powstawanie stref stagnacji i lokalne wartości liczby Nusselta [1–3] oraz istotny wpływ głębokości zanurzenia i właściwości cieczy dielektrycznej na warunki wymiany ciepła [4–8] — dwukrotny wzrost lepkości obniża wydajność chłodzenia pasywnego o ok. 6% [6]. Skuteczność jednofazowego chłodzenia zanurzeniowego potwierdzono na poziomie serwerów i szaf serwerowych [9,10,15–18], a szereg prac dotyczy wyznaczania korelacji dla konwekcji swobodnej w cieczach o dużych liczbach Prandtla [11–13]. Badano również pasywne układy oparte wyłącznie na konwekcji swobodnej [14] oraz wpływ konfiguracji geometrycznej na wydajność odbioru ciepła [16,19]. Hnayno i in. [6] zbadali hybrydowy system z pasywnym chłodzeniem zanurzeniowym w cieczy Shell S5X — tej samej, która jest

przedmiotem niniejszej pracy. Stosunkowo niewiele prac poświęcono jednak pojedynczemu źródłu ciepła o prostej geometrii zanurzonemu w jednoskładnikowej cieczy dielektrycznej, stanowiącej bazowy model referencyjny. Niniejsza praca uzupełnia tę lukę, łącząc opis konwekcji swobodnej z weryfikacją eksperymentalną i oceną niepewności pomiarowej.

2. Metodyka badań

Stanowisko badawcze pokazane na rysunku (Rysunek 1.) zbudowano z zamkniętego naczynia ze stali nierdzewnej 304 wypełnionego cieczą dielektryczną Shell S5X, poziomo zanurzonego ceramicznego rezystora (50×10×10 mm, powierzchnia czynna A = 0,0026 m²) pełniącego rolę źródła ciepła oraz termopar typu K. Prąd i napięcie zasilania mierzono przetwornikami analogowymi 4–20 mA (dokładność 0,5%), a wszystkie sygnały rejestrowano kartą Endress+Hauser RSG35 z częstotliwością 1s. Podstawowe właściwości cieczy użytej do badań: gęstość 806 kg/m³ (15 °C), lepkość kinematyczna 9,8 mm²/s (40 °C), ciepło właściwe 2274 J/(kg·K), przewodność cieplna 0,142 W/(m·K).



Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego: 1 – ciecz Shell S5X, 2 – termopara typu K, 3 – rezystor ceramiczny, 4 – obudowa (stal 304), 5 – woltomierz, 6 – amperomierz, 7 – zasilacz, 8 – karta pomiarowa

Pomiary przeprowadzono dla pięciu wariantów względnej głębokości zanurzenia h/H (rys. 2), gdzie h jest odległością osi rezystora od dna, a lustro cieczy znajdowało się na stałej wysokości H = 12,5 cm. Rejestrowano temperaturę cieczy w punkcie dolnym i górnym, temperaturę powierzchni rezystora T_s oraz napięcie i prąd zasilania przez 20 min (ok. 1200 punktów na serię). Warunki początkowe: temperatura cieczy 18,0 ± 0,7 °C, otoczenia 17,5 ± 0,9 °C, moc grzejna P = 13,94 ± 0,19 W.

Tab. 1. Warianty głębokości zanurzenia elementu grzejnego

Wariant	h [cm]	h/H [-]	Liczba pomiarów
1	2,5	0,2	1200
2	5,0	0,4	1200
3	6,25	0,5	1200
4	7,5	0,6	1200
5	10,0	0,8	1200

Ze względu na dużą pojemność cieplną cieczy układ w ciągu 20 min osiągał jedynie stan quasi-ustalony. Moment przejścia wyznaczano dwoma kryteriami: gradientowym (szybkość zmian T_s poniżej 0,15 °C/min przez ≥120 s) oraz dopasowaniem krzywej eksponencjalnej (3τ). Konserwatywnie przyjęto obliczenia od 7. minuty każdej serii.

3. Opracowanie wyników

Temperaturę cieczy T_f przyjęto jako średnią arytmetyczną wskazań z dolnego i górnego punktu pomiarowego. Średnią moc *P* generowaną w rezystorze wyznaczono *z* pomiarów elektrycznych jako iloczyn napięcia i prądu zasilania. Gęstość strumienia ciepła obliczono jako iloraz mocy i powierzchni czynnej rezystora:

$$q'' = \frac{P}{A}, \tag{1}$$

Współczynnik przejmowania ciepła α wyznaczono z zależności Newtona, jako stosunek gęstości strumienia ciepła do różnicy temperatur między powierzchnią rezystora a cieczą:

$$\alpha = \frac{q''}{T_s - T_f}, \tag{2}$$

W celu uogólnienia wyników parametry cieplne wyrażono w postaci bezwymiarowej. Do obliczeń wykorzystano liczby podobieństwa: Prandtla (Pr), Grashofa (Gr), Nusselta (Nu) oraz Rayleigha (Ra), zdefiniowaną jako:

$$Ra = Pr \cdot Gr, \tag{3}$$

Jako wymiar charakterystyczny przyjęto bok rezystora, a właściwości cieczy odniesiono do temperatury średniej. Zależność liczby Nusselta od liczby Rayleigha aproksymowano funkcją potęgową (korelacja Michiejewa):

$$Nu = C \cdot Ra^n, \tag{4}$$

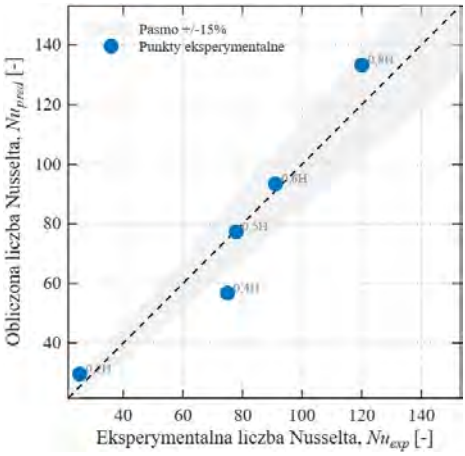
Współczynniki C i n wyznaczono metodą regresji liniowej w skali logarytmicznej.

4. Wyniki i dyskusja

Obliczone wartości liczb bezwymiarowych (uśrednione w fazie quasi-ustalonej) zestawiono w tabeli 2. Zależność Nu(Ra) wraz z dopasowaną korelacją przedstawiono na rys. 3.

Tab. 2. Obliczone wartości liczb bezwymiarowych

Seria	T_f [°C]	T_s [°C]	ΔT [°C]	Liczba Prandtla (Pr)	Liczba Rayleigha (Ra)	Liczba Nusselta (Nu)
0,2H	19,1	55,4	36,2	253	$2{,}44 \cdot 10^6$	25,6
0,4H	19,3	44,2	24,9	251	$1{,}35 \cdot 10^7$	74,9
0,5H	18,8	48,5	29,6	257	$3{,}06 \cdot 10^7$	77,8
0,6H	17,2	47,7	30,5	278	$5{,}03 \cdot 10^7$	90,2
0,8H	18,4	49,4	31,0	263	$1{,}28 \cdot 10^8$	120,0

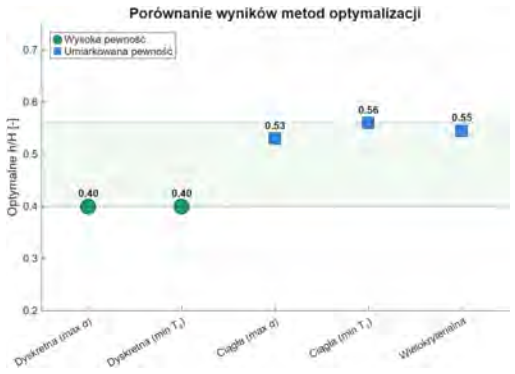


Rys. 3. Zależność Nu(Ra) z dopasowaną korelacją Michiejewa

Metodą regresji liniowej w skali logarytmicznej otrzymano współczynniki korelacji Michiejewa: C = 0,12 oraz n = 0,38, przy współczynniku determinacji R^2 = 0,92. Wyznaczony wykładnik potęgowy mieści się w zakresie typowym dla konwekcji swobodnej w cieczach o dużych liczbach Prandtla. Oszacowany szum pomiarowy temperatury powierzchni mieścił się w zakresie 0,41–0,79 °C i nie zależał systematycznie od głębokości zanurzenia, co wskazuje na jego pochodzenie od układu pomiarowego. Szum temperatury cieczy nie przekraczał 0,05 °C.

Optymalizacja położenia źródła ciepła

Optymalizacja dyskretna, która polega na bezpośrednim porównaniu punktów pomiarowych wskazała h/H = 0,4 jako wariant najkorzystniejszy — uzyskano dla niego zarówno maksymalny współczynnik przejmowania ciepła α = 215 W/(m²·K), jak i najniższą temperaturę powierzchni T_s = 44,2 °C. W celu wyznaczenia optimum w całym zakresie do danych dopasowano wielomiany drugiego stopnia opisujące zależność α(h/H) oraz T_s(h/H). Dla jednoczesnego uwzględnienia obu kryteriów zdefiniowano funkcję celu jako ważoną różnicę temperatury powierzchni i współczynnika przejmowania ciepła (z wagami w_1, w_2). Analiza wrażliwości ($w_2 \in [0{,}01;\ 1{,}0]$) wykazała stabilność rozwiązania — optymalne h/H* pozostaje w przedziale 0,53–0,56. Porównanie metod optymalizacji przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Porównanie wyników optymalizacji dyskretnej, ciągłej i wielokryterialnej

5. Wnioski

1. Optymalne położenie źródła ciepła wynosi h/H ≈ 0,4÷0,55. Optymalizacja dyskretna wskazuje h/H = 0,4, dla którego uzyskano maksymalny współczynnik przejmowania ciepła α = 215 W/(m²·K) oraz najniższą temperaturę powierzchni T_s = 44,2 °C.
2. Wyznaczono korelację Michiejewa opisaną zależnością (4), o współczynnikach C = 0,12 oraz n = 0,38. Wykładnik potęgowy o wyznaczonej wartości jest typowy dla konwekcji swobodnej w cieczach o dużych liczbach Prandtla.
3. Przesunięcie rezystora z położenia najmniej korzystnego (h/H = 0,2) do optymalnego (h/H = 0,4) zwiększa współczynnik przejmowania ciepła o 47% i obniża temperaturę powierzchni o 11 °C.
4. Analiza wielokryterialna wykazała stabilność rozwiązania (h/H* = 0,53÷0,56) w szerokim zakresie wag, a wyznaczone zależności należy traktować jako przybliżone (pięć punktów pomiarowych).
5. Uzyskane wyniki mogą znaleźć zastosowanie w projektowaniu pasywnych systemów chłodzenia zanurzeniowego elektroniki, gdzie odpowiedni dobór położenia komponentów względem lustra cieczy stanowi prosty i efektywny sposób intensyfikacji wymiany ciepła bez modyfikacji właściwości chłodziwa lub stosowania wymuszonego przepływu.

Nomenklatura

A	powierzchnia czynna rezystora (m²)
C	współczynnik korelacji Michiejewa (–)
Gr	liczba Grashofa (–)
H	wysokość lustra cieczy od dna naczynia (m)
h	głębokość zanurzenia rezystora – odległość osi rezystora od dna (m)
J	funkcja celu optymalizacji wielokryterialnej (–)
n	wykładnik potęgowy korelacji Michiejewa (–)
Nu	liczba Nusselta (–)
P	moc wydzielana na rezystorze (W)
Pr	liczba Prandtla (–)
q''	gęstość strumienia ciepła (W/m²)
R^2	współczynnik determinacji (–)
Ra	liczba Rayleigha (–)
T_f	średnia temperatura cieczy (°C)
T_s	temperatura powierzchni rezystora (°C)
w_1, w_2	wagi kryteriów optymalizacji wielokryterialnej (–)
h/H^*	optymalna względna głębokość zanurzenia (–)

Symbole greckie

α	współczynnik przejmowania ciepła (W/(m²·K))
ΔT	różnica temperatur: $T_s - T_f$ (K)
τ	stała czasowa procesu nagrzewania (s)

Bibliografia

[1] Hassen W., Safra I., Ghachem K., Alshammari B.M., Maatki C., Albalawi H. i in.: EHD flow and heat transfer of hybrid nanofluid in a free surface cavity fitted with an internal hot obstacle. Case Studies in Thermal Engineering 2024;53.

[2] Alsayegh R.: Numerical investigation of trihybrid nanofluid heat transfer in a cavity with a hot baffle. Case Studies in Thermal Engineering 2025;65.

[3] Rehman N., Mahmood R., Majeed A.H., Ali M.R., Hendy A.S.: Enhanced heat transfer in vented square enclosures with block structures: Exploring iso-perimetric shapes and multigrid approach for mixed convection of nano-fluids. Case Studies in Thermal Engineering 2024;58.
[4] Wang Z., Zhao R., Wang S., Huang D.: Heat transfer characteristics and influencing factors of immersion coupled direct cooling for battery thermal management. Journal of Energy Storage 2023;62.
[5] Zheng S., Su C., Yang X., Zhang Y., Duan K., Zhang Y. i in.: A comprehensive review of single-phase immersion cooling in data centres. Applied Thermal Engineering 2025;272.
[6] Hnayno M., Chehade A., Klaba H., Polidori G., Maalouf C.: Experimental investigation of a data-centre cooling system using a new single-phase immersion/liquid technique. Case Studies in Thermal Engineering 2023;45.
[7] Satyanarayana G., Ruben Sudhakar D., Muthya Goud V., Ramesh J., Pathanjali G.A.: Experimental investigation and comparative analysis of immersion cooling of lithium-ion batteries using mineral and therminol oil. Applied Thermal Engineering 2023;225.
[8] Chen X., Huang Y., Xu S., Bao C., Zhong Y., Chen Y. i in.: Thermal performance evaluation of electronic fluorinated liquids for single-phase immersion liquid cooling. International Journal of Heat and Mass Transfer 2024;220.
[9] Ruichek A., Hnayno M., Chehade A., Fardoun F., Moussa T., Polidori G. i in.: Immersion cooling fluid comparison using a single-phase immersion/liquid technique for data centers. Applied Thermal Engineering 2025;280.
[10] Taddeo P., Romaní J., Summers J., Gustafsson J., Martorell I., Salom J.: Experimental and numerical analysis of the thermal behaviour of a single-phase immersion-cooled data centre. Applied Thermal Engineering 2023;234.
[11] Abou-Ziyan H., Kalender A., Shedid M., Abdel-Hameed H.: Experimental investigation of free convection from short horizontal cylinder to Newtonian and power-law liquids of large Prandtl numbers. Experimental Thermal and Fluid Science 2017;86:102–116.
[12] Dai C., Wang J.: External natural convection from a Joule heated horizontal platinum wire in water at low Rayleigh number. International Journal of Heat and Mass Transfer 2016;93:754–759.
[13] Cadena-de la Peña N.L., Rivera-Solorio C.I., Payán-Rodríguez L.A., García-Cuéllar A.J., López-Salinas J.L.: Experimental analysis of natural convection in vertical annuli filled with AlN and TiO2/mineral oil-based nanofluids. International Journal of Thermal Sciences 2017;111:138–145.
[14] Gajjar K., Huang H.P.: Conjugate heat transfer for single phase immersion cooling of CPU. Case Studies in Thermal Engineering 2023;52.
[15] Huang Y., Ge J., Chen Y., Zhang C.: Natural and forced convection heat transfer characteristics of single-phase immersion cooling systems for data centers. International Journal of Heat and Mass Transfer 2023;207.
[16] Shrigondekar H., Lin Y.C., Wang C.C.: Investigations on performance of single-phase immersion cooling system. International Journal of Heat and Mass Transfer 2023;206.
[17] Muneeshwaran M., Lin Y.C., Wang C.C.: Performance analysis of single-phase immersion cooling system of data center using FC-40 dielectric fluid. International Communications in Heat and Mass Transfer 2023;145.
[18] Kim J., Choi H., Lee S., Lee H.: Computational study of single-phase immersion cooling for high-energy density server rack for data centers. Applied Thermal Engineering 2025;264.
[19] Khoshvaght-Aliabadi M. i in.: Optymalizacja geometrii radiatorów metodą RSM (Response Surface Methodology). International Journal of Heat and Mass Transfer 2023;206.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_38

Wyznaczanie współczynnika przejmowania ciepła w kompozycie pianka metalowa – materiał zmiennofazowy na podstawie geometrii uproszczonej

WOJCIECH PIÓRKOWSKI[1,*], JERZY BANASZEK[1],
MACIEJ JAWORSKI[1], MIROSŁAW SEREDYŃSKI[1]

[1] Politechnika Warszawska, Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa

ul. Nowowiejska 24 , 00-665 Warszawa

[*] e-mail: wojciech.piorkowski2.dokt@pw.edu.pl

Słowa kluczowe: pianka metalowa, materiał zmiennofazowy, symulacja numeryczna, współczynnik przejmowania ciepła, mikroskala

Materiały zmiennofazowe (ang. *phase change material*, PCM), ze względu na swoje właściwości (np. wysokie ciepło przemiany fazowej, niewielki przedział temperatur przemiany fazowej) pozwalają na efektywne magazynowanie energii wewnętrznej. Jednak, ze względu na ich niski współczynnik przewodzenia ciepła poszukiwane są sposoby intensyfikacji tempa wnikania ciepła w te materiały. Spośród proponowanych rozwiązań szczególnie interesującym są pianki metalowe o otwartych porach. Oferują one wysokie wartości współczynnika przewodzenia ciepła, powierzchni właściwej oraz porowatości. Pomimo poprawy rozprowadzania ciepła w PCM wprowadzają one również mikrostrukturę wewnętrzną która hamuje przepływ roztopionego materiału i utrudnia konwekcyjną wymianę ciepła.

Do symulacji pracy realnych magazynów ciepła z kompozytem pianka metalowa – PCM wykorzystywane są makroskalowe modele, oparte na procedurze uśrednień objętościowych. Wymagają identyfikacji efektywnych parametrów opisujących cechy ośrodka i zachodzących w nim procesów. Dla wymiany ciepła w modelu nierównowagowym kluczowe znaczenie ma współczynnik przejmowania ciepła (ang. *heat transfer coefficient*, HTC).

W przedstawionej pracy, w celu wyznaczenia HTC przeprowadzono symulacje w skali pojedynczych porów wykorzystując sparametryzowane i uproszczone geometrie pianki metalowej. Rozpatrywana w tym przypadku domena obliczeniowa stanowi prostopadłościenny, powtarzalny wycinek kompozytu pianki metalowej i PCM.

Uśrednione czasowo i przestrzennie przebiegi strumieni ciepła na powierzchni styku materiałów oraz średnie temperatury obu materiałów pozwoliły na wyznaczenie średnich współczynników HTC.

Wyznaczony HTC na początku, procesu wykazuje silny trend spadkowy. Następnie po osiągnięciu lokalnego minimum rośnie do nowej, wyższej wartości. HTC został porównany do współczynnika wyznaczonego na podstawie wzorów kryterialnych na konwekcję naturalną wokół walca oraz współczynnika wyliczonego na podstawie stałej różnicy temperatur.

Wykonane symulacje numeryczne pozwalają wniknąć w mikrostrukturę pianki i zaobserwować zachodzące w niej zjawiska. Przedstawiona metoda uzyskiwania uśrednionego objętościowego współczynnika przejmowania ciepła może przyczynić się do poprawienia dokładności symulacji wymiany ciepła i masy w kompozytach z pianką metalową i materiałem zmiennofazowym.

Wstęp

Współcześnie znaczną uwagę przykłada się do pozyskiwania energii ze źródeł odnawialnych, np. energii słonecznej. Jednakże wyzwaniem pozostaje nieciągły charakter pracy systemów pozyskujących tę energię [1]. Jednym z proponowanych rozwiązań są systemy akumulacji ciepła. Systemy takie są stosowane w magazynowaniu energii wewnętrznej w elektrowniach słoneczno-termicznych (ang. concentrated solar power)[2], wydłużając ich czas pracy poza okres bezpośredniego nasłonecznienia, w ciepłownictwie do zbalansowania popytu i podaży energii [3] oraz do poprawy sprawności paneli fotowoltaicznych poprzez ich stabilizację termiczną [4]. Innym polem zastosowania magazynów energii cieplnej są systemy stabilizacji termicznej satelitów [5].

Ciepło można magazynować między innymi w postaci ciepła jawnego związanego ze wzrostem temperatury obiektu lub ciepła utajonego związanego z przemianą fazową. Magazyny zmiennofazowe pozwalają na ograniczenie ilości materiału potrzebnego do akumulacji energii, co jest istotne w przypadku urządzeń wynoszonych w przestrzeń kosmiczną lub systemach mobilnych.

Materiały zmiennofazowe charakteryzują się zwykle wysokim ciepłem utajonym przemiany fazowej, podczas której ich temperatura zmienia się w stosunkowo wąskim zakresie. Inną charakterystyczną cechą materiałów zmiennofazowych jest ich niska przewodność cieplna, która znacząco ogranicza tempo doprowadzania ciepła do materiału.

W celu intensyfikacji wymiany ciepła w materiałach zmiennofazowych wykorzystuje się różne techniki, takie jak zastosowanie żeber czy nanocząstek metalicznych. Jednym z obiecujących rozwiązań jest zastosowanie pianki metalowej o otwartych porach ze względu na znaczną powierzchnię właściwą, możliwość uzyskania wysokiej porowatości oraz dobrą przewodność cieplną takich struktur. Wysoka porowatość pianki pozwala na wypełnienie jej materiałem zmiennofazowym, tworząc kompozyt pianki metalowej i PCM. Kompozyt łączy wysoką przewodność cieplną pianki metalowej z wysoką pojemnością cieplną materiału zmiennofazowego.

Struktura wewnętrzna pianki metalowej charakteryzująca się występowaniem porów o małych średnicach znacząco utrudnia przepływ płynu, w tym ten indukowany przez konwekcję naturalną. Wymiana ciepła w takim ośrodku może być opisana za pomocą modelu równowagowego lub nierównowagowego (tzw. lokalnej nierównowagi termicznej (LTNE)). Model nierównowagowy rozdziela transport ciepła na ten występujący w materiale stałym oraz w płynie, przez co dokładniej odzwierciedla transport ciepła w obydwu fazach. W tym modelu pojawia się uśredniony objętościowy współczynnik przejmowania ciepła pomiędzy pianką metalową a materiałem zmiennofazowym.

Współczynnik przejmowania ciepła jest kluczowym elementem w implementacji modelu LTNE, jednakże w literaturze nie ma powszechnie przyjętej metody jego wyznaczania. W dalszej części przedstawiono prace wykorzystujące model LTNE oraz stosowane w nich metody określania HTC.

Yadav et al. [6] zaproponowali projekt nowego wymiennika ciepła z materiałami zmiennofazowymi i pianką metalową, który operuje w warunkach jednoczesnego ładowania i rozładowywania. Przeprowadzili badania numeryczne w oparciu o makroskopowy model ośrodka porowatego w warunkach braku lokalnej równowagi termicznej. Wymagany w modelu współczynnik przejmowania

ciepła wyznaczyli według wskazań poprzedzającego artykułu o podobnej tematyce [7] i wykorzystali podaną w nim korelacje dla konwekcji wymuszonej.

We wspomnianym artykule Mahdi i Nsofor [7] zaprojektowali wymiennik ciepła z pianką metalową, PCM oraz nanocząstkami metalowymi. Stwierdzili brak dostępnej metody na wyznaczenie współczynnika przejmowania ciepła dla kompozytu pianka metalowa - materiał zmiennofazowy i zaproponowali zastosowanie korelacji dla konwekcji naturalnej wokół poziomego walca opisanej przez Churchilla i Chu [8]. Autorzy zaprezentowali również inne rozwiązanie, stosowane w literaturze, polegające na potraktowaniu konwekcji naturalnej jako konwekcji wymuszonej przy niskiej liczbie Reynoldsa.

W pracy [9], Valenzuela et al. zaproponowali procedurę obliczeniową do projektowania magazynu ciepła z PCM i pianką metalową. Przeprowadzili obliczenia przy założeniu braku lokalnej równowagi termicznej oraz przyjmując makroskopowy model ośrodka porowatego Darcy'ego–Brinkmana–Forchheimera. Współczynnik przejmowania ciepła został wyznaczony poprzez wykorzystanie wzoru empirycznego zaproponowanego w artykule przez Hwang et al. [10].

Hwang et al. [10] zbadali spadek ciśnienia oraz zmianę temperatury przy pojedynczych krótkotrwałych przepływach powietrza przez piankę metalową. Wykonali zarówno eksperymenty jak i symulacje numeryczne. W rozważaniach numerycznych współczynnik przejmowania ciepła był traktowany jako parametr wejściowy, a następnie był korygowany w celu uzyskania zgodności bezwymiarowej temperatury na wyjściu z wynikami eksperymentu, z maksymalnym odchyleniem wynoszącym 0,001.

Li et al. [11] zbadali wpływ nachylenia, temperatury powierzchni grzewczej oraz gradacji porowatości na proces topnienia materiału zmiennofazowego. Współczynnik przejmowania ciepła potrzebny do określenia liczby Nusselta został wyznaczony za pomocą różnicy temperatury ścianki grzewczej oraz temperatury topnienia parafiny.

W pracy [12] Shen et al. przeanalizowali eksperymentalnie próbki kompozytu parafiny i pianki miedzianej. Celem pracy było zbadanie wpływu nierównomiernego strumienia ciepła na tempo topnienia PCM. Do zbadania roli konwekcji naturalnej wyznaczono uśredniony współczynnik przejmowania ciepła w całym procesie, odnosząc go do temperatury topnienia parafiny. Wyznaczone wartości zostały wykorzystane do obliczenia średniej liczby Nusselta.

Przedstawione prace wskazują, że w literaturze brak jest ustalonej metody wyznaczania HTC dla kompozytów pianka metalowa – materiał zmiennofazowy. Jednocześnie w stosowanych modelach makroskopowych istnieje potrzeba zastosowania takiego współczynnika. Przedstawione sposoby wyznaczania HTC nie uwzględniają skomplikowanej struktury wewnętrznej pianki metalowej oraz specyfiki materiałów zmiennofazowych. Uzasadnia to potrzebę opracowania nowej metody wyznaczania współczynnika przejmowania ciepła.

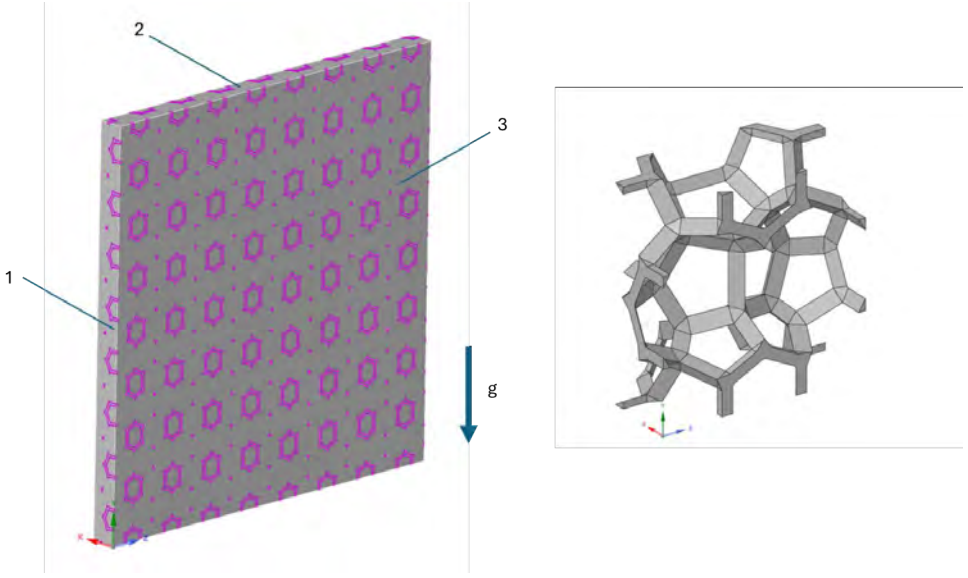
W tej pracy zaproponowano metodę wyznaczania HTC za pomocą symulacji numerycznej wymiany ciepła i masy w materiale zmiennofazowym wypełniającym piankę metalową o otwartych porach. Dzięki takiemu podejściu można uwzględnić skomplikowaną strukturę pianki oraz zjawiska zachodzące podczas topnienia kompozytu, a następnie określić uśredniony HTC.

1. Geometria kompozytu

W celu wyznaczenia współczynnika przejmowania ciepła w kompozycie przygotowano geometrię stanowiącą przybliżenie niewielkiego wycinka z całej objętości kompozytu. Do uproszczenia modelu zamodelowano wyidealizowaną strukturę pianki. Jako element podstawowy przyjęto komórkę Weaire-Phelan, charakteryzującą się wysoką powierzchnią właściwą. Narożniki komórek podstawowych zostały sfazowane, a następnie odjęte od litego bloku. W efekcie powstała struktura przedstawiona po prawej stronie rysunku 1. Założono stałą porowatość pianki o wartości 95% dla wszystkich rozważanych przypadków. Struktura została następnie powielona aż do utworzenia geometrii o wymaganej liczbie porów. Do przeprowadzenia symulacji utworzono objętość PCM oraz osobną objętość pianki, które współdzielą powierzchnie. Wygenerowaną geometrię dla pianki 8 PPI przedstawiono na rysunku 1 po lewej stronie.

Ścianki wygenerowanych geometrii zostały nazwane identycznie dla każdego przypadku: 1 – ścianka lewa, 2 - ścianka górna, 3 - symetria przednia. Po przeciwnych stronach wymienionych ścianek znajdują się: ścianka prawa, ścianka dolna oraz symetria tylna.

W tej pracy przyjęto zmienną gęstość porów badanej pianki ze względu na wpływ złożoności geometrii na konwekcję naturalną oraz ze względu na stałą ilość materiału zmiennofazowego w badanych przypadkach. Pozwala to na zaobserwowanie zmiany HTC w różnych konfiguracjach pianki.



Rysunek 1. Geometria pianki 8PPI z nazwami powierzchni: 1 – „Ścianka lewa”, 2 – „Ścianka górna”, 3- „Symetria przednia” oraz geometria jednego pora. Źródło: opracowanie własne.

2. Model matematyczny

Do wykonania obliczeń wykorzystano oprogramowanie ANSYS Fluent 2024, które pozwala na rozwiązywanie zdyskretyzowanych równań transportu metodą objętości skończonych. Równania zachowania masy, pędu i energii w PCM i energii w piance metalowej zostały przedstawione odpowiednio w równaniach: 1, 2, 3 oraz 4. Lepkościowe siły oporu związane z ruchem płynu przez strukturę porowatą zostały opisane trzecim wyrazem po prawej stronie równania 2, natomiast siła wyporu jest opisana modelem Boussinesqa (czwarty wyraz po prawej stronie równania 2). W tym równaniu temperatura referencyjna T_{ref} odpowiada temperaturze likwidusu z tabeli 1. Jako wartość przyśpieszenia ziemskiego $\vec{g}$ przyjęto $9{,}81\frac{m}{s^2}$. Równania transportu energii w materiale zmiennofazowym i strukturze pianki (ciało stałe) zostały przedstawione odpowiednio równaniami 3 i 4. Zależności domykające wyrażają obecny w równaniu 2 tensor naprężeń $\bar{\bar{\tau}}$ (równanie 5), entalpię właściwą materiału zmiennofazowego (równanie 6) oraz zależność pomiędzy udziałem objętościowym fazy ciekłej a temperaturą (równanie 7).

Temperatury solidusu i likwidusu przyjęte są według tabeli 1. W równaniu 4 człony ε i A_m odpowiadają stałym 0,001 oraz 10^6. Ciepło właściwe jest funkcją temperatury (równanie 6, Rysunek 2). Została też przyjęta niewielka wartość ciepła utajonego L ze względu na stabilność obliczeń. Równania zostały opracowane na podstawie przewodnika o teorii solwera ANSYS Fluent [13].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0 \qquad 1$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla(\rho \vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla * \bar{\bar{\tau}} + \frac{(1-f_l)^2}{(f_l^3+\varepsilon)} A_m(\vec{v}) + \rho \vec{g} \beta_T \left(T - T_{ref}\right) \qquad 2$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_L) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} h_L) = \nabla \cdot (k \nabla T) \qquad 3$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_S) = \nabla \cdot (k \nabla T) \qquad 4$$

Gdzie

$$\bar{\bar{\tau}} = \mu * \left((\nabla * \vec{v} + \nabla * \vec{v}^T)\right) \qquad 5$$

$$h_L = \int_{T_{ref}}^{T} C_p(T) dT + f_l * L \qquad 6$$

$$f_l = \begin{cases} 0 & dla \quad T < T_{solid} \\ \dfrac{T - T_{solid}}{(T_{liquid} - T_{solid})} & dla \quad T_{solid} \le T < T_{liquid} \\ 1 & dla \quad T_{liqid} \le T \end{cases} \qquad 7$$

3. Model obliczeniowy

Zarówno długość i wysokość obszaru obliczeniowego ograniczono do 25,4 mm. Natomiast grubość obszaru odpowiada połowie rozmiaru pojedynczego pora. Tak dobrana wielkość obszaru wykorzystuje płaszczyzny symetrii struktury kompozytu i dzięki temu minimalizuje wymaganą wielkość obszaru. Badane były trzy przypadki wielkości porów pianki: 12,7 mm, 6,35 mm, 3,175 mm.

Na ściankach: górnej, dolnej oraz prawej, założono zerową gęstość strumienia ciepła. Na przedniej oraz tylnej ścianie (dwie największe ściany na rysunku 1) zadano warunek symetrii, a na ścianie lewej, przez którą dostarczane jest ciepło do układu, założono konwekcyjny warunek brzegowy w celu ustabilizowania modelu podczas początkowego okresu topnienia. Temperatura ośrodka otaczającego została ustalona na poziomie powyżej temperatury likwidusu, 350 K, a współczynnik przejmowania ciepła przyjęto o wartości 2000 W/(m^2 K).

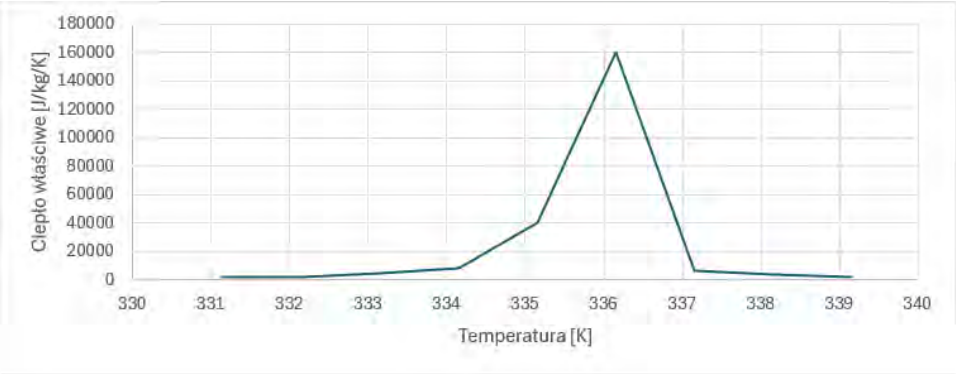
W programie ANSYS Fluent ustawiono laminarny model przepływu i uwzględniono modele transportu energii oraz topnienia/krzepnięcia. Jako materiał struktury pianki wybrano miedź, a jako materiał zmiennofazowy wypełniający pory pianki wybrano RT62HC [14]. Dane materiałowe dla RT62HC oraz miedzi zostały przedstawione odpowiednio w tabelach 1 i 2 a także na rysunku 2.

Tabela 1 Właściwości PCM – RT62HC

Nazwa	Wartość
Gęstość [kg/m^3]	845
Ciepło właściwe [J/kg/K]	Według wykresu (Rysunek 2)
Przewodność cieplna [W/m/K]	0.2
Lepkość dynamiczna [kg/m/s]	0.0045
Ciepło utajone [J/kg]	10
Temperatura solidusu [K]	335.15
Temperatura likwidusu [K]	336.15

Tabela 2 Właściwości miedzi

Nazwa	Wartość
Gęstość [kg/m^3]	8978
Ciepło właściwe [J/kg/K]	381
Przewodność cieplna [W/m/K]	387.6



Rysunek 2. Ciepło właściwe PCM w zależności od temperatury. Źródło: opracowanie własne.

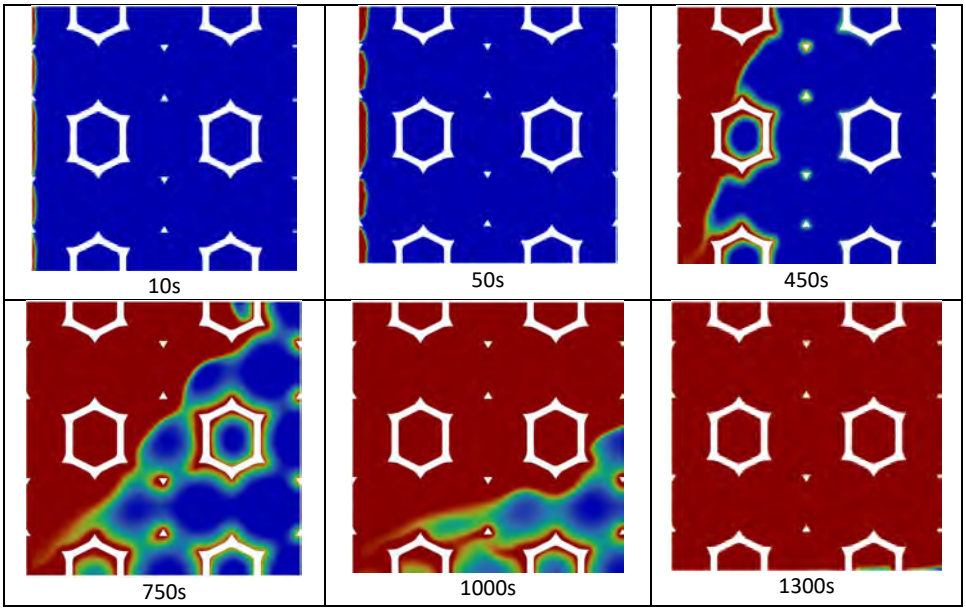
Przygotowane zostały siatki objętości skończonych o kształcie wielościanów o progresywnie zwiększającej się liczbie elementów (dla 8 PPI: 2572476, 4289834, 6427845 objętości kontrolnych).

Dla najbardziej wymagającego przypadku, tj. struktury o gęstości 8 PPI, przeprowadzono analizę niezależności wyników od gęstości siatki obliczeniowej. Siatka o najmniejszej liczbie elementów wykazuje, względem siatki najgęstszej, rozbieżność wynoszącą 7,45% dla udziału frakcji ciekłej, 0,06% dla średniej temperatury płynu, 0,06% dla średniej temperatury powierzchni pianki, 1,60% dla gęstości strumienia ciepła oraz 3,47% dla współczynnika przejmowania ciepła. Największe różnice wartości występują w początkowym etapie topnienia. Podobnie, wyniki obliczeń przeprowadzonych na siatce o średniej liczbie elementów, wykazują błąd względny 16,64% (0,000133 błędu bezwzględnego) dla udziału frakcji ciekłej, 0,01% dla średniej temperatury płynu, 0,01% dla temperatury powierzchni oraz 1,9% i 3,72% dla gęstości strumienia ciepła i współczynnika przejmowania ciepła. Wybrana została najrzadsza siatka ze względu na niewielkie błędy względne po początkowym okresie topnienia, w którym błąd bezwzględny wskazuje na pomijalne wartości.

4. Wyniki symulacji.

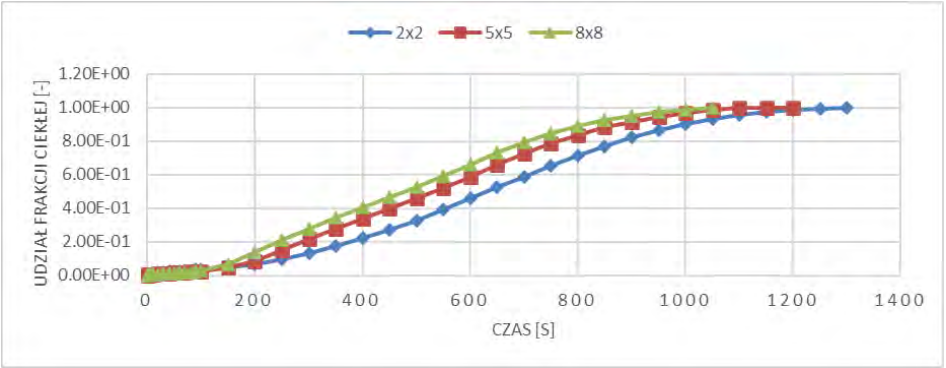
W wyniku przeprowadzonych obliczeń uzyskano przebiegi czasowe wybranych wielkości dla wszystkich badanych geometrii. Ilustracją przebiegu tego procesu są kontury udziału fazy ciekłej w wybranych punktach czasowych, przedstawione dla pianki o gęstości porów 2 PPI w tabeli 3.

Tabela 3. Kontur udziału frakcji ciekłej w trakcie procesu dla geometrii 2 PPI Źródło: opracowanie własne.



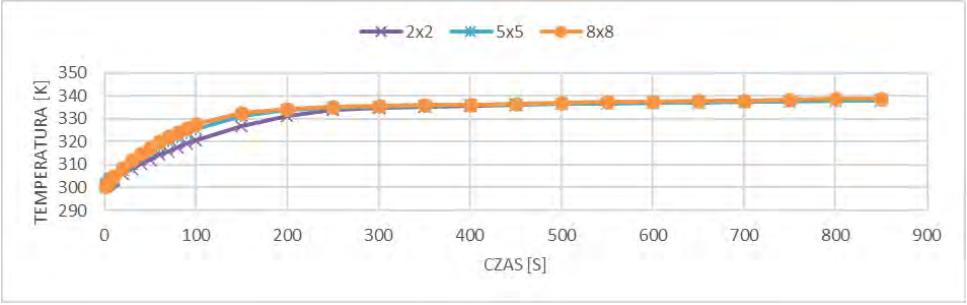
W kolejnych chwilach czasowych widoczne jest tworzenie się i przemieszczanie interfejsu topnienia. Początkowo front granicy fazowej rozwija się równolegle do powierzchni ogrzewanej, następnie powstaje charakterystyczna pochyłość związana z rozwojem konwekcji naturalnej w górnej części obszaru. W późniejszych chwilach czasowych (450 s – 1000 s) widoczne jest przyspieszone rozprowadzanie ciepła przez piankę metalową – tworzą się obszary roztopionego PCM daleko przed frontem topnienia, w pobliżu przecinających badaną płaszczyznę elementów pianki.

Spośród wyników szczególną uwagę zwrócono na przebiegi udziału frakcji ciekłej, temperatury w kompozycie, maksymalnej prędkości ciekłego PCM oraz gęstości strumienia ciepła. W badanych warunkach najszybciej stopił się PCM w piance o gęstości porów 8 PPI, a najwolniej w piance o najmniejszej gęstości porów. Na rysunku 3 pokazano udział frakcji ciekłej w objętości PCM. Po ok. 200 s PCM topi się wyraźnie szybciej w piankach 8 PPI oraz 5 PPI niż w piance 2 PPI. Pianka o najwyższej gęstości porów przekracza udział frakcji ciekłej 0,99 w 1050 s, pianka 5 PPI w 1100 s, a pianka 2 PPI w 1250 s.

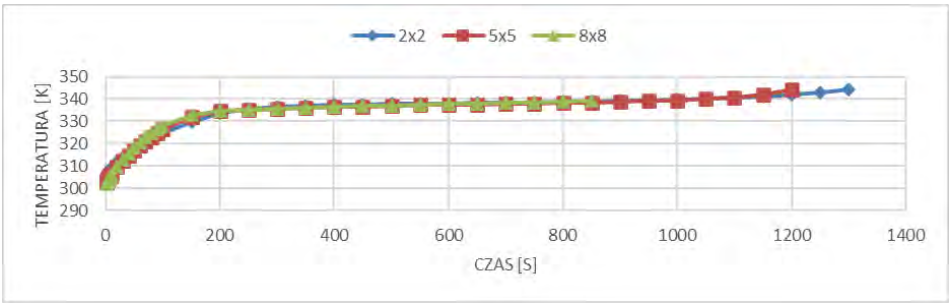


Rysunek 3. Udział frakcji ciekłej w czasie. Źródło: opracowanie własne.

W kompozycie wyznaczono temperatury uśrednione w dwóch obszarach. Pierwszym obszarem uśredniania jest całkowita objętość PCM. Przebieg temperatury w tym obszarze przedstawiono na rysunku 4. Drugim obszarem uśredniania była powierzchnia interfejsu pomiędzy pianką metalową a PCM. Do tego obszaru również zaliczana jest powierzchnia lewej ścianki stykająca się z PCM. Uśrednioną temperaturę na powierzchni interfejsu przedstawiono na rysunku 5.

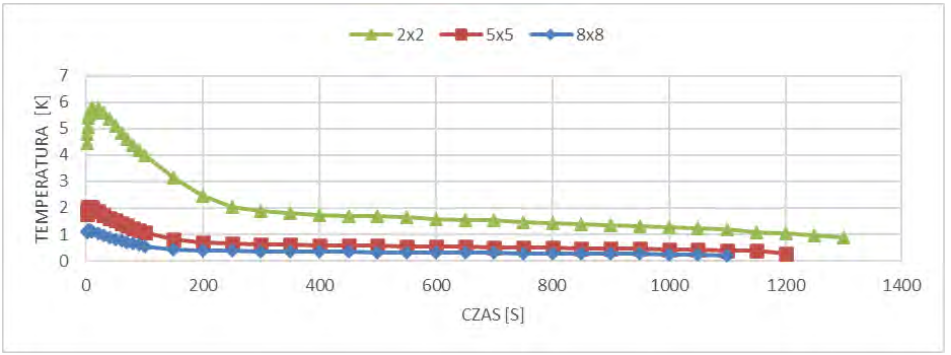


Rysunek 4. Uśredniona temperatura w całej objętości materiału zmiennofazowego.
Źródło: opracowanie własne.



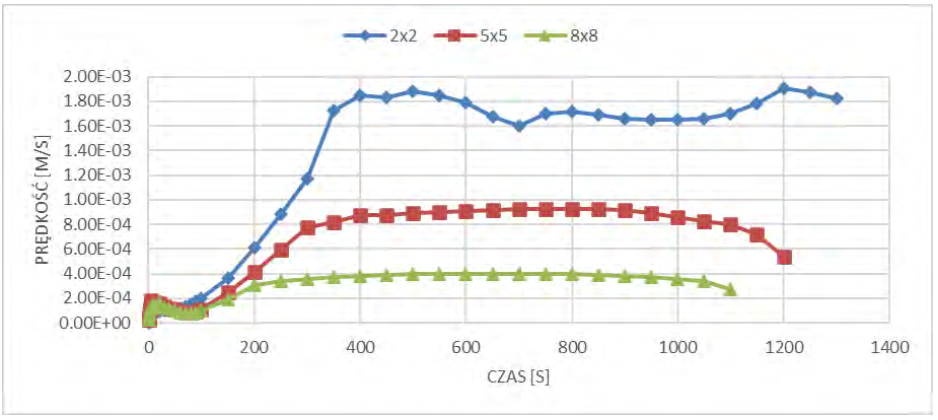
Rysunek 5. Temperatura na powierzchni pianki oraz części powierzchni ogrzewanej.
Źródło: opracowanie własne.

W obydwu przypadkach można zauważyć stabilny wzrost temperatury w trakcie całego procesu, jednak obydwie temperatury różnią się maksymalnie o 6 K. Ponieważ do wyznaczenia HTC wykorzystywana będzie różnica tych temperatur, została ona przedstawiona na rysunku 6. Największa różnica temperatur występuje w piance o najmniejszej gęstości porów, a najmniejsza różnica w piance o największej gęstości porów. Widoczny jest też znaczny wzrost różnicy temperatur w pierwszych 30 s trwania procesu.



Rysunek 6. Różnica pomiędzy uśrednioną temperaturą na powierzchni pianki a uśrednioną temperaturą w objętości PCM Źródło: opracowanie własne.

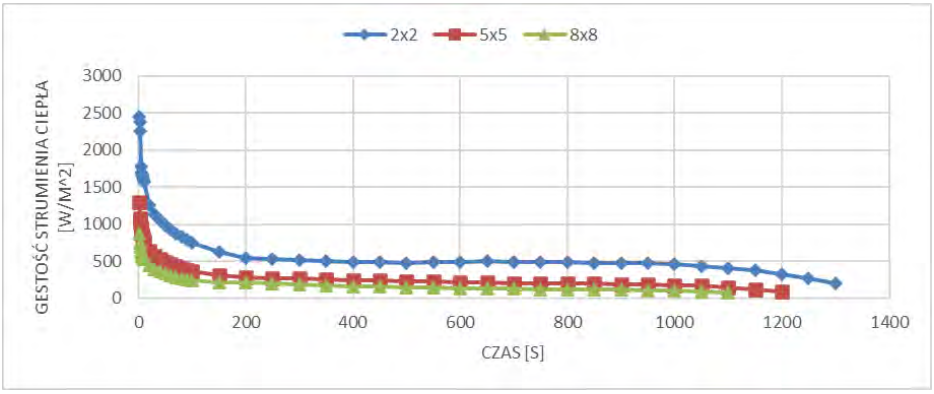
W badanym ośrodku jedynym źródłem ruchu płynu jest termiczna konwekcja naturalna. Maksymalna prędkość ciekłego PCM w zależności od czasu została przedstawiona na rysunku 7. Wraz ze wzrostem gęstości porów maleje maksymalna prędkość płynu. Widoczne są również wahania maksymalnej prędkości w fazie ciekłej PCM w trakcie trwania procesu topnienia.



Rysunek 7. Maksymalna prędkość w materiale zmiennofazowym. Źródło opracowanie własne.

Ostatnim parametrem jest gęstość strumienia ciepła wyznaczana na powierzchni kontaktu pianki oraz PCM. Powierzchnia interfejsu jest zdefiniowana identycznie jak przy wyznaczaniu średniej temperatury na powierzchni pianki. Rysunek 8 przedstawia zmianę gęstości strumienia ciepła wpływającego do PCM. Można zauważyć, że gęstość strumienia ciepła gwałtownie spada w

pierwszych 200 s procesu następnie stabilizuje się i zaczyna ponownie spadać w końcowych fazach topnienia odpowiednio dla każdej badanej pianki.



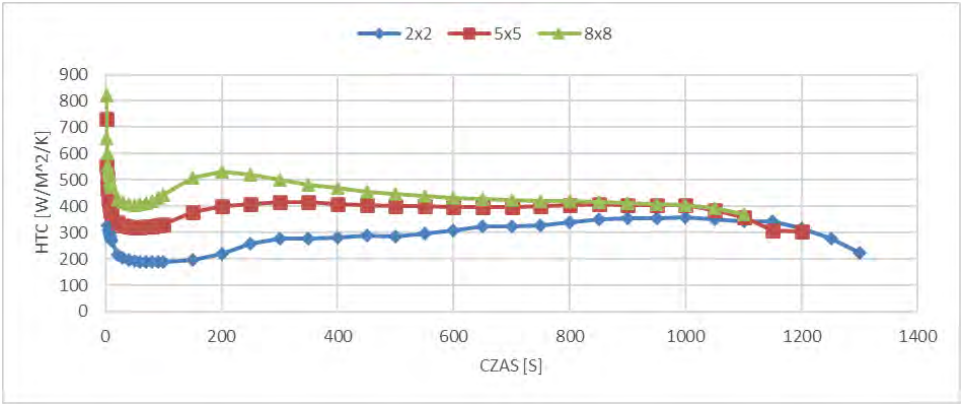
Rysunek 8. Gęstość strumienia ciepła na powierzchni pianki i części powierzchni ogrzewanej
Źródło: opracowanie własne.

5. Wyznaczanie współczynnika przejmowania ciepła

Do wyznaczenia uśrednionego współczynnika przejmowania ciepła wykorzystano prawo Newtona (równanie 8), które zostało przekształcone do postaci wyrażonej równaniem 9. Parametry znajdujące się po prawej stronie równania 9 zostały wyznaczone na drodze symulacji. Gęstość strumienia ciepła przyjęto na powierzchni pianki oraz części lewej ścianki, które stykają się z płynem. Na tej samej powierzchni wyznaczana jest średnia temperatura, używana jako temperatura powierzchni T_{surf}. Jako temperaturę odniesienia T_{ref} przyjęto temperaturę średnią w całej objętości PCM, zarówno ciekłej jak i zestalonej.

$$Hf = htc * \left(T_{surf} - T_{ref}\right) \quad 8$$

$$htc = \frac{Hf}{T_{surf} - T_{ref}} \quad 9$$

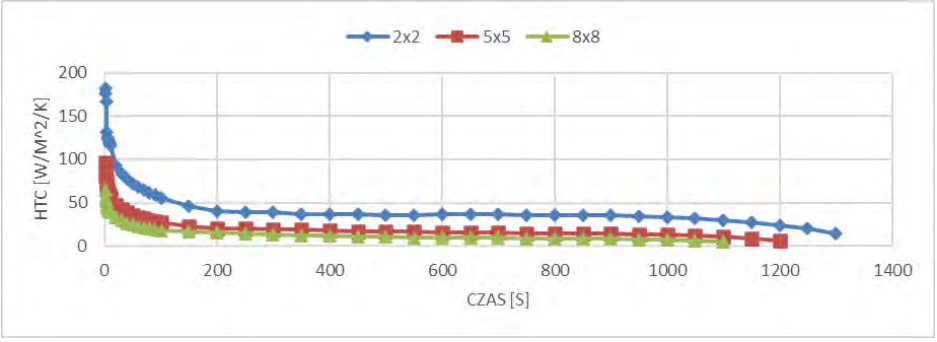


Rysunek 9. Uśredniony współczynnik przejmowania ciepła Źródło: opracowanie własne

Na wykresie zależności współczynnika przejmowania ciepła (HTC) względem czasu (Rysunek 9) widoczny jest początkowy spadek tego parametru, a następnie jego wzrost następujący po okresie od 100 do 200 s, w zależności od gęstości porów w piance. W piance o gęstości porów 2 PPI wzrost współczynnika zajmuje najwięcej czasu i trwa do ok. 1100 s, podczas gdy w pozostałych piankach po pierwszym wzroście współczynnik stabilizuje się i zaczyna spadać. Dla pianki 8 PPI szczytowa wartość wypada ok. 200 s, a dla pianki 5 PPI, ok. 300 s. Dla pianek 8 PPI, 5 PPI, 2PPI uzyskano uśrednione w czasie wartości HTC na poziomach 469,38, 399,96, 292,43 W/(m^2 K).

6. Porównanie uzyskanego HTC z innymi modelami

W celu porównania HTC wyznaczonego wg zależności 9 przeprowadzono obliczenia HTC, zakładając stałą różnicę temperatur oraz wyznaczono HTC z Nu na podstawie korelacji. Obliczenia przeprowadzono przy możliwie najbardziej zbliżonych założeniach do badanego wcześniej przypadku. Założenie stałej różnicy temperatur wykorzystywane jest w równaniu 9, gdzie temperatura odniesienia T_{ref} została przyjęta jako stała wartość, np. temperatura likwidusu. Temperatura powierzchni jest przyjęta jako temperatura otoczenia dla ścianki lewej, tj. 350 K ponieważ przyjęcie średniej temperatury na zdefiniowanej wcześniej powierzchni kontaktu skutkuje występowaniem ujemnego HTC na początku procesu. Prowadzi to do stałej różnicy temperatur. Potrzebna w równaniu 9 gęstość strumienia ciepła została przyjęta tak jak dla wcześniejszych obliczeń HTC.



Rysunek 10. Przebieg współczynnika wymiany ciepła z zastosowaniem temperatury odniesienia powierzchni ogrzewanej oraz temperatury topnienia PCM Źródło: opracowanie własne.

W początkowej części procesu topnienia HTC mocno opada, a następnie wyrównuje się na określonej wartości z delikatnym trendem spadkowym (Rysunek 10). Ze względu na zastosowanie stałej różnicy temperatur współczynnik wyznaczony tą metodą jest proporcjonalny do gęstości strumienia ciepła. Najwyższe wartości HTC uzyskano dla pianki o gęstości porów 2 PPI, a najniższe dla pianki 8 PPI. Nie zaobserwowano również wpływu konwekcji naturalnej na wartość HTC w późniejszej części procesu.

Innym podejściem do wyznaczenia HTC jest wykorzystanie korelacji opisującej przepływ ciepła w konwekcji swobodnej wokół elementu upraszczającego mikrostrukturę pianki, np. poziomego walca. Do porównania przyjęto korelację na liczbę Nusselta wyrażoną równaniem 10 [8] oraz równanie 14 na HTC. Do wyznaczenia liczby Nusselta według równania 10 potrzebne są liczby podobieństwa Rayleigha i Prandtla które wyznaczono według równań 11 i 12.

W celu zachowania spójności z wcześniej wyznaczonym HTC, we wzorze 13 na liczbę Grashoffa przyjęto różnicę temperatur ΔT zgodnie z przebiegiem przedstawionym na rysunku 6. W równaniu na liczbę Prandtla (12) ciepło właściwe C_P zostało przyjęte identycznie jak dla materiału roztopionego tj. 2000 J/(kg K). Pozostałe wartości przyjęto zgodnie z tabelą 1. Do wyznaczenia HTC według równania (14) konieczne było określenie wymiaru charakterystycznego l odpowiadającego w wykorzystywanej korelacji średnicy walca. Jako ten wymiar charakterystyczny przyjęto zmierzoną i przeskalowaną średnicę okręgu opisanego na pojedynczym połączeniu międzywęzłowym z geometrii pianki. Przebieg HTC wyznaczonego tą metodą przedstawiono na rysunku 11.

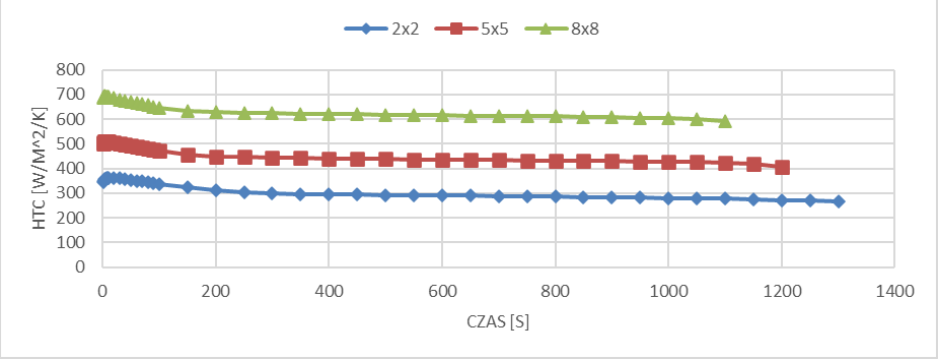
$$Nu^{1/2} = 0.6 + 0.387 * \left(\frac{Ra}{(1 + (0.559/Pr)^{9/16})^{16/9}}\right)^{1/6} \quad 10$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad 11$$

$$Pr = \frac{C_P \mu}{k} \quad 12$$

$$Gr = \frac{g l^3 \beta \Delta T}{(\mu/\rho)^2} \quad 13$$

$$htc = Nu * \lambda / l \quad 14$$



Rysunek 11. HTC na podstawie liczby Nusselta według korelacji [8]
Źródło: opracowanie własne.

Porównując współczynniki przejmowania ciepła wyznaczone trzema metodami, można zauważyć, że każda metoda prowadzi do uzyskania innych wartości. Ponadto zastosowanie stałej różnicy temperatur przy wyznaczaniu HTC powoduje odwrócenie trendu zależności HTC od gęstości porów pianki. W tabeli 4 przedstawiono uśrednione w czasie wartości dla poszczególnych przypadków. Można zauważyć, że współczynnik wyznaczony z wykorzystaniem średniej temperatury w PCM pozwala uzyskać pośrednie wartości w stosunku do pozostałych metod oraz że założenie stałej różnicy temperatur daje wyniki o rząd wielkości mniejsze niż pozostałe 2 metody.

Tabela 4. Porównanie HTC uśrednionego w objętości i w czasie. Źródło: opracowanie własne.

	śr. HTC (W/M^2/K) wg. Średnia temperatura PCM	śr. HTC (W/M^2/K) wg. Stała różnica temperatur	śr. HTC (W/M^2/K) wg. Konwekcji naturalnej wokół walca
2x2	292.43	65.79	316.78
5x5	399.96	33.88	466.65
8x8	469.38	22.86	646.20

Podsumowanie

W tej pracy zaproponowano metodę określenia objętościowego uśrednionego współczynnika przejmowania ciepła pomiędzy pianką metalową o otwartych porach a materiałem zmiennofazowym dla procesu topnienia. Przebieg opracowanego HTC, w czasie, wskazuje na wzrost skorelowany z wzrostem prędkości maksymalnej w materiale zmiennofazowym, czego nie można zaobserwować przy zastosowaniu pozostałych metod. Jednocześnie wyniki przedstawionej metody pozostają w tym samym rzędzie wielkości co w pozostałych metodach.

Otwartym pytaniem pozostaje poprawność zastosowania tak wyznaczonego współczynnika w obliczeniach makroskalowych co jest kierunkiem do dalszych badań.

Podziękowania

Artykuł został częściowo sfinansowany przez NCN w ramach projektu OPUS „Badanie procesu krzepnięcia i topnienia materiału zmiennofazowego wypełniającego piankę metaliczną o otwartych porach”, nr 2022/45/B/ST8/02739.

Nomenklatura

A_m	Stała ośrodka porowatego (-)	μ	Lepkość dynamiczna (Pa * s)
β	Współ. rozszerzalności cieplnej (1/K)	p	Ciśnienie (Pa)
C_p	Ciepło właściwe (J/kg/K)	PCM	Materiał zmiennofazowy
ε	Stała stabilizująca obliczenia (-)	PPI	Gęstość porów na cal (-)
f_l	Udział frakcji ciekłej (-)	ρ	Gęstość (kg/m^-3)
F_s	Źródło siły wyporu (N/m^3)	S	Pochłanianie momentu od udziału fazy stałej (N/m^3)
$\vec{g}$	Przyśpieszenie ziemskie (m/s^2)	T	Temperatura (K)
H	Entalpia (J/kg)	T_{liquid}	Temperatura likwidusu
HTC	Wespół. przejmowania ciepła (W/m^2/K)	T_{ref}	Temperatura referencyjna(K)
k	Przewodność cieplna (W/m/K)	T_{solid}	Temperatura solidusu
l	Wymiar charakterystyczny (m)	$\bar{\bar{\tau}}$	Tensor naprężeń (Pa)
L	Ciepło utajone (J/kg)	v	Wektor prędkości (m/s)

Bibliografia

[1] H. J. C. Conde, C. M. Demition and J. Honra, "Storage Is the New Black: A Review of Energy Storage System Applications to Resolve Intermittency in Renewable Energy Systems," *Energies,* vol. 18, p. 354, January 2025.

[2] G. Alva, L. Liu, X. Huang and G. Fang, "Thermal energy storage materials and systems for solar energy applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 68, p. 693–706, February 2017.

[3] K. Moulakhnif, A. El Majd, A. Azhar, E. M. Haily, H. Ait Ousaleh, A. Faik, S. Sair and A. El Bouari, "Advanced porous geomaterial frameworks for high-performance latent heat storage," *Renewable and Sustainable Energy Reviews,* vol. 226, p. 116483, January 2026.

[4] A. Al Miaari and H. M. Ali, "A recent review on thermal management of photovoltaic panels using phase change material based on thermal conductivity enhancers for sustainable buildings," *Journal of Energy Storage,* vol. 103, p. 113936, December 2024.

[5] A. M. Elshaer, A. M. A. Soliman, M. Kassab, S. Mori and A. A. Hawwash, "Thermal control of a small satellite in low earth orbit using phase change materials-based thermal energy storage panel," *The Egyptian Journal of Remote Sensing and Space Sciences,* vol. 26, p. 954–965, December 2023.

[6] V. K. Yadav, M. Jee, J. Sarkar and P. Ghosh, "Novel metal foam and phase change material integrated multi-tube heat exchanger design for simultaneous charging and discharging," *Journal of Energy Storage,* vol. 117, p. 116109, May 2025.

[7] J. M. Mahdi and E. C. Nsofor, "Melting enhancement in triplex-tube latent heat energy storage system using nanoparticles-metal foam combination," *Applied Energy,* vol. 191, p. 22–34, April 2017.

[8] S. W. Churchill and H. H. S. Chu, "Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder," *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 18, p. 1049–1053, September 1975.

[9] K. A. Valenzuela, J. I. Jaime and N. O. Moraga, "Efficient CFD modelling for enhanced latent heat storage by metal foams at mid and high temperatures," *Journal of Energy Storage,* vol. 125, p. 117010, July 2025.

[10] J.-J. Hwang, G.-J. Hwang, R.-H. Yeh and C.-H. Chao, "Measurement of Interstitial Convective Heat Transfer and Frictional Drag for Flow Across Metal Foams," *Journal of Heat Transfer,* vol.

124, p. 120–129, May 2001.

[11] J. Li, X. Sun, Y. Li, M. Liu, X. Sun and Q. Zhang, "Melting performance of gradient-porosity metal foam composite phase change materials: A pore-scale numerical study," *Applied Thermal Engineering,* vol. 289, p. 129783, March 2026.

[12] Z. Shen, J. Hua, Y. He, F. Jiao and J. Wang, "Experimental study of melting on graded metal foam composite phase change materials under nonuniform heat flux," *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 239, p. 126613, April 2025.

[13] "Fluent Theory Guide," 04 2026. [Online]. Available: https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v242/en/flu_th/flu_th.html.

[14] "RT62HC Data Sheet," 04 2026. [Online]. Available: https://www.rubitherm.eu/media/products/datasheets/Techdata_-RT62HC_EN_20102023.PDF.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_39

Koncepcja systemu pomiarowego do analizy obrazów przepływów dwufazowych w minikanałach

MAGDALENA PIASECKA[1], MATEUSZ CEDZYŃSKI[2], ROBERT KAZAŁA[3], ARTUR PIASECKI[4]

[1] Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn
[2,3] Politechnika Świętokrzyska, Wydział Elektrotechniki, Automatyki i Informatyki
[4] Politechnika Świętokrzyska, Wydział Inżynierii Środowiska, Geodezji i Energetyki Odnawialnej
al.Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce
[4] e-mail: apiasecki@tu.kielce.pl

Słowa kluczowe: minikanał, przepływ dwufazowy, wrzenie w przepływie, analiza obrazu, synchronizacja pomiarowa.

W pracy przedstawiono koncepcję zintegrowanego systemu pomiarowego przeznaczonego do rejestracji oraz ilościowej analizy obrazów struktur dwufazowych występujących podczas wrzenia w przepływie przez moduł z minikanałami. Punktem wyjścia jest potrzeba korelacji obserwowanych struktur przepływu, takich jak przepływ pęcherzykowy, korkowy czy pierścieniowy, z lokalnymi warunkami cieplno-przepływowymi oraz z parametrami wykorzystywanymi w analizie wymiany ciepła i oporów przepływu. Proponowane rozwiązanie obejmuje sekcję obserwacyjną modułu z minikanałami z kontrolowanym doprowadzeniem strumienia ciepła oraz tor wizyjny złożony z kamery o wysokiej szybkości rejestracji, obiektywu zapewniającego odpowiednią skalę odwzorowania, stabilizowanego oświetlenia i elementów ograniczających wpływ refleksów świetlnych. Uzupełnieniem układu jest pomiarowy tor termowizyjny, umożliwiający rejestrację rozkładu temperatury na zewnętrznej powierzchni folii grzejnej w funkcji czasu i orientacji przestrzennej modułu. System może być rozszerzony o sygnały z czujników procesowych, takich jak natężenie przepływu masowego, ciśnienie na wlocie i wylocie, temperatura na wlocie i wylocie oraz parametry zasilania układu grzania. Istotnym elementem koncepcji jest synchronizacja czasowa wszystkich torów pomiarowych, pozwalająca na jednoznaczne odniesienie obrazów i termogramów do chwilowych warunków pracy. W pracy przyjęto, że część analityczna systemu będzie obejmować typowy łańcuch przetwarzania obrazu: kalibrację geometryczną, korekcję tła i zniekształceń optycznych, segmentację faz z uwzględnieniem zmiennych warunków oświetlenia, a następnie detekcję i śledzenie obiektów odpowiadających pęcherzom lub strukturom parowym. Na tej podstawie możliwe będzie wyznaczanie wybranych wielkości opisujących przepływ, takich jak lokalny udział fazy parowej w analizowanym obszarze obrazu, częstotliwość występowania struktur dwufazowych oraz wybrane cechy obrazu przydatne w identyfikacji struktur przepływu, takie jak lokalne zmiany jasności, współczynniki kształtu, kolistość oraz wektory prędkości przemieszczania się struktur parowych. Przedstawiona koncepcja ma stanowić podstawę do dalszego rozwoju systemu pomiarowego przeznaczonego do badań przepływów dwufazowych w minikanałach. W przyszłości rozwiązanie to może zostać wykorzystane zarówno do analizy eksperymentalnej, jak i do wspomagania walidacji modeli analitycznych, analityczno-numerycznych i numerycznych oraz do budowy modeli predykcyjnych opartych na metodach analizy obrazu i uczenia maszynowego.

Wstęp

Przepływy dwufazowe w kanałach o małych wymiarach geometrycznych stanowią ważny obszar badań w inżynierii cieplnej i procesowej. Mini- i mikrokanały znajdują zastosowanie m.in. w kompaktowych wymiennikach ciepła, systemach chłodzenia elektroniki, mikroreaktorach oraz w nowoczesnych układach energetycznych o wysokiej gęstości strumienia ciepła. W takich układach procesy wrzenia i transportu ciepła zachodzą w warunkach znacznie różniących się od klasycznych przepływów w kanałach o większych wymiarach. Zmniejszenie wymiarów charakterystycznych kanału powoduje zmianę relacji pomiędzy siłami działającymi w przepływie. Rosnące znaczenie sił napięcia powierzchniowego oraz ograniczona przestrzeń przepływu wpływają na charakter powstawania i rozwoju struktur parowych. W rezultacie obserwowane są różne formy przepływu dwufazowego, takie jak pojedyncze pęcherze parowe, struktury wydłużone typu *slug* czy bardziej złożone konfiguracje rozdziału faz.

Jak wskazali Thome [1] oraz Kandlikar [2], wrzenie w mikro- i minikanałach charakteryzuje się odmiennymi mechanizmami niż wrzenie w kanałach konwencjonalnych. Małe wymiary hydrauliczne powodują wzrost znaczenia napięcia powierzchniowego, lepkości, bezwładności oraz zmian pędu związanych z odparowaniem. W takich warunkach szczególne znaczenie mają wydłużone struktury parowe, cienki film cieczy otaczający rdzeń parowy oraz zjawiska lokalnego wysychania filmu, co ogranicza możliwość bezpośredniego stosowania modeli makroskalowych do opisu wymiany ciepła w mikrokanałach. Analiza dynamiki tych struktur oraz ich wpływu na lokalną wymianę ciepła stanowi zatem istotny element badań eksperymentalnych w zakresie przepływów dwufazowych.

W badaniach wrzenia w mini- i mikrokanałach istotną rolę odgrywają techniki wizualizacji przepływu. Piasecka [3] pokazała, że w badaniach wrzenia przepływowego FC-72 w minikanałach łączenie pomiaru rozkładu temperatury powierzchni grzejnej z obserwacją struktur przepływu umożliwia identyfikację struktur przepływu, opracowanie map przepływu oraz wyznaczanie udziału fazy parowej w wybranych przekrojach kanału. Ali i in. [4] wykorzystali kamerę szybkiej rejestracji do obserwacji struktur przepływu podczas wrzenia R134a w poziomym mikrokanale. Na podstawie zarejestrowanych obrazów opracowali mapy przepływu, co potwierdza przydatność wizualizacji *high-speed* do identyfikacji reżimów przepływu i analizy rozwoju struktur dwufazowych wzdłuż kanału. Widyatama i in. [5] wykazali, że wizualizacja *high-speed* pozwala nie tylko identyfikować struktury przepływu, lecz także analizować etapy wzrostu pęcherzy, ich kształt, prędkość oraz wpływ orientacji kanału na przebieg wrzenia w mikrokanałach. Autorzy wskazali również, że istniejące mapy przepływu nie zawsze poprawnie przewidują struktury obserwowane w konkretnej geometrii i zakresie parametrów pracy.

Równolegle rozwijane są bezkontaktowe metody pomiaru temperatury, w szczególności techniki termowizyjne. Liu i Pan [6] opracowali nieinwazyjną metodę bezpośredniego pomiaru temperatury płynu oraz obserwacji struktur przepływu dwufazowego w mikrokanale z wykorzystaniem termografii w podczerwieni. Dzięki zastosowaniu układu eksperymentalnego z oknem przezroczystym dla promieniowania IR możliwa była rejestracja przejściowych rozkładów temperatury oraz wizualizacja struktur jedno- i dwufazowych podczas wrzenia przepływowego. Piasecka i in. [7] badali wrzenie FC-72 w minikanałach z wykorzystaniem dwóch bezkontaktowych technik pomiaru temperatury powierzchni grzejnej: termografii ciekłokrystalicznej (LCT) oraz termografii w podczerwieni (IRT). Obie metody zastosowano równocześnie do wyznaczania rozkładów temperatury na ogrzewanej ściance minikanału, co umożliwiło następnie obliczenie lokalnych współczynników przejmowania ciepła.

Autorzy wykazali dobrą zgodność wyników uzyskanych metodami LCT i IRT, podkreślając przydatność bezkontaktowych technik pomiarowych w badaniach mechanizmów wrzenia przepływowego w minikanałach.

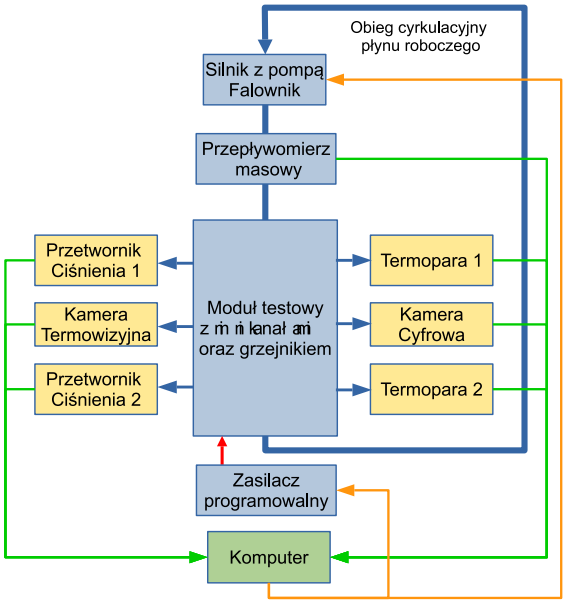
Największy potencjał diagnostyczny daje jednak połączenie rejestracji wizualnej i termowizyjnej w jednym, zsynchronizowanym systemie pomiarowym. Korniliou i in. [8] połączyli termografię w podczerwieni z jednoczesną wizualizacją przepływu kamerą szybką oraz pomiarami ciśnienia w mikrokanale. Takie podejście umożliwiło uzyskanie dwuwymiarowych map lokalnego współczynnika przejmowania ciepła o wysokiej rozdzielczości przestrzennej i czasowej oraz powiązanie lokalnych zmian temperatury z dynamiką przepływu ciecz–para. W kolejnej pracy Korniliou i in. [9] wykazali, że lokalny współczynnik przejmowania ciepła nie zmienia się monotonicznie wraz ze wzrostem strumienia ciepła, lecz zależy od dynamiki ciecz–para, zmian filmu cieczy oraz zjawisk przypuszczalnego wysychania. Jednoczesne zastosowanie szybkiej termografii i wizualizacji przepływu umożliwiło uzyskanie szczegółowych informacji przydatnych do interpretacji mechanizmów wrzenia przepływowego w mikrokanałach. Piasecka i Strąk [10] zastosowały jednoczesny pomiar temperatury powierzchni ogrzewanej ścianki kamerą termowizyjną oraz rejestrację struktur przepływu kamerą szybką przez płytę szklaną w badaniach wrzenia FC-770 w asymetrycznie ogrzewanych minikanałach o zmiennej orientacji przestrzennej. Praca ta potwierdza przydatność skorelowanej diagnostyki cieplnej i wizualnej w analizie wpływu struktur przepływu oraz orientacji modułu na lokalną wymianę ciepła.

Rozwój metod analizy obrazu umożliwia również automatyzację identyfikacji struktur przepływu. Zhang i in. [11] pokazali możliwość zastosowania metod głębokiego uczenia do automatycznej klasyfikacji obrazów przepływów dwufazowych w mikrokanałach. Autorzy zaproponowali algorytm łączący sieć *GoogLeNet* z modułem *Coord Attention*, uzyskując wysoką dokładność rozpoznawania struktur przepływu dla układów ciecz–ciecz oraz gaz–ciecz. Praca ta uzasadnia możliwość dalszego rozszerzenia systemów wizyjnych o automatyczne rozpoznawanie struktur przepływu.

W niniejszej pracy przedstawiono koncepcję systemu pomiarowego umożliwiającego analizę przepływów dwufazowych w minikanale z wykorzystaniem zsynchronizowanej rejestracji obrazów przepływu oraz rozkładu temperatury powierzchni kanału. Zakres pracy obejmuje założenia systemu, proponowaną konfigurację aparatury pomiarowej, sposób synchronizacji torów pomiarowych oraz ogólne założenia dotyczące analizy obrazów.

1. Założenia koncepcji systemu pomiarowego

Projektowany system pomiarowy ma umożliwić rejestrację i analizę zjawisk zachodzących podczas przepływu jedno- i dwufazowego w minikanale prostokątnym z jednostronnie ogrzewaną ścianką. Schemat blokowy przedstawiający strukturę systemu pomiarowego pokazany jest na rysunku 1. Zielone linie symbolizują wartości mierzone, pomarańczowym kolorem oznaczono sygnały sterujące.



Rysunek 1. Schemat blokowy struktury systemu pomiarowego
Źródło: opracowanie własne.

Podstawowe założenia koncepcji obejmują:

- możliwość optycznej obserwacji przepływu wzdłuż wybranego odcinka kanału,
- rejestrację obrazów z wysoką rozdzielczością czasową przy użyciu kamery szybkiej rejestracji (*high-speed*),
- pomiar rozkładu temperatury powierzchni grzejnej przy użyciu kamery termowizyjnej o wysokiej rozdzielczości,
- synchronizację czasową obu torów pomiarowych,
- zapis sekwencji obrazów umożliwiający ich późniejszą analizę komputerową.

System pomiarowy ma umożliwić obserwację podstawowych struktur przepływu dwufazowego, charakterystycznych dla przepływu pęcherzykowego, korkowego czy pierścieniowego. Zastosowanie synchronizowanych pomiarów wizualnych i termowizyjnych pozwoli na analizę zależności pomiędzy dynamiką struktur parowych a zmianami temperatury powierzchni kanału.

2. Konfiguracja aparatury pomiarowej

Koncepcja systemu pomiarowego zakłada zastosowanie dwóch podstawowych torów diagnostycznych: wizualnego oraz termowizyjnego. System uzupełniony będzie zautomatyzowanym stanowiskiem umożliwiającym przeprowadzanie eksperymentów dla dowolnej orientacji modułu wymiennika ciepła z minikanałami. Ze stanowiskiem współpracować będzie również aparatura kontrolno-pomiarowa, która służyć będzie do rejestracji danych cieplno-przepływowych.

2.1. Tor wizualny

Podstawowym elementem toru wizualnego jest kamera wysokiej szybkości umożliwiająca rejestrację obrazów przepływu z dużą częstotliwością próbkowania. Kamera ta pozwala na obserwację dynamicznych zjawisk związanych z powstawaniem oraz przemieszczaniem się pęcherzy parowych w minikanale.

W torze optycznym przewiduje się zastosowanie odpowiedniego obiektywu oraz układu oświetlenia zapewniającego równomierne doświetlenie obszaru obserwacji i uzyskanie wysokiego kontrastu między fazą ciekłą i parową. Rejestrowane obrazy umożliwią identyfikację struktur przepływu oraz analizę ich geometrii i ruchu w czasie.

Dobór aparatury w torze wizualnym zależy od rodzaju prowadzonych badań, wymaganej rozdzielczości przestrzennej oraz częstotliwości rejestracji obrazów. W prezentowanej koncepcji do rejestracji obrazów struktur przepływu przewidziano kamerę szybkiej rejestracji JAI SP-5000C. Kamera ta wyposażona jest w matrycę CMOS o rozdzielczości 5 Mpix z migawką globalną. Dane obrazu przesyłane są za pomocą 4 linii interfejsu CoaXPress. Interfejs ten umożliwia przesyłanie dużych ilości danych, ale wymaga zastosowania specjalnych urządzeń do przechwytywania obrazów, zwanych frame-grabberami. Kamera wyposażona jest również w 12-pinowe złącze wykorzystywane do zasilania oraz odbioru i generowania sygnałów cyfrowych ogólnego przeznaczenia, które mogą służyć do sterowania urządzeniem. Kamery JAI serii SP-5000 zgodne są ze standardem GenICam, dzięki czemu możliwa jest ich obsługa za pomocą bibliotek dostępnych dla różnych języków programowania. Duża matryca 5 Mpix oraz możliwość rejestracji do 256 klatek na sekundę w pełnej rozdzielczości pozwalają uzyskać wyraźne i ostre obrazy struktur przepływu dwufazowego.

Do rejestracji obrazów struktur przepływu dwufazowego przewidziano system oświetlenia wziernika modułu badawczego z minikanałami, osłoniętego płytą szklaną. Źródło światła będzie dobierane do rodzaju rejestrowanych obrazów oraz wymaganej jakości kontrastu. Do oświetlania obszaru obserwacji stosowane są lampy LED o mocy do 400 W, chłodzone wymuszonym przepływem powietrza lub obiegiem wodnym.

2.2. Tor termowizyjny

Drugim elementem systemu pomiarowego jest kamera termowizyjna umożliwiająca bezkontaktowy pomiar temperatury powierzchni grzejnej minikanału. W badaniach opartych na termowizji wykorzystywana jest kamera termowizyjna FLIR A655sc wyposażona w sensor mikrobolometryczny o rozdzielczości 640 x 480 oraz obiektyw do zdjęć mikroskopowych wraz ze specjalistycznym oprogramowaniem do rejestracji i analizy obrazów w podczerwieni. Kamera umożliwia rejestrację obrazów z częstotliwością do 50 klatek na sekundę w pełnej rozdzielczości. Maksymalna częstotliwość rejestracji wynosi 200 klatek na sekundę dla obrazu o rozdzielczości 640 × 120 pikseli. Komunikacja z komputerem odbywa się za pomocą interfejsu GigE Vision lub USB 2.0. Urządzenie wyposażone jest w interfejs wejść oraz wyjść cyfrowych, dostępny w 6-pinowym gnieździe. Oferuje po dwa izolowane wejścia i wyjścia. Wejście cyfrowe może służyć do włączenia lub wyłączenia rejestracji obrazu termowizyjnego, oznaczania kluczowych klatek (start, stop, ogólna) oraz jako wejście ogólnego przeznaczenia. Wyjście cyfrowe może zostać skonfigurowane jako wyjście ogólnego przeznaczenia lub wyjście sygnału synchronizacji pionowej. Kamera FLIR A655sc wspiera standard GenICam, dzięki czemu można dokonać jej konfiguracji za pomocą programów korzystających z tego standardu.

Rejestracja obrazów termowizyjnych pozwoli na wyznaczenie rozkładu temperatury wzdłuż kanału oraz obserwację lokalnych fluktuacji temperatury związanych z procesami zmiany fazy.

Przed wykonaniem pomiarów kamera termowizyjna zostanie skonfigurowana zgodnie z warunkami eksperymentu. W ustawieniach kamery należy wprowadzić temperaturę otoczenia, wilgotność względną powietrza, odległość między obiektywem a obserwowaną powierzchnią oraz współczynnik emisyjności powierzchni pomiarowej. Należy uwzględnić również temperaturę pozornie odbitą, ponieważ promieniowanie rejestrowane przez kamerę obejmuje nie tylko emisję własną badanej powierzchni, lecz także składową odbitą od otoczenia. Szczególne znaczenie będzie miało ograniczenie wpływu odbić cieplnych od elementów aparatury, operatora oraz innych obiektów znajdujących się w polu widzenia kamery. Parametry te powinny być utrzymywane stałe w trakcie serii pomiarowej, aby zapewnić porównywalność zarejestrowanych rozkładów temperatury.

Powierzchnia obserwowana przez kamerę będzie metalowa, dlatego przed pomiarem zostanie pokryta warstwą farby firmy LCR Hallcrest SPBB (*Sprayable Black Backing*) o znanym, wysokim współczynniku emisyjności równym 0,98. Zastosowanie powłoki malarskiej ograniczy wpływ niskiej i zmiennej emisyjności metalu oraz zredukuje błędy wynikające z odbić promieniowania cieplnego. Grubość warstwy farby powinna być możliwie mała i jednorodna, aby nie wprowadzać istotnego dodatkowego oporu cieplnego, a jednocześnie wystarczająca do uzyskania optycznie ciągłej, matowej powierzchni. Farba będzie nanoszona w sposób zapewniający równomierne pokrycie poprzez natrysk i kontrolowane nakładanie cienkich warstw, po czym powierzchnię należy pozostawić do pełnego wyschnięcia przed rozpoczęciem pomiarów.

2.3. Aparatura kontrolno-pomiarowa

W skład wykorzystanej aparatury kontrolno-pomiarowej wchodzić będzie programowalny zasilacz laboratoryjny, przepływomierz masowy oraz stacja akwizycji danych wraz z przetwornikami temperatury i ciśnienia.

W roli programowalnego zasilacza laboratoryjnego zastosowany zostanie model G10-340, TDK-Lambda. Jest to model o dużej mocy 3,4 kW przy napięciu roboczym w zakresie 0-10 V. Wyposażony jest w wiele interfejsów komunikacyjnych umożliwiających kontrolę, w tym USB, RS232 oraz Ethernet. Urządzenie cechuje się wysoką dokładnością generowanego napięcia i prądu, tętnienie napięcia nie przekracza 0,008 V RMS. Tętnienia prądu mieszczą się w zakresie 0,075 A RMS. Zasilacz może pracować w trybie regulacji napięcia, prądu oraz mocy. Do badań wykorzystywany będzie tryb stałej mocy, w którym zadana moc elektryczna będzie dostarczana do elementu grzejnego modułu badawczego. Sterowanie pracą zasilacza odbędzie się za pośrednictwem interfejsu USB.

Stacja akwizycji danych GW Instek DAQ-9600 jest modułowym urządzeniem pomiarowym. Umożliwia komunikację przez USB i Ethernet oraz ma wejście GPIO z funkcją wyzwalania pomiaru. Egzemplarz obsługujący stanowisko wyposażony będzie w moduły umożliwiające pomiary napięcia, prądu oraz temperatury za pomocą przetworników rezystancyjnych i termoelektrycznych. Pomiar temperatury możliwy jest z dokładnością do ± 0,02 °C. Do stacji podłączone zostaną przetworniki ciśnienia WIKA P-30, termopary typu T oraz przepływomierz masowy CoriolisMaster FCB450, ABB.

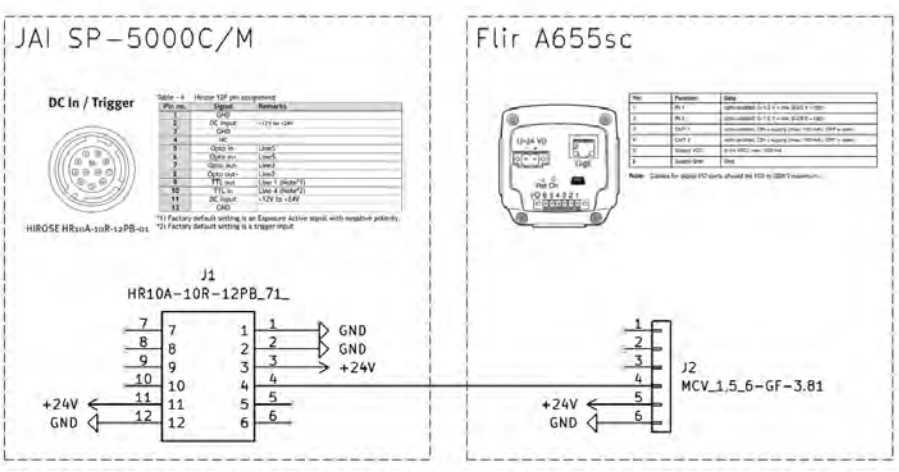
3. Synchronizacja pomiarów

Istotnym elementem koncepcji systemu jest synchronizacja pracy obu kamer. Ma ona umożliwić przypisanie klatek obrazu wizualnego do odpowiadających im czasowo klatek obrazu termowizyjnego, co umożliwia bezpośrednie porównanie zjawisk hydrodynamicznych i cieplnych zachodzących w tym samym czasie.

W projektowanym układzie należy jednoznacznie określić urządzenie pełniące funkcję źródła sygnału synchronizującego. Przyjęcie kamery termowizyjnej jako źródła sygnału wyzwalającego upraszcza powiązanie obrazów IR z obrazami z kamery szybkiej, lecz ogranicza wspólną częstotliwość zsynchronizowanej rejestracji do częstotliwości dostępnej w torze termowizyjnym. Alternatywnym rozwiązaniem może być zastosowanie zewnętrznego generatora impulsów jako nadrzędnego zegara synchronizacji, którego sygnał byłby doprowadzony równolegle do kamery szybkiej, kamery termowizyjnej oraz stacji akwizycji danych.

Niezależnie od wybranego wariantu konieczne jest uwzględnienie opóźnień propagacji sygnału, czasu ekspozycji, czasu odczytu matrycy oraz dopasowania poziomów logicznych wejść i wyjść cyfrowych. W praktycznej realizacji systemu istotne będzie także przypisanie znaczników czasowych do wszystkich rejestrowanych danych, co pozwoli na późniejszą kontrolę zgodności czasowej obrazów wizualnych, termogramów oraz sygnałów z czujników procesowych.

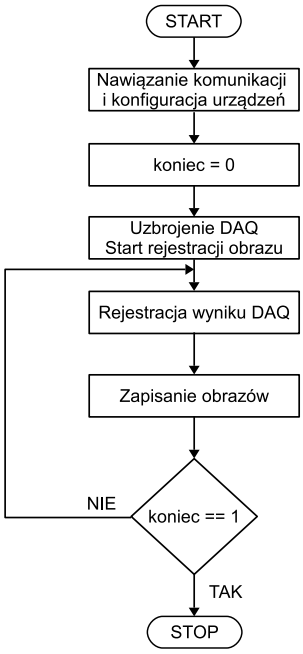
Koncepcja synchronizacji torów wizualnego oraz termowizyjnego zakłada wykorzystanie wbudowanych możliwości sprzętowych kamer wykorzystywanych w tych torach. Kamera termowizyjna FLIR A655sc umożliwia przekierowanie sygnału synchronizacji pionowej na dowolne wyjście ogólnego przeznaczenia. Sygnał ten może zostać wykorzystany do wyzwolenia kamery szybkiej JAI SP-5000C, pracującej w trybie pobierania klatki po wystąpieniu sygnału wyzwalającego. Aby możliwa była taka praca, należy wykonać odpowiednie połączenie urządzeń. Schemat połączenia przedstawia rysunek 2.



Rysunek 2. Schemat połączenia pomiędzy kamerą termowizyjną a kamerą szybką
Źródło: opracowanie własne.

Podobna strategia zostanie zastosowana do synchronizacji pomiarów wykonywanych przez stację akwizycji danych z wybranymi klatkami obrazu z kamer. Do złącza trigger DAQ-9600 podłączony zostanie sygnał synchronizacji pionowej kamery FLIR A655sc. DAQ skonfigurowany zostanie do pracy w trybie zewnętrznego wyzwalania serii pomiarów. Aby urządzenie wykonało pomiar i przesłało wynik, muszą zostać spełnione dwa warunki: na wejściu wyzwalającym musi pojawić się sygnał oraz urządzenie musi być uzbrojone do wykonania pomiaru. Kontrola wyzwalania będzie odbywać się programowo. Po odebraniu przez program sterujący zadanej liczby klatek obrazu do stacji akwizycji danych wysyłane będzie polecenie wyzwolenia do wykonania pomiaru. Dzięki takiej strategii moment wykonania pomiaru przez DAQ-9600 będzie skorelowany czasowo z chwilą pobrania obrazu przez system wizyjny.

Pracę całego systemu nadzorować będzie dedykowane oprogramowanie umożliwiające rejestrację oraz zapisywanie obrazów pochodzących z obu kamer oraz danych pomiarowych z pozostałej części systemu. Oprogramowanie będzie wykorzystywać mechanizmy zwiększające determinizm czasowy akwizycji danych, w tym wątki o podwyższonym priorytecie, buforowanie danych oraz znaczniki czasowe przypisywane do rejestrowanych sygnałów. Program podzielony zostanie na moduły odpowiedzialne za komunikację z poszczególnymi urządzeniami działającymi w systemie. Każde z urządzeń komunikujących się z komputerem obsługiwane będzie przez oddzielny wątek. Algorytm akwizycji danych przedstawiony jest na rysunku 3.



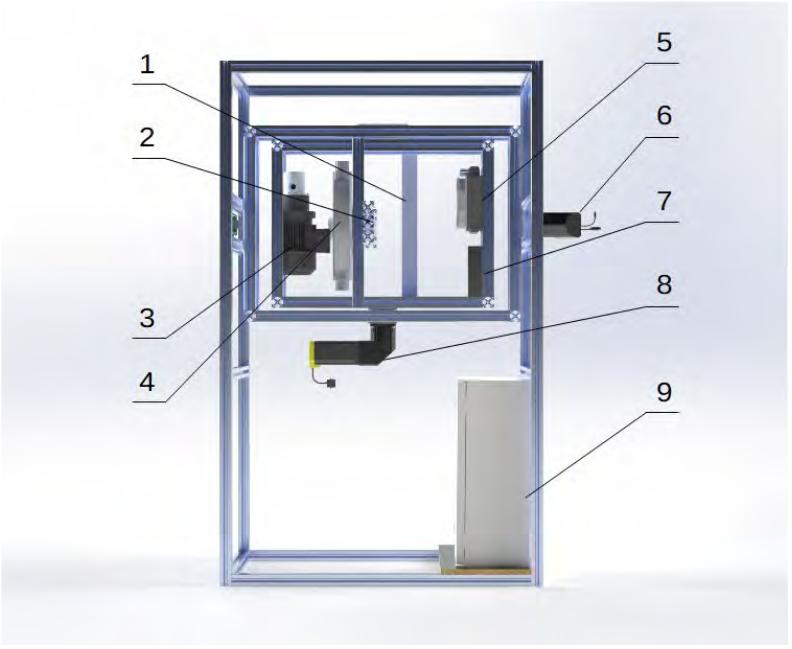
Rysunek 3. Schemat blokowy algorytmu akwizycji danych
Źródło: opracowanie własne.

Planowane jest wykorzystanie dystrybucji Ubuntu systemu Linux, z jądrem 6.12 lub nowszym zawierającym pełną obsługę RT_PREEMPT. Mechanizm ten pozwala utworzyć wątki pracujące

z priorytetem czasu rzeczywistego odpowiedzialne za odbiór danych z kamer (np. przez GigE Vision lub USB3 Vision) oraz obsługujące karty pomiarowe. Dodatkowo pozwala na wykorzystanie liczników o wysokiej rozdzielczości (*High-Resolution Timers*) oraz umożliwia wywłaszczanie wątków systemowych przez wątki czasu rzeczywistego. Rozwiązanie to powinno ograniczyć ryzyko utraty synchronizacji między torami pomiarowymi, przy czym ostateczna dokładność czasowa systemu będzie wymagała weryfikacji eksperymentalnej. Dzięki dokładnej synchronizacji pomiarów możliwe będzie prawidłowe powiązanie zdarzeń obserwowanych w obrazie przepływu (np. powstawanie lub przemieszczanie się pęcherzy) z lokalnymi zmianami temperatury powierzchni.

4. Stanowisko pomiarowe

Uzupełnieniem systemu akwizycji danych wizualnych i termowizyjnych jest zautomatyzowane stanowisko umożliwiające przeprowadzanie eksperymentów. Głównym powodem opracowania konstrukcji była potrzeba precyzyjnego sterowania orientacją modułów wymienników ciepła z minikanałami. Projekt stanowiska przedstawiony jest na rysunku 4.



Rysunek 4. Model 3D stanowiska, oznaczenia: 1 – lokalizacja montażu modułów badawczych; 2 – zaczepy do montażu kamer; 3 – pompa obiegowa czynnika; 4 – przepływomierz masowy Coriolisa; 5 – wymiennik ciepła; 6, 8 – serwomechanizmy z motoreduktorami; 7 – naczynie przeponowe do stabilizacji ciśnienia; 9 – szafa sterownicza
Źródło: opracowanie własne.

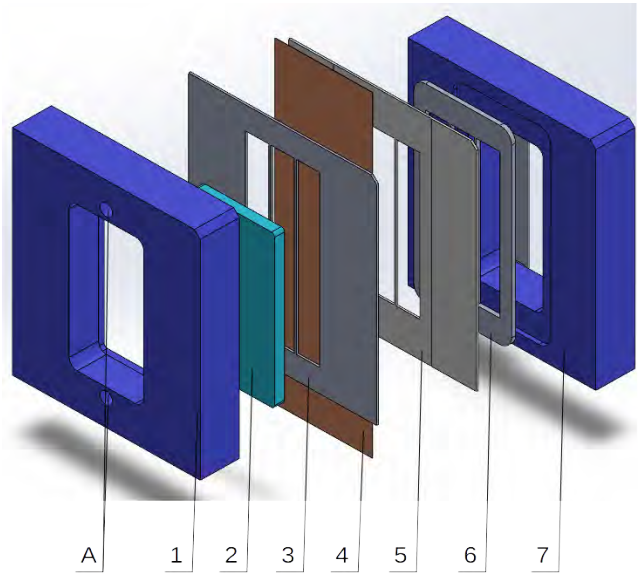
Konstrukcja składa się z nieruchomej ramy i dwóch ruchomych stopni zamontowanych w jej wnętrzu. Pozycja kątowa każdego ze stopni kontrolowana jest przez serwomotor Ezi-Servo EzM2-86XL-A (oznaczenie 6, 8) za pośrednictwem przekładni kątowej WANSHSIN WPFR-090-020-K-P2. W szafie elektrycznej (9) znajduje się układ sterowania napędem.

Elementy zamontowane na stanowisku, wchodzące w skład przewidzianego systemu pomiarowego to:

- pompa cyrkulacyjna (zębata) wymuszająca przepływ cieczy (3),
- przepływomierz masowy CoriolisMaster FCB450 (4),
- radiator z wentylatorem (5),
- naczynie przeponowe do stabilizacji ciśnienia (7)

Pracą stanowiska sterować będzie dedykowane oprogramowanie napisane w języku Python. Możliwe będzie z jego pomocą sterowanie położeniem w dwóch osiach, sterowanie pracą pompy oraz mocą elektryczną/grzewczą dostarczaną do modułu badawczego.

Moduł pomiarowy składa się z korpusu oraz pokrywy górnej ze stopu aluminium PA-6 (1, 7), teflonowych uszczelek (3, 5), wkładki ze stali nierdzewnej (6), płyty szklanej (2) oraz grzejnika (4) w postaci folii ze stopu Haynes-230 o grubości ok. 0,1 mm. Schemat modułu przedstawiony jest na rysunku 5.



Rysunek 5. Model 3D modułu pomiarowego, widok rozstrzelony.
A – wlot oraz wylot płynu, 1 – pokrywa górna, 2 – płyta szklana, 3 – wkładka teflonowa z minikanałami, 4 – folia grzewcza, 5 – izolująca przekładka teflonowa, 6 – wkładka ze stali nierdzewnej, 7 – korpus modułu
Źródło: opracowanie własne.

5. Koncepcja analizy obrazów

Analiza obrazów powinna obejmować w pierwszej kolejności wyznaczenie obszaru zainteresowania odpowiadającego widocznemu odcinkowi minikanału. Następnie konieczna jest kalibracja geometryczna, pozwalająca przeliczyć współrzędne pikselowe na wielkości rzeczywiste. W przypadku obrazów z kamery szybkiej kolejnym etapem może być korekcja nierównomierności oświetlenia, filtracja szumu oraz segmentacja obszarów odpowiadających fazie parowej. Segmentacja może być

prowadzona z wykorzystaniem progowania adaptacyjnego, detekcji krawędzi, operacji morfologicznych lub metod uczenia maszynowego, zależnie od jakości kontrastu między fazami.

Dla każdej wykrytej struktury parowej możliwe będzie określenie jej powierzchni obrazu, wymiarów charakterystycznych, współczynnika kształtu, położenia środka geometrycznego oraz zmiany położenia w kolejnych klatkach. Na tej podstawie można wyznaczyć prędkość przemieszczania się struktur, częstotliwość ich pojawiania się oraz lokalny udział fazy parowej w analizowanym obszarze obrazu. Wyniki analizy obrazu powinny być następnie zestawiane z lokalną temperaturą powierzchni grzejnej oraz z parametrami pracy stanowiska, takimi jak masowe natężenie przepływu, ciśnienie, temperatura płynu i moc dostarczona do grzejnika.

Ważnym elementem procedury będzie kontrola jakości segmentacji. Należy przewidzieć możliwość ręcznej weryfikacji wybranych klatek referencyjnych oraz oznaczania obrazów obarczonych zakłóceniami, takimi jak refleksy świetlne, chwilowa utrata ostrości, zasłonięcie pola widzenia lub niejednoznaczna granica między fazami.

6. Możliwości zastosowania i dalszego rozwoju systemu

Przedstawiona koncepcja systemu pomiarowego stanowić będzie podstawę do prowadzenia badań eksperymentalnych dotyczących przepływów dwufazowych w minikanałach.

Zastosowanie zsynchronizowanej diagnostyki wizualnej i termowizyjnej umożliwia uzyskanie informacji zarówno o strukturze przepływu, jak i o lokalnych warunkach cieplnych w kanale. Takie podejście może być szczególnie przydatne w analizie procesów wrzenia przepływowego oraz w badaniach nad intensyfikacją wymiany ciepła w układach o małych wymiarach charakterystycznych.

W przyszłości system może zostać rozwinięty poprzez rozszerzenie metod analizy obrazu, zwiększenie zakresu pomiarów eksperymentalnych oraz zastosowanie bardziej zaawansowanych metod przetwarzania danych. Może to obejmować wprowadzenie procedury pełnej kalibracji toru termowizyjnego i wizualnego, obejmującej nie tylko ustawienia kamery, lecz także okresową weryfikację wskazań za pomocą wzorcowego źródła temperatury lub punktów odniesienia umieszczonych w polu widzenia. Pozwoliłoby to ograniczyć wpływ dryftu wskazań kamery, zmian warunków otoczenia oraz błędów wynikających z odbić promieniowania cieplnego od elementów stanowiska. Istotnym kierunkiem rozwoju jest również geometryczna rejestracja obrazów z kamery szybkiej i termowizyjnej, tak aby temu samemu punktowi powierzchni grzejnej lub kanału można było jednoznacznie przypisać zarówno informację hydrodynamiczną, jak i lokalną temperaturę.

Precyzję pomiarów można dodatkowo zwiększyć przez zastosowanie znaczników referencyjnych widocznych w obu torach obrazowania, automatyczną korekcję przesunięć obrazu oraz analizę niepewności pomiarowej obejmującą czujniki temperatury, ciśnienia, przepływu, moc elektryczną i wskazania kamery IR. Rozszerzeniem funkcjonalności systemu może być także sprzężenie zwrotne pomiędzy oprogramowaniem sterującym a zasilaczem, pompą i napędami stanowiska, co umożliwiłoby prowadzenie badań przy zadanych wartościach strumienia ciepła, masowego natężenia przepływu lub orientacji przestrzennej modułu. W takim układzie system nie tylko rejestrowałby dane, lecz także automatycznie stabilizowałby warunki eksperymentu i wykrywał odchylenia od zadanych parametrów.

Kolejnym etapem rozwoju systemu może być integracja procedur automatycznej analizy obrazu z bieżącą oceną jakości danych pomiarowych. Oprogramowanie mogłoby identyfikować klatki obarczone zakłóceniami, np. rozmyciem obrazu, chwilową utratą ostrości, odbiciami cieplnymi lub niejednoznaczną segmentacją struktur parowych. Takie rozwiązanie pozwoliłoby odrzucać dane niskiej jakości już na etapie akwizycji albo oznaczać je do późniejszej weryfikacji. W dalszej perspektywie możliwe byłoby zastosowanie metod uczenia maszynowego do klasyfikacji struktur przepływu, detekcji początku wrzenia oraz powiązania lokalnych zmian temperatury powierzchni z dynamiką pęcherzy lub struktur parowych.

Podsumowanie

W pracy przedstawiono koncepcję zintegrowanego systemu pomiarowego przeznaczonego do analizy przepływów dwufazowych w minikanałach. Zaproponowany układ obejmuje tor wizualny z kamerą szybkiej rejestracji, tor termowizyjny do pomiaru rozkładu temperatury powierzchni grzejnej, aparaturę kontrolno-pomiarową oraz system synchronizacji danych.

Zasadniczą zaletą proponowanego rozwiązania jest możliwość jednoczesnego pozyskiwania informacji o strukturze przepływu oraz o lokalnych zmianach temperatury powierzchni grzejnej. Takie połączenie może ułatwić analizę zależności pomiędzy dynamiką struktur parowych a intensywnością wymiany ciepła w warunkach wrzenia przepływowego.

Przedstawiona koncepcja wymaga dalszego rozwinięcia w zakresie kalibracji geometrycznej i termowizyjnej, walidacji procedur segmentacji obrazu oraz ilościowej oceny niepewności pomiarowej. Kolejnym etapem prac powinno być eksperymentalne sprawdzenie działania systemu dla wybranych warunków przepływu oraz określenie zakresu parametrów możliwych do wiarygodnego wyznaczania na podstawie zsynchronizowanych danych wizyjnych i termowizyjnych.

Podziękowania

Badania zostały częściowo sfinansowane przez Narodowe Centrum Nauki (NCN) w ramach projektu nr UMO-2025/57/B/ST8/00907.

Bibliografia

[1] Thome, J. R. (2004). Boiling in microchannels: A review of experiment and theory. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 25(2), 128–139. https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2003.11.005
[2] Kandlikar, S. G. (2004). Heat transfer mechanisms during flow boiling in microchannels. *Journal of Heat Transfer*, 126(1), 8–16. https://doi.org/10.1115/1.1643090
[3] Piasecka, M. (2013). Heat transfer mechanism, pressure drop and flow patterns during FC-72 flow boiling in horizontal and vertical minichannels with enhanced walls. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 66, 472–488. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.07.046
[4] Ali, R., Palm, B., Martín-Callizo, C., & Maqbool, M. H. (2013). Study of flow boiling characteristics of a microchannel using high speed visualization. *Journal of Heat Transfer*, 135(8), 081501. https://doi.org/10.1115/1.4023879
[5] Widyatama, A., Venter, M., Orejon, D., & Sefiane, K. (2023). Experimental investigation of bubble dynamics and flow patterns during flow boiling in high aspect ratio microchannels with the effect of flow orientation. *International Journal of Thermal Sciences*, 189, 108238. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2023.108238

[6] Liu, T.-L., & Pan, C. (2016). Infrared thermography measurement of two-phase boiling flow heat transfer in a microchannel. *Applied Thermal Engineering*, 94, 568–578. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.10.084
[7] Piasecka, M., Maciejewska, B., Piasecki, A., Dadas, N., & Strąk, K. (2025). Liquid crystal thermography and infrared thermography application in heat transfer research on flow boiling in minichannels. *Energies*, 18(4), 940. https://doi.org/10.3390/en18040940
[8] Korniliou, S., Mackenzie-Dover, C., Christy, J. R. E., Harmand, S., Walton, A. J., & Sefiane, K. (2018). Two-dimensional heat transfer coefficients with simultaneous flow visualisations during two-phase flow boiling in a PDMS microchannel. *Applied Thermal Engineering*, 130, 624–636. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.003
[9] Korniliou, S., Mackenzie-Dover, C., Harmand, S., Duursma, G., Christy, J. R. E., Terry, J. G., Walton, A. J., & Sefiane, K. (2019). Local wall temperature mapping during flow boiling in a transparent microchannel. *International Journal of Thermal Sciences*, 135, 344–361. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.09.028
[10] Piasecka, M., & Strąk, K. (2024). Effect of flow orientation in experimental studies on FC-770 boiling heat transfer in asymmetrically heated minichannels. *Archives of Thermodynamics*, 45(2), 29–39. https://doi.org/10.24425/ather.2024.150849
[11] Zhang, J., Wei, X., & Wang, Z. (2023). The Recognition Algorithm of Two-Phase Flow Patterns Based on GoogLeNet+5 Coord Attention. *Micromachines*, 14(2), 462. https://doi.org/10.3390/mi14020462

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_40

ML-Assisted Nusselt Correlations for Flow Boiling of FC-72 and FC-770 in Rectangular Minichannels

MAGDALENA PIASECKA

Kielce University of Technology, Faculty of Mechatronics and Mechanical Engineering
al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce, Poland
e-mail: tmpmj@tu.kielce.pl

Keywords: flow boiling; rectangular minichannel; Nusselt number; machine learning; heat transfer correlation

This study presents an experimental and data-driven procedure for deriving local Nusselt number correlations for flow boiling in rectangular minichannels. The analysis is demonstrated primarily for FC-72 and supported by a smaller FC-770 experimental series processed using the same protocol. Local heat-transfer data were obtained from infrared wall-temperature measurements combined with pressure, temperature, flow rate and electrical power measurements. The data reduction included heat-loss correction, wall-conduction correction, local saturation-temperature reconstruction and regime classification into subcooled and saturated regimes. Tree-ensemble models were used as an auxiliary tool to identify nonlinear trends and support the selection of compact explicit correlation forms. For the FC-72 series, approximately 200,000 quality-controlled points per regime were used for tree-ensemble model development and validation. Extra Trees achieved mean MAPE values of 0.170 ± 0.025 for the subcooled regime and 0.174 ± 0.050 for the saturated regime under experiment-wise validation. For the larger FC-72 dataset, regime-specific power-law correlations were then fitted using dimensionless groups and axial position. The saturated-boiling correlation showed the most stable performance, whereas the subcooled-boiling correlation should be treated as an empirical approximation within the investigated operating range. The proposed approach provides a consistent basis for later extension to additional fluids and surface conditions.

Introduction

Flow boiling in mini- and microchannel heat exchangers is a promising route to compact thermal management when high heat fluxes must be removed within a limited footprint (e.g., electronics cooling and compact power systems). In such confined geometries, heat transfer is tightly coupled to evolving two-phase flow structures; therefore, local information is required to interpret thermal performance, compare operating conditions, and develop reliable predictive models.

A key performance metric in convective heat-transfer equipment is the heat transfer coefficient (HTC), as it quantifies the intensity of wall–fluid heat transfer and directly informs heat exchanger design and assessment. In electrically heated test sections, the local HTC is commonly defined at the heated wall as the ratio of local heat flux to an appropriate temperature driving force, providing a spatially resolved measure of the wall–fluid thermal interaction. The HTC also underpins the Nusselt number, which enables dimensionless comparison across fluids, geometries, and operating conditions. Accordingly, a large body of theoretical and semi-empirical correlations has been developed to predict Nu (and thus HTC) in terms of similarity parameters such as Reynolds and Prandtl numbers and, for boiling flows, additional groups associated with phase change and interfacial dynamics. In practice, however,

predictive accuracy often degrades when correlations are applied outside their original ranges of fluids, channel sizes, orientations, heating configurations, or flow regimes. This motivates careful experimental determination of local HTC under well-defined conditions and transparent reporting of applicability limits.

Machine-learning (ML) methods are increasingly used in mini-/microchannel heat-transfer research because the governing relationships are strongly nonlinear, regime-dependent, and often geometry-specific, which limits the portability of classical correlations across datasets and test sections. Recent reviews frame ML as (i) a data-driven modelling layer for mini-/microchannel problems (single-phase and two-phase), including sensitivity analysis and, where available, the use of flow-structure information, and (ii) a broader heat-exchanger toolkit for prediction, optimisation, and diagnostics, where ML serves as a fast surrogate to reduce reliance on repeated experiments and CFD. A recurring conclusion is that progress depends less on identifying a single “best algorithm” and more on consistent datasets, physically meaningful feature sets (often dimensionless), and explicit treatment of applicability limits, uncertainty, and validation protocols.

Yang et al. [1] presented a data-driven perspective focused on rectangular mini-/microchannels. They emphasised that, in confined channels, heat transfer and pressure drop are tightly coupled to evolving flow structures, so purely global regression fits can fail when regimes shift. The review motivates ML workflows that combine careful feature selection and sensitivity analysis with regime-aware data partitioning, while highlighting practical bottlenecks: limited and heterogeneous datasets, inconsistent metadata/reporting, and restricted generalisation across geometries and operating envelopes.

Zou et al. [2] provided a broader heat-exchanger–level view, organising ML usage around performance prediction (surrogate models), design/operation optimisation, and monitoring/diagnostics. Their synthesis stresses limitations that transfer directly to mini-/microchannel boiling and condensation: data scarcity and comparability, sensitivity to extrapolation, and the need for interpretable or physics-guided modelling when the end goal is engineering use rather than in-sample prediction.

Beyond reviews, representative two-phase studies illustrate both the potential and the current constraints of ML-based prediction. Zhou et al. [3] compiled a consolidated multi-source database for flow-condensation HTC spanning multiple fluids and mini-/micro-scale hydraulic diameters, and evaluated ML models for HTC prediction on this heterogeneous dataset. Their results support the methodological value of multi-source aggregation combined with careful validation, while also underscoring that transferability still hinges on strict control of data provenance, feature definitions, and extrapolation limits. Zhu et al. [4] developed an ANN model for HTC prediction in both flow boiling and condensation for minichannels with serrated fins, using a dataset of 1549 experimental points and reporting mean absolute relative deviations of 11.41% (boiling) and 6.06% (condensation). Importantly, they noted that predictive performance is tied to the explored geometry and conditions, which illustrates the practical need for multi-geometry datasets if generalisable models are sought.

Deep-learning approaches have also been explored, including for subcooled flow boiling. Eskandari et al. [5] applied deep-learning models to subcooled boiling in microchannels and reported very high within-dataset accuracy for an LSTM architecture.

Bediako et al. [6] summarised multiple ML families used for boiling HTC prediction (e.g., SVM and ensemble learning) and highlighted a common reporting pattern: strong performance metrics are frequently achieved within a given dataset, whereas clear evidence for cross-geometry and

cross-regime transfer remains limited, motivating more standardised datasets and experiment-wise validation.

A complementary line of work treats ML as a “generalised correlation” framework based on similarity parameters. Qiu et al. [7] demonstrated this approach for two-phase mini-/microchannel modelling by predicting saturated flow-boiling pressure drop from a consolidated multi-source database. They trained ANN and tree-based ensemble models (XGBoost, LightGBM) on dimensionless inputs and showed that ML can outperform benchmark correlations on random train–test splits, while also revealing a key limitation: generalisation degrades markedly under dataset-level hold-out (especially when a working fluid absent from training is excluded), indicating that correlation-like ML tools still require either overlap in fluids/conditions or explicit mechanisms to encode fluid dependence.

ML models can also support the transition from processed experimental data to compact engineering correlations. In this work, the regressor is not used as a replacement for physics, but as a nonlinear diagnostic tool that helps identify regime-dependent trends in the local Nusselt number and supports the later formulation of compact explicit correlations.

In the present work, local Nusselt number data for flow boiling in rectangular minichannels are analysed using a combined experimental and data-driven approach. The main objective is to derive compact empirical correlations for the subcooled and saturated boiling regimes while avoiding overoptimistic validation caused by dense axial and temporal sampling within individual experiments.

Tree-ensemble regressors are used only as an auxiliary modelling step. Their role is to identify nonlinear dependencies and to support the selection of variables for explicit correlations. The final result is not a black-box ML model, but regime-specific analytical correlations expressed in terms of dimensionless groups and axial position.

1. Experimental data and data reduction

1.1. Experimental facility

The experiments were conducted on a closed-loop flow boiling stand consisting of a dedicated test section, circulation pump, compensating/pressure-control tank, auxiliary heat exchanger, deaeration and filtering components, and a Coriolis mass flow meter. Wall-temperature mapping was performed using infrared thermography. High-speed visualisation of two-phase flow structures through a transparent window, supported by controlled LED lighting and PC-based data acquisition, was used only as qualitative regime context and was not included in the quantitative model inputs.

1.2. Experimental data and methods

Experimental runs obtained on minichannel modules were used to construct local, segment-resolved heat-transfer records. The present paper focuses on the FC-72 smooth-wall series (103 experiments). A smaller FC-770 series (34 experiments) was retained as a reference series and processed according to the same general protocol.

The analysed dataset corresponds to a test module comprising a set of parallel rectangular minichannels. The nominal channel depth is 1 mm and the heated length is approximately 42 mm; the channel width depends on the number of parallel channels in a given module configuration. The channels are asymmetrically heated: one common wall is resistively heated using a thin

Haynes-230 foil (0.1 mm thickness) tensioned between structural elements. The outer foil surface is coated with a high-emissivity layer to enable infrared thermography.

During each run, inlet and outlet bulk temperatures were recorded using calibrated thermocouples, while inlet and outlet pressures were measured using pressure transducers; atmospheric pressure was recorded to reconstruct absolute pressure. Electrical current supplied to the foil and the voltage drop across it were measured to compute the supplied power and heat flux based on the heated area. The supplied heat flux was corrected for external losses from the foil surface (natural convection and radiation) using the infrared-measured surface temperature.

Key recorded signals include: (i) the infrared wall-temperature field T_{wall} measured with a FLIR A655SC infrared camera (640 × 480 resolution), (ii) mass flow rate from a Coriolis meter (Endress + Hauser Proline Promass A100), (iii) inlet/outlet gauge pressures from pressure transducers (Endress + Hauser Cerabar S PMP71) together with atmospheric pressure (WIKA A-10) to reconstruct absolute pressure, (iv) inlet/outlet fluid temperatures from calibrated K-type thermocouples, and (v) electrical current and voltage drop across the foil to compute supplied power. Representative absolute uncertainties for this instrumentation are on the order of ±2 (or ±2%) for infrared temperature, ~1.5 K for K-type thermocouples, ±0.05% of reading for gauge pressure, and ±0.1% of reading for mass flow rate.

Data were sampled at 1 s intervals. After degassing and stabilisation, each experiment followed a controlled, manually adjusted increase in electrical power at fixed or quasi-fixed flow conditions, covering single-phase forced convection, boiling incipience, subcooled boiling and saturated boiling.

1.3. Data reduction and regime classification

The data-reduction procedure transformed the raw experimental measurements into local, segment-resolved heat-transfer records. For each experimental run and time frame, the infrared wall-temperature field was reduced to a one-dimensional axial temperature distribution and resampled on a common axial grid. The normalized axial coordinate x was defined so that $x = 0$ corresponds to the inlet and $x = 1$ to the outlet of the observed region. The main processing steps included correction of the supplied heat flux for external heat losses, reconstruction of local pressure and saturation temperature, correction of the effective wall-to-fluid temperature difference for heat conduction through the heater foil, and calculation of the local heat transfer coefficient and Nusselt number.

Local absolute pressure $p_{abs}(x)$ was reconstructed from gauge pressures and atmospheric pressure and interpolated linearly along the channel. The local saturation temperature $T_{sat}(x)$ was computed from $p_{abs}(x)$ using adopted fluid-property correlations for the working fluid. The local bulk-fluid temperature $T_f(x)$ was computed as a linear profile between inlet and outlet temperatures for subcooled operation; for saturated operation, $T_f(x)$ was set to $T_{sat}(x)$.

The local net heat flux was computed from electrical power and heated area and corrected for external heat losses (natural convection and radiation) evaluated from the measured foil surface temperature. A wall-conduction correction through the heater foil was applied to obtain the effective wall-to-fluid temperature difference.

The boiling regime was classified using the wall superheat, $\Delta T = T_{wall} - T_{sat}$. Points with $\Delta T < -2$ K were assigned to the subcooled boiling region, points with $\Delta T > +2$ K to the saturated boiling region, and points within ±2 K were treated as ambiguous and excluded from model fitting. Additional quality-control criteria removed records with non-physical values of heat flux, temperature difference, fluid properties, Reynolds number, Prandtl number or Nusselt number.

Because the complete local dataset contained millions of records, representative quality-controlled subsets of approximately 200,000 points per regime were used for tree-ensemble analysis, whereas final correlation fitting used the larger quality-controlled datasets reported below. Sampling was performed with fixed random seeds to preserve reproducibility.

2. Machine-learning-assisted correlation development

Two tree-ensemble regressors, Extra Trees and Random Forest (scikit-learn), were used to obtain a nonlinear data-driven description of the experimental trends. The models were trained to predict log(Nu), which reduces the influence of large absolute deviations at high Nu values. The input variables were selected to remain compatible with later analytical correlation development and included Reynolds number, Prandtl number, normalized axial position, net heat flux and absolute pressure when available.

Training and validation were performed separately for the subcooled and saturated regimes. For each regime, approximately 200,000 quality-controlled records were sampled for model training and validation, retaining only physically admissible points with positive Nu, Re and Pr. Validation used group splits by experimental run: an entire experiment was assigned either to training or to test to prevent leakage from strongly correlated axial records within the same run. The split was repeated with multiple random seeds to quantify metric variability.

Performance was reported by MAPE on Nu in linear space and by RMSE and R^2 on log(Nu). Feature importances and partial dependence were used qualitatively to guide the selection of an explicit correlation structure; the final publishable result is not the ML model itself but a compact analytical correlation fitted to the experimental data and evaluated using experiment-wise validation.

3. Results and discussion

3.1. Model setup and validation

Model development was performed on the reduced and quality-controlled local heat-transfer dataset, independently of the raw measurement files. The FC-72 dataset contained dense axial and temporal records for each experiment; therefore, random row-wise train–test splitting would have led to information leakage. To avoid this, validation was performed using group splits by experimental run: all rows from a given experiment belonged either to the training set or to the test set.

For the FC-72 smooth-wall series, after quality control and regime labelling, 3,951,814 subcooled and 1,787,425 saturated records were available (originating from 103 and 100 experiments, respectively). Representative subsets of approximately 200,000 points per regime were then sampled while preserving broad coverage of operating conditions. Repeated group-split evaluations with different random seeds were used to quantify the variability of the performance metrics.

The target variable was modelled in log-space, $y = \log(Nu)$, which stabilises variance across the wide Nu range. Performance was reported as MAPE on Nu in linear space, and RMSE and R^2 on log(Nu).

3.2. Results for FC-72

Subcooled regime

The analysed subcooled dataset contained 200,026 records from 103 experiments. The subcooled dataset covered Nu ≈ 3.15–90.75, Re ≈ 187–1433, Pr ≈ 11.6–14.0, and net heat flux q_{net} ≈ 0.9–72 kW/m², with absolute pressures in the range ≈ 87–193 kPa. Models were trained on log(Nu) using similarity

parameters (Re, Pr), normalized position (x), and variables related to boiling intensity (q_{net}, p_{abs} when available).

Under experiment-wise validation, Extra Trees performed better than Random Forest but the predictive quality remained moderate. Extra Trees gave MAPE = 0.170 ± 0.025, $RMSE_{log}$ = 0.240 ± 0.046 and R^2_{log} = 0.593 ± 0.265, whereas Random Forest gave MAPE = 0.206 ± 0.039, $RMSE_{log}$ = 0.286 ± 0.051 and R^2_{log} = 0.422 ± 0.361. The relatively large variability of R^2_{log} indicates that the subcooled region is sensitive to experiment-to-experiment differences and should not be interpreted as a universally transferable correlation without further validation.

Saturated regime

The analysed saturated dataset contained 200,433 records from 100 experiments. The saturated dataset covered Nu ≈ 3.09–42.95, Re ≈ 313–1519, Pr ≈ 11.6–14.0, and q_{net} ≈ 5.3–105 kW/m².

For the saturated regime, the two ensemble models gave similar MAPE values, although Extra Trees again gave slightly better log-space metrics. Extra Trees achieved MAPE = 0.174 ± 0.050, $RMSE_{log}$ = 0.211 ± 0.050 and R^2_{log} = 0.672 ± 0.098, while Random Forest achieved MAPE = 0.180 ± 0.043, $RMSE_{log}$ = 0.238 ± 0.041 and R^2_{log} = 0.582 ± 0.097. These results show that the ML models capture the main nonlinear trends, but their role in this study is diagnostic and supportive: they provide guidance for the explicit correlation rather than serving as the final predictive tool.

3.3. FC-770 reference series

The FC-770 experiments form a smaller reference series processed according to the same data-reduction and regime-labelling procedure. Because the FC-770 series is smaller than the FC-72 series, it is used here as a reference dataset for applying the same reduction and validation procedure, while the explicit correlations are reported for the larger FC-72 smooth-wall dataset.

4. Proposed correlations, validation and comparison

4.1. Strategy

Tree-ensemble regressors were used as nonlinear diagnostic models supporting the selection of variables in the explicit correlations. The explicit correlations reported here are obtained by fitting compact analytical forms to dimensionless groups computed during data reduction and validating them using experiment-wise group splits.

4.2. Candidate structure and variable selection

Based on feature sweeps, coefficient stability under group-wise validation and physical interpretability for this geometry, regime-specific multiplicative correlations were adopted in terms of Re, Bo and the normalized axial position x, including a quadratic axial term x^2. The Jakob number Ja was included only for the subcooled regime because, in the present formulation based on liquid subcooling, it becomes zero when $T_f = T_{sat}$ in the saturated boiling region. Prandtl number was not retained in the recommended subcooled form because Pr varies weakly in the FC-72 dataset (narrow thermal-property range) and its exponent became unstable or non-beneficial under experiment-wise group validation. Weber number We and explicit pressure terms were excluded from the final recommended forms because the pressure range is relatively narrow and these variables did not yield a stable gain once Re/Bo were included (strong collinearity through definitions).

The following empirical correlations are proposed for the investigated FC-72 smooth-wall dataset, with *x* denoting the normalized axial position:

- for the subcooled boiling regime:

$$\mathrm{Nu} = 2.388\mathrm{Re}^{0.519}\,\mathrm{Bo}^{0.316}\,(1 + \mathrm{Ja})^{2.487}\exp(-0.336x + 0.212x^2) \quad (1)$$

- for the saturated boiling regime:

$$\mathrm{Nu} = 5.285\mathrm{Re}^{0.885}\,\mathrm{Pr}^{0.490}\mathrm{Bo}^{0.866}\exp(0.108x + 0.073x^2) \quad (2)$$

4.3. Fitting and validation

Coefficients and exponents were obtained by log-linear regression in log(Nu), using repeated group splits by experimental run to prevent leakage from dense axial sampling within a single experiment. For the final correlation fits, the training tables contained 870,198 (subcooled, 100 experiments) and 839,820 (saturated, 95 experiments) records.

For the subcooled regime, the 10-split group cross-validation (group-CV) performance was MAPE = 0.184982 ± 0.038334, $\mathrm{RMSE}_{\log}$ = 0.230951 ± 0.038591 and $R^2_{\log}$ = 0.605212 ± 0.116036. For the saturated regime, the corresponding values were MAPE = 0.074055 ± 0.006552, $\mathrm{RMSE}_{\log}$ = 0.097649 ± 0.010304 and $R^2_{\log}$ = 0.909833 ± 0.037183. Direct evaluation of the final saturated-regime correlation on the complete saturated-regime fitting dataset gave MAPE = 0.06940, $\mathrm{RMSE}_{\log}$ = 0.08971 and $R^2_{\log}$ = 0.94218, confirming that this was the most stable correlation obtained in the present study.

For the subcooled regime, the lower R^2I_{og} and larger split-to-split variability indicate that the proposed correlation should be used only within the investigated range. Its extrapolation towards single-phase forced convection or towards other channel geometries requires separate validation.

Conclusions

This study developed an ML-assisted procedure for deriving empirical Nusselt number correlations from local flow-boiling data obtained in rectangular minichannels. The main contribution is methodological and correlation-oriented: the study combines local experimental data, experiment-wise validation and explicit regime-specific Nu correlations. The analysis focused on the FC-72 smooth-wall experimental series, while FC-770 was retained as a smaller reference series processed using the same general protocol. In the present paper, the explicit fitted correlations are reported for the larger FC-72 dataset, whereas the FC-770 series is retained as a reference case for applying the same processing and validation framework to a second working fluid.

Experiment-wise validation showed that tree-ensemble models can reproduce the main nonlinear trends in the local Nu data, but the obtained metrics also reveal substantial experiment-to-experiment variability. Therefore, the ML models were not treated as final engineering correlations, but as diagnostic tools supporting the selection of compact analytical forms.

For the FC-72 dataset, the saturated-boiling correlation gave the most stable result and the lowest prediction error, with 10-split group-validation performance of MAPE = 0.074 ± 0.007 and $R^2_{\log}$ = 0.910 ± 0.037. The subcooled-boiling correlation was less stable, with MAPE = 0.185 ± 0.038 and $R^2_{\log}$ = 0.605 ± 0.116, and should therefore be regarded as an empirical approximation restricted to the investigated operating range.

The proposed correlations are applicable to the present rectangular minichannel geometry, smooth heated wall and investigated FC-72 operating conditions. Further validation is required before

transferring the correlations to other fluids, enhanced surfaces, channel geometries or wider pressure and heat-flux ranges.

Acknowledgments

This research was funded by the National Science Centre, Poland, grant number UMO-2025/57/B/ST8/00907.

Nomenclature

α	heat transfer coefficient (W m^{-2} K^{-1})
ΔT	wall superheat, $T_{wall} - T_{sat}$ (K)
Bo	boiling number (-)
Ja	Jakob number (-)
MAPE	mean absolute percentage error (%)
Nu	Nusselt number (-)
p_{abs}	absolute pressure (Pa)
Pr	Prandtl number (-)
q_{net}	net heat flux (W m^{-2})
R^2_{log}	coefficient of determination in log-space (-)
Re	Reynolds number (-)
$RMSE_{log}$	root-mean-square error in log-space (-)
T_f	bulk-fluid temperature (K or °C, according to the processing stage)
T_{sat}	saturation temperature (K or °C, according to the processing stage)
T_{wall}	wall temperature (K or °C, according to the processing stage)
We	Weber number (-)
x	normalized axial coordinate (-)

References

[1] Yang, B., Zhu, X., Wei, B., Liu, M., Li, Y., Lv, Z., & Wang, F. (2023). Computer Vision and Machine Learning Methods for Heat Transfer and Fluid Flow in Complex Structural Microchannels: A Review. Energies, 16(3), 1500.

[2] Zou, J., Hirokawa, T., An, J., Huang, L., & Camm, J. (2023). Recent advances in the applications of machine learning methods for heat exchanger modelling - a review. Frontiers in Energy Research, 11, 1294531.

[3] Zhou, L., Garg, D., Qiu, Y., Kim, S.-M., Mudawar, I., & Kharangate, C. R. (2020). Machine learning algorithms to predict flow condensation heat transfer coefficient in mini/micro-channel utilizing universal data. International Journal of Heat and Mass Transfer, 162, 120351.

[4] Zhu, G., Wen, T., & Zhang, D. (2021). Machine learning based approach for the prediction of flow boiling/condensation heat transfer performance in mini channels with serrated fins. International Journal of Heat and Mass Transfer, 166, 120783.

[5] Eskandari, E., Alimoradi, H., Pourbagian, M., & Shams, M. (2022). Numerical investigation and deep learning-based prediction of heat transfer characteristics and bubble dynamics of subcooled flow boiling in a vertical tube. Korean Journal of Chemical Engineering, 39(12), 3227–3245.

[6] Bediako, E. G., & Elbarghthi, A. F. A. (2025). Machine learning-based approach for predicting flow boiling heat transfer coefficient at high saturation temperatures. International Communications in Heat and Mass Transfer, 161, 108538.

[7] Qiu, Y., Garg, D., Kim, S.-M., Mudawar, I., & Kharangate, C. R. (2021). Machine learning algorithms to predict flow boiling pressure drop in mini/micro-channels based on universal consolidated data. International Journal of Heat and Mass Transfer, 178, 121607.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_41

Wrzenie przepływowe FC-72 w minikanałach prostokątnych – wpływ orientacji kanałów i masowego natężenia przepływu na wymianę ciepła oraz ocena wybranych zależności kryterialnych

MAGDALENA PIASECKA[1], ARTUR PIASECKI[2], RADOSŁAW JANKOWSKI[3]

[1] Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn
al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce
[2] Politechnika Świętokrzyska, Wydział Inżynierii Środowiska, Geomatyki i Energetyki
al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce
[3] Politechnika Poznańska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki
ul. Piotrowo 3, 61-138 Poznań
[1] e-mail: tmpmj@tu.kielce.pl

Słowa kluczowe: wrzenie przepływowe, minikanały prostokątne, liczba Nusselta, FC-72, zależności kryterialne wymiany ciepła

W rozdziale przedstawiono wyniki badań wymiany ciepła podczas przepływu FC-72 przez moduł z siedmioma równoległymi minikanałami prostokątnymi o przekroju 1 mm × 6 mm, ogrzewanymi jednostronnie gładką folią ze stopu Haynes-230. Analiza obejmuje cztery serie dla orientacji 0° i 90° oraz masowego natężenia przepływu na wlocie do modułu 20 i 60 kg/h. Porównano rozkłady lokalnej liczby Nusselta z wartościami obliczonymi z zależności kryterialnych Hausena, Lazarka–Blacka i Piaseckiej. Dane podzielono na obszary wrzenia przechłodzonego i nasyconego zgodnie z metodyką stosowaną w dotychczasowych pracach. W obszarze wrzenia przechłodzonego wartości MAPE wyniosły 25,61% dla zależności Hausena i 16,22% dla zależności Piaseckiej, przy średnich odchyleniach względnych (bias) odpowiednio −5,55% i −2,15%. W obszarze wrzenia nasyconego wartości MAPE i bias wyniosły odpowiednio 77,94% i −77,94% dla zależności Lazarka–Blacka oraz 45,13% i −10,76% dla zależności Piaseckiej. Wyniki porównania zależą jednak od warunków pomiarowych: zależność Piaseckiej, mimo mniejszych wartości MAPE w analizie zbiorczej, nie zapewnia dokładniejszego odwzorowania wyników eksperymentalnych we wszystkich seriach. Przeanalizowano wpływ orientacji przestrzennej minikanałów i masowego natężenia przepływu na rozkłady lokalnej liczby Nusselta, uwzględniając przyjętą temperaturę odniesienia i kryteria selekcji danych.

Wstęp

Przepływowe wymienniki ciepła pracujące ze zmianą fazy należą do najbardziej efektywnych urządzeń odprowadzania ciepła, ponieważ wykorzystują zarówno konwekcję wymuszoną, jak i utajone ciepło parowania. Wraz ze zmniejszaniem wymiarów geometrycznych kanałów możliwe jest ograniczenie wymiarów wymiennika przy zachowaniu wysokiej intensywności transportu ciepła. Z tego względu minikanały są rozważane w konstrukcji kompaktowych wymienników, układów chłodzenia elektroniki, modułów energetycznych oraz innych układów termicznych pracujących przy dużej gęstości mocy. Jednocześnie rozwój takich urządzeń wymaga rzetelnych lokalnych danych eksperymentalnych oraz oceny, w jakim stopniu klasyczne i półempiryczne równania kryterialne zachowują przydatność w obszarze małych średnic hydraulicznych i przy zmianie orientacji przestrzennej kanału.

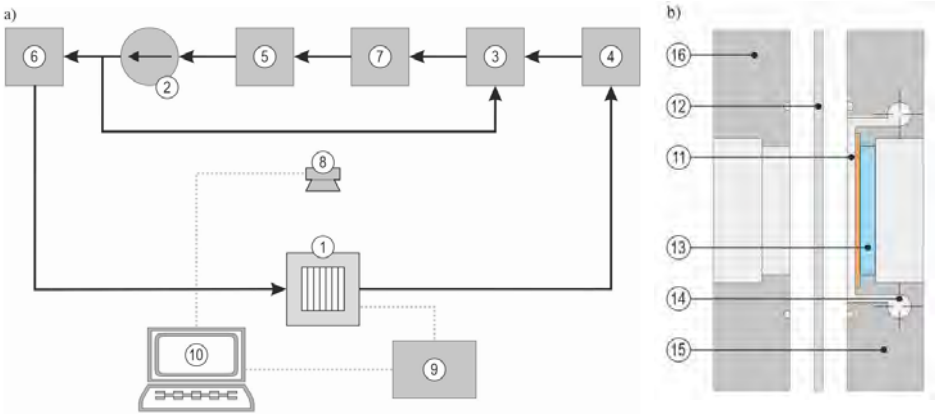
Dla rozwijającego się przepływu laminarnego w obszarze jednofazowym stosowana jest zależność Hausena [1]. W niniejszym porównaniu pełni ona funkcję odniesienia konwekcyjnego; nie jest

traktowana jako ogólny model wrzenia przechłodzonego. Równanie Lazarka–Blacka [2] opracowano na podstawie badań wrzenia podczas przepływu przez minirurkę, a zależności Piaseckiej [3,4] dotyczą wrzenia w minikanałach o przekroju prostokątnym i uwzględniają rozwinięcia powierzchni grzejnej. Celem rozdziału jest porównanie wyników wybranych serii pomiarowych dla FC-72 oraz ocena zgodności lokalnych wartości liczby Nusselta z wynikami uzyskanymi z wybranych zależności.

1. Stanowisko badawcze i metodyka badań

Moduł testowy zawierał siedem równoległych minikanałów o przekroju prostokątnym 1 mm × 6 mm. Jedną ścianę stanowiła folia Haynes-230 o grubości 0,102 mm, a przeciwległą — płyta szklana. Schemat stanowiska i konstrukcję modułu przedstawiono na rysunku 1.

Dokładniejsze opisy aparatury, procedury i metod analizy temperatury przedstawiono w pracach [5–7]. W obecnym rozdziale zachowano jednowymiarową metodę opracowania danych przyjętą w materiale źródłowym. Przywołanie wcześniejszych badań nie oznacza automatycznego przeniesienia ich niepewności pomiarowych na cztery analizowane serie.



Rysunek 1. Schematy: a) stanowiska badawczego i b) modułu testowego, 1- moduł badawczy, 2 – pompa, 3 – naczynie przeponowe, 4 – chłodnica, 5 – filtr, 6 – przepływomierz, 7 - odpowietrznik, 8 – kamera, 9 – stacja DAQ, 10 – komputer, 11 – minikanał, 12 – folia grzejna, 13 – płyta szklana, 14 – komora wlotowa, 15 – korpus, 16 – pokrywa główna

Źródło: opracowanie własne.

Podczas każdej serii pomiarowej zwiększano strumień ciepła od warunków jednofazowej konwekcji wymuszonej poprzez inicjację wrzenia pęcherzykowego aż do rozwoju wrzenia. Rejestrowano masowe natężenie przepływu, ciśnienie oraz temperaturę czynnika na wlocie i wylocie sekcji testowej, parametry elektryczne zasilania folii, a także pole temperatury na zewnętrznej powierzchni folii, przy wykorzystaniu kamery termowizyjnej. Podczas eksperymentów obserwowano tworzące się struktury przepływu podczas inicjacji i rozwoju wrzenia. Pomiary rejestrowano co 1 s, a do dalszej analizy przyjmowano wyłącznie punkty odpowiadające ustalonym warunkom eksperymentu.

2. Badania eksperymentalne i analizy

2.1. Opracowanie danych eksperymentalnych

Gęstość strumienia ciepła doprowadzanego do folii grzejnej obliczano jako stosunek mocy elektrycznej do powierzchni ogrzewanej:

$$q_w = \frac{I \cdot \Delta U}{A_h} \tag{1}$$

gdzie: I – natężenie prądu przepływającego przez folię grzejną, ΔU – spadek napięcia na folii, A_h – powierzchnia ogrzewana.

Gęstość strumienia ciepła przekazywanego do płynu wyznaczano po uwzględnieniu oszacowanych strat ciepła do otoczenia:

$$q_{net} = q_w - q_{loss} \tag{2}$$

Straty ciepła do otoczenia, q_{loss}, obejmują konwekcję swobodną i promieniowanie cieplne.

Lokalny współczynnik przejmowania ciepła obliczano metodą jednowymiarową, z uwzględnieniem przewodzenia ciepła przez folię grzejną:

$$\alpha(x) = \frac{q_{net}}{\left[T_w(x) - T_{ref}(x) - \frac{q_w \cdot \delta_F}{\lambda_F}\right]} \tag{3}$$

W równaniu (3) T_w oznacza temperaturę zewnętrznej powierzchni folii grzejnej, a poprawka przewodzenia $\frac{q_w \cdot \delta_F}{\lambda_F}$ uwzględnia różnicę temperatur pomiędzy obiema jej powierzchniami. Zgodnie z przyjętą procedurą redukcji danych jako temperaturę odniesienia $T_{ref}(x)$ przyjmowano lokalną temperaturę płynu $T_{f,lin}(x)$ w obszarze wrzenia przechłodzonego, a lokalną temperaturę nasycenia $T_{sat}(x)$ w obszarze wrzenia nasyconego.

Lokalną liczbę Nusselta wyznaczano z zależności:

$$\mathrm{Nu}(x) = \frac{\alpha(x) \cdot D_h}{\lambda_l} \tag{4}$$

liczby podobieństwa obliczano z zależności: Re = $\rho u D_h/\mu$ = $G D_h/\mu$, Pr = $c_p\mu/\lambda_l$, We = $\rho u^2 D_h/\sigma$, Pe = Re·Pr oraz Bo = $q_{net}/(G h_{lv})$. Oznaczenia *Re, Pr, We, Pe* i *Bo* odpowiadają odpowiednio liczbom Reynoldsa, Prandtla, Webera, Pécleta i liczbie wrzenia.

W powyższych zależnościach D_h oznacza średnicę hydrauliczną minikanału, u – średnią prędkość przepływu cieczy, G – gęstość strumienia masy, ρ – gęstość cieczy, μ – lepkość dynamiczną cieczy, c_p – ciepło właściwe cieczy przy stałym ciśnieniu, λ_l – współczynnik przewodzenia ciepła cieczy, σ – napięcie powierzchniowe, natomiast h_{lv} – entalpię parowania. Wielkości u i G odnoszą się do pojedynczego minikanału, a masowe natężenia przepływu 20 i 60 kg/h – do całego modułu.

Podział danych na obszary wrzenia przechłodzonego i nasyconego przeprowadzono na podstawie kryterium stosowanego w dotychczasowych pracach, wykorzystującego lokalną różnicę temperatury ścianki grzejnej i temperatury nasycenia czynnika $\Delta T_{w,sat}(x) = T_w(x) - T_{sat}(x)$. Punkty, dla których $\Delta T_{w,sat}(x) < -2$ K zaliczano do obszaru wrzenia przechłodzonego, natomiast punkty spełniające warunek $\Delta T_{w,sat}(x) > 2$ K – do obszaru wrzenia nasyconego. Dane z przedziału $|\Delta T_{w,sat}(x)| \leq 2$ K pomijano w celu ograniczenia wpływu niepewności wyznaczania temperatury ścianki grzejnej i lokalnej temperatury

nasycenia. Przyjęty podział stosowano podczas selekcji danych do obliczeń lokalnego współczynnika przejmowania ciepła, zgodnie z metodyką opracowania wyników eksperymentalnych.

Do analizy wybrano cztery serie pomiarowe dla FC-72 i gładkiej folii grzejnej, uzyskane przy dwóch orientacjach modułu: 0° – przepływ poziomy nad folią grzejną oraz 90° – przepływ pionowy z dołu do góry. Dla każdej orientacji rozpatrzono masowe natężenia przepływu na wlocie do modułu wynoszące 20 i 60 kg/h. Pozwala to porównać rozkłady lokalnej liczby Nusselta w czterech warunkach pracy. Należy jednak uwzględnić, że porównywane serie różniły się także lokalnym obciążeniem cieplnym.

Warunki analizowanych serii zestawiono w tabeli 1. Mediana gęstości strumienia ciepła przekazywanego do cieczy, q_{net}, wynosiła dla przepływu 20 kg/h odpowiednio 21 799,58 W/m² przy orientacji 0° oraz 28 782,57 W/m² przy orientacji 90°. Różnicę tę uwzględniono podczas interpretacji wpływu orientacji modułu.

Tabela 1. Warunki i wybrane parametry czterech analizowanych serii pomiarowych

Nr serii pomiarowej	Masowe natężenie przepływu na wlocie do modułu [kg/h]	Położenie modułu testowego [°]	$q_{net,med}$* [W/m²]	Re_{med}* [–]	Pr_{med}* [–]
#1	20	0	21 799,58	411,57	12,65
#2	20	90	28 782,57	402,56	13,11
#3	60	0	21 507,51	1 163,29	12,98
#4	60	90	22 869,84	1 160,00	13,20

* Indeks „med" oznacza medianę wartości lokalnych wyznaczonych w danej serii pomiarowej.

Źródło: opracowanie własne.

2.2. Wyniki eksperymentalne

Na podstawie zależności (3) i (4) wyznaczono lokalne wartości liczby Nusselta, Nu_{exp}, dla czterech analizowanych serii. Wyniki przedstawiono oddzielnie dla obszarów wrzenia przechłodzonego i nasyconego.

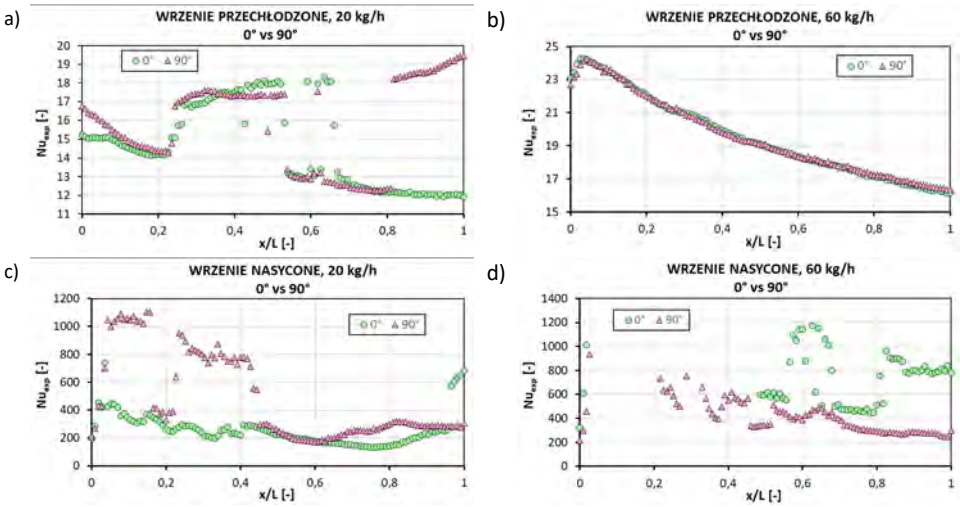
Na rysunku 2 przedstawiono rozkłady mediany lokalnej liczby Nusselta w funkcji bezwymiarowej współrzędnej *x/L*, gdzie *x* oznacza odległość od wlotu, a *L* – długość odcinka ogrzewanego. Poszczególne wykresy dotyczą: a) wrzenia przechłodzonego przy 20 kg/h; b) wrzenia przechłodzonego przy 60 kg/h; c) wrzenia nasyconego przy 20 kg/h; d) wrzenia nasyconego przy 60 kg/h. W każdym przypadku porównano orientacje modułu 0° i 90°.

Zestawione na rysunku 2 rozkłady lokalnej liczby Nusselta różnią się w zależności od orientacji modułu i masowego natężenia przepływu. Różnice związane z orientacją są szczególnie widoczne przy mniejszym natężeniu przepływu oraz w obszarze wrzenia nasyconego.

W obszarze wrzenia przechłodzonego, przy natężeniu przepływu 20 kg/h (Re ≈ 405), w początkowej części kanału (do *x/L* ≈ 0,2) wartości Nu maleją dla obu orientacji. W środkowej części kanału wzrastają do zbliżonych wartości. Wyraźniejsze różnice obserwuje się za *x/L* ≈ 0,5: dla 0° lokalna liczba Nusselta zmniejsza się do około 12–13, natomiast dla 90° po miejscowym spadku ponownie rośnie, osiągając w pobliżu wylotu wartość około 19. Wpływ orientacji jest więc zróżnicowany wzdłuż kanału.

Przy natężeniu przepływu 60 kg/h (Re ≈ 1160), w obszarze wrzenia przechłodzonego, rozkłady lokalnej liczby Nusselta dla obu orientacji są zbliżone. Po maksimum występującym w pobliżu wlotu wartości

Nu zmniejszają się niemal monotonicznie wzdłuż kanału, a różnice między orientacjami 0° i 90° pozostają niewielkie. W tych warunkach wpływ orientacji jest znacznie słabszy niż przy 20 kg/h.



Rysunek 2. Rozkłady mediany lokalnej liczby Nusselta, Nu_{exp}, w funkcji *x/L* dla czterech serii FC-72: a) wrzenie przechłodzone, 20 kg/h; b) wrzenie przechłodzone, 60 kg/h; c) wrzenie nasycone, 20 kg/h; d) wrzenie nasycone, 60 kg/h. Na każdym wykresie porównano orientacje przestrzenne modułu 0° i 90°.

Źródło: opracowanie własne.

W obszarze wrzenia nasyconego wartości lokalnej liczby Nusselta są większe i wykazują większą zmienność niż w obszarze wrzenia przechłodzonego. Przy natężeniu przepływu 20 kg/h, do *x/L* ≈ 0,4–0,45, wartości Nu dla orientacji 90° są wyższe niż dla 0°. W dalszej części kanału rozkłady zbliżają się do siebie, a przy wylocie wartości Nu ponownie rosną dla orientacji 0°. Nie stwierdzono zatem przewagi jednej orientacji na całej długości kanału.

Przy natężeniu przepływu 60 kg/h w obszarze wrzenia nasyconego, za x/L ≈ 0,5, większe wartości lokalnej liczby Nusselta występują dla orientacji 0°, a lokalne maksima przekraczają 1000. Dla orientacji 90° wartości Nu na ogół zmniejszają się wzdłuż kanału. Brak danych w przedstawionych rozkładach wynika z przyjętych kryteriów selekcji danych. Bez równoczesnej ilościowej analizy struktur dwufazowych nie można jednoznacznie przypisać zaobserwowanych maksimów określonemu mechanizmowi wrzenia.

Porównując oba obszary wrzenia, należy uwzględnić przyjętą w równaniu (3) temperaturę odniesienia: lokalną temperaturę cieczy w obszarze wrzenia przechłodzonego oraz temperaturę nasycenia w obszarze wrzenia nasyconego. Zmniejszenie różnicy temperatur występującej w mianowniku równania (3) zwiększa obliczone wartości współczynnika przejmowania ciepła α i liczby Nusselta, a także ich wrażliwość na niepewność pomiaru temperatury. Z tego względu różnice między wartościami Nu w obu obszarach należy interpretować z uwzględnieniem sposobu redukcji danych.

2.3. Ocena zgodności wyników eksperymentalnych z wybranymi zależnościami kryterialnymi

Wartości lokalnej liczby Nusselta Nu_{exp} porównano z wartościami Nu_{corr} obliczonymi na podstawie zależności kryterialnych Hausena [1], Lazarka–Blacka [2] i Piaseckiej [3, 4]. Do ilościowej oceny

wyników zastosowano lokalne odchylenie względne δ_{rel}, średni bezwzględny błąd procentowy (MAPE, ang. *mean absolute percentage error*) oraz średnie odchylenie względne ze znakiem (bias).

Miary te zdefiniowano w równaniach (5)–(7). Symbol N oznacza liczbę lokalnych punktów pomiarowych wykorzystanych do obliczenia statystyk. Względne odchylenie w równaniu (5) odniesiono do wartości liczby Nusselta wyznaczonej z zależności kryterialnej.

$$\delta_{\mathrm{rel}} = \frac{\mathrm{Nu_{corr}} - \mathrm{Nu_{exp}}}{\mathrm{Nu_{corr}}} \cdot 100\% \tag{5}$$

$$\mathrm{MAPE} = \frac{1}{\mathrm{N}} \cdot \sum |\delta_{\mathrm{rel}}| \tag{6}$$

$$\mathrm{bias} = \frac{1}{\mathrm{N}} \cdot \sum \delta_{\mathrm{rel}} \tag{7}$$

Ujemna wartość odchylenia względnego δ_{rel} oznacza niedoszacowanie eksperymentalnej wartości liczby Nusselta przez zależność kryterialną, a dodatnia – jej przeszacowanie. MAPE charakteryzuje średnią wartość bezwzględną odchyleń, natomiast bias – średnie odchylenie ze znakiem. Kompensacja odchyleń dodatnich i ujemnych sprawia, że niewielka wartość bias nie musi oznaczać małego MAPE.

Liczebności N podane w tabelach 2 i 3 odpowiadają liczbie lokalnych punktów pomiarowych, a nie liczbie niezależnych eksperymentów. Statystyki zbiorcze uwzględniają różną liczebność analizowanych serii, co należy brać pod uwagę podczas porównywania wyników.

W tabeli 2 zestawiono zbiorcze wartości MAPE oraz średniego odchylenia względnego (bias) dla wybranych zależności kryterialnych w obu obszarach wrzenia.

Tabela 2. Zbiorcze wartości MAPE i średniego odchylenia względnego (bias) dla wybranych zależności kryterialnych

Obszar wrzenia	Równanie kryterialne	Liczba punktów pomiarowych N	MAPE [%]	Średnie odchylenie względne (bias) [%]
przechłodzony	Hausena	183 526	25,61	-5,55
przechłodzony	Piaseckiej	183 526	16,22	-2,15
nasycony	Lazarka–Blacka	18 203	77,94	-77,94
nasycony	Piaseckiej	18 203	45,13	−10,76

Źródło: [1–4] oraz opracowanie własne.

W obszarze wrzenia przechłodzonego dla zależności Piaseckiej uzyskano mniejsze MAPE niż dla zależności Hausena: odpowiednio 16,22% i 25,61%. Średnie odchylenia względne (bias) wyniosły −2,15% i −5,55%. W obszarze wrzenia nasyconego zależność Lazarka–Blacka prowadzi do niedoszacowania lokalnej liczby Nusselta (MAPE = 77,94%, bias = −77,94%). Dla zależności Piaseckiej uzyskano MAPE = 45,13% i bias = −10,76%. Rozbieżności pomiędzy seriami przedstawiono w tabeli 3.

Tabela 3 zawiera wartości MAPE i bias obliczone osobno dla poszczególnych serii pomiarowych.

W obszarze wrzenia przechłodzonego przy natężeniu przepływu 20 kg/h wartości MAPE uzyskane z zależności Piaseckiej wynoszą 10,20% dla orientacji 0° i 10,08% dla 90°, a z zależności Hausena – odpowiednio 32,41% i 30,80%. W obu seriach zależność Piaseckiej dokładniej odwzorowuje eksperymentalne wartości liczby Nusselta. Odpowiednie wartości bias wynoszą −6,45% i −1,30% dla zależności Piaseckiej oraz −12,81% i −11,23% dla zależności Hausena.

Przy natężeniu przepływu 60 kg/h w obszarze wrzenia przechłodzonego różnice między równaniami kryterialnymi są mniejsze. Dla orientacji 0° wartości MAPE wynoszą 20,34% dla zależności Hausena

i 20,46% dla zależności Piaseckiej. Dla orientacji 90° mniejszą wartość MAPE uzyskano z zależności Hausena: 19,91%, wobec 23,14% dla zależności Piaseckiej. Lepsze wyniki zależności Piaseckiej w analizie zbiorczej wynikają więc przede wszystkim z jej większej dokładności dla serii przy 20 kg/h.

Tabela 3. Wartości MAPE i średniego odchylenia względnego (bias) w poszczególnych seriach pomiarowych

Numer eksperymentu	Obszar wrzenia	Równanie kryterialne	N	MAPE [%]	Średnie odchylenie względne (bias) [%]
#1 (0°, 20 kg/h)	przechłodzony	Hausena	41 918	32,41	-12,81
#1 (0°, 20 kg/h)	przechłodzony	Piaseckiej	41 918	10,20	-6,45
#2 (90°, 20 kg/h)	przechłodzony	Hausena	46 144	30,80	-11,23
#2 (90°, 20 kg/h)	przechłodzony	Piaseckiej	46 144	10,08	-1,30
#3 (0°, 60 kg/h)	przechłodzony	Hausena	46 850	20,34	1,18
#3 (0°, 60 kg/h)	przechłodzony	Piaseckiej	46 850	20,46	-2,92
#4 (90°, 60 kg/h)	przechłodzony	Hausena	48 614	19,91	-0,40
#4 (90°, 60 kg/h)	przechłodzony	Piaseckiej	48 614	23,14	1,51
#1 (0°, 20 kg/h)	nasycony	Lazarka–Blacka	4 576	74,93	-74,93
#1 (0°, 20 kg/h)	nasycony	Piaseckiej	4 576	32,52	-26,84
#3 (0°, 60 kg/h)	nasycony	Lazarka–Blacka	1 715	84,71	-84,71
#3 (0°, 60 kg/h)	nasycony	Piaseckiej	1 715	31,03	1,27
#2 (90°, 20 kg/h)	nasycony	Lazarka–Blacka	8 264	79,14	-79,14
#2 (90°, 20 kg/h)	nasycony	Piaseckiej	8 264	41,41	-38,16
#4 (90°, 60 kg/h)	nasycony	Lazarka–Blacka	3 648	75,82	-75,82
#4 (90°, 60 kg/h)	nasycony	Piaseckiej	3 648	76,02	+65,83

Źródło: [1–4] oraz opracowanie własne.

W obszarze wrzenia nasyconego zależność Lazarka–Blacka zaniża eksperymentalne wartości liczby Nusselta we wszystkich seriach; MAPE wynosi od 74,93% do 84,71%. Zastosowanie zależności Piaseckiej prowadzi do mniejszego MAPE w trzech seriach: 32,52% (0°, 20 kg/h), 31,03% (0°, 60 kg/h) oraz 41,41% (90°, 20 kg/h). Dla orientacji 0° i natężenia przepływu 60 kg/h bias wynosi +1,27% przy MAPE = 31,03%, co wskazuje na częściową kompensację dodatnich i ujemnych odchyleń lokalnych.

Dla serii 90°, 60 kg/h w obszarze wrzenia nasyconego obie zależności dają duże odchylenia od wyników eksperymentalnych: MAPE = 76,02% dla zależności Piaseckiej oraz 75,82% dla zależności Lazarka–Blacka. Różni się przy tym kierunek średniego odchylenia: bias wynosi odpowiednio +65,83% i −75,82%. Nie można zatem wskazać zależności zapewniającej najmniejsze MAPE we wszystkich analizowanych warunkach.

Wyniki analizy zbiorczej zależą również od nierównej liczebności poszczególnych serii, zwłaszcza w obszarze wrzenia nasyconego. Wnioski ograniczają się do zastosowanego czynnika FC-72, badanej geometrii minikanałów, gładkiej folii grzejnej oraz przyjętej metodyki redukcji danych.

Wnioski

1. Rozkłady lokalnej liczby Nusselta zależą od orientacji przestrzennej minikanałów, masowego natężenia przepływu i położenia wzdłuż kanału. W obszarze wrzenia przechłodzonego przy 60 kg/h różnice między orientacjami są niewielkie, natomiast przy 20 kg/h zwiększają się w części wylotowej. W obszarze wrzenia nasyconego różnice występują przy obu natężeniach przepływu.

2. W obszarze wrzenia przechłodzonego mniejszą zbiorczą wartość MAPE uzyskano z zależności Piaseckiej niż z zależności Hausena. Różnica wynika przede wszystkim z wyników dla natężenia

przepływu 20 kg/h; przy 60 kg/h zastosowanie zależności Hausena prowadzi do porównywalnych lub mniejszych wartości MAPE.

3. W obszarze wrzenia nasyconego zależność Lazarka–Blacka zaniża eksperymentalne wartości lokalnej liczby Nusselta we wszystkich czterech seriach. Dla zależności Piaseckiej uzyskano mniejsze MAPE w trzech seriach, jednak przy orientacji 90° i natężeniu przepływu 60 kg/h występuje znaczne przeszacowanie wyników (bias = +65,83%, MAPE = 76,02%).

4. Średnie odchylenie względne ze znakiem (bias) należy rozpatrywać łącznie z MAPE. Niewielka wartość bias może wynikać z kompensacji dodatnich i ujemnych odchyleń lokalnych i nie musi świadczyć o dobrej zgodności z wynikami eksperymentalnymi.

5. Przedstawione wnioski odnoszą się do czterech serii pomiarowych wykonanych dla FC-72, określonej geometrii minikanałów i gładkiej folii grzejnej, z zastosowaniem przyjętej metody redukcji danych. Ocena przydatności analizowanych zależności kryterialnych do innych czynników roboczych, geometrii i warunków przepływu wymaga dodatkowej weryfikacji eksperymentalnej.

Podziękowania

Badania przedstawione w pracy zostały sfinansowane przez Narodowe Centrum Nauki w ramach projektu OPUS nr UMO-2025/57/B/ST8/00907.

Nomenklatura

Wielkości geometryczne i przepływowe

A_h – powierzchnia ogrzewana (m²); D_h – średnica hydrauliczna minikanału (m); G – gęstość strumienia masy (kg·m^{-2}·s^{-1}); L – długość ogrzewanego odcinka kanału (m); u – średnia prędkość przepływu cieczy (m·s^{-1}); x – współrzędna wzdłuż ,minikanału (m).

Wielkości cieplne i właściwości fizyczne

c_p – ciepło właściwe cieczy przy stałym ciśnieniu (J·kg^{-1}·K^{-1}); h_{lv} – entalpia parowania (J·kg^{-1}); I – natężenie prądu (A); ΔU – spadek napięcia na folii (V); ρ – gęstość cieczy (kg·m^{-3}); μ – lepkość dynamiczna cieczy (Pa·s); σ – napięcie powierzchniowe (N·m^{-1}).

q_w – gęstość strumienia ciepła doprowadzanego elektrycznie do folii grzejnej (W·m^{-2}); q_{net} – gęstość strumienia ciepła przekazywanego do cieczy (W·m^{-2}); q_{loss} – gęstość strumienia strat ciepła do otoczenia (W·m^{-2}).

$T_w(x)$ – lokalna temperatura zewnętrznej powierzchni folii grzejnej (K lub °C); $T_{f,lin}(x)$ – lokalna temperatura cieczy wyznaczona przez interpolację liniową (K lub °C); $T_{sat}(x)$ – lokalna temperatura nasycenia (K lub °C); $T_{ref}(x)$ – temperatura odniesienia w obliczeniach α (K lub °C); $\Delta T_{w,sat}(x) = T_w(x) - T_{sat}(x)$ (K).

α – lokalny współczynnik przejmowania ciepła (W·m^{-2}·K^{-1}); δ_F – grubość folii grzejnej (m); λ_F – współczynnik przewodzenia ciepła folii grzejnej (W·m^{-1}·K^{-1}); λ_l – współczynnik przewodzenia ciepła cieczy (W·m^{-1}·K^{-1}).

Liczby podobieństwa i ocena zgodności

Bo, Nu, Pe, Pr, Re, We – odpowiednio liczby wrzenia, Nusselta, Pécleta, Prandtla, Reynoldsa i Webera (bezwymiarowe); Nu_{exp} – lokalna wartość liczby Nusselta wyznaczona eksperymentalnie; Nu_{corr} – lokalna wartość liczby Nusselta obliczona z zależności kryterialnej.

N – liczba lokalnych punktów uwzględnionych w porównaniu; δ_{rel} – lokalne odchylenie względne (%); MAPE – średni bezwzględny błąd procentowy (%); bias – średnie odchylenie względne ze znakiem (%).

Indeksy dolne

corr – wartość z zależności kryterialnej; exp – wartość eksperymentalna; f,lin – temperatura cieczy określona przez interpolację liniową; F – folia; l – ciecz; loss – straty ciepła; lv – parowanie; med – mediana; net – wartość po uwzględnieniu strat ciepła; ref – odniesienie; sat – nasycenie; w – ścianka grzejna.

Bibliografia

[1] Hausen, H. (1943). Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen. *VDI-Beihefte Verfahrenstechnik*, *4*, 91–98.

[2] Lazarek, G. M., Black, S. H. (1982). Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 25*, 945–960. https://doi.org/10.1016/0017-9310(82)90070-9

[3] Piasecka, M. (2014). Wrzenie w przepływie na powierzchniach rozwiniętych minikanałów. Monografie, Studia, Rozprawy, seria Budowa i Eksploatacja Maszyn, nr 61. Kielce: Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej.

[4] Piasecka, M. (2015). Correlations for flow boiling heat transfer in minichannels with various orientations. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 81*, 114–121. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.063

[5] Piasecka, M., Hożejowska, S., Pawińska, A. (2023). Trefftz functions methods in analysis of the effect of enhanced heated surface on FC-72 flow boiling in minichannels. *Applied Thermal Engineering, 236*, 121689. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121689

[6] Piasecka, M., Maciejewska, B., Michalski, D., Dadas, N., Piasecki, A. (2024). Investigations of flow boiling in mini-channels: Heat transfer calculations with temperature uncertainty analyses. *Energies, 17*(4), 791. https://doi.org/10.3390/en17040791

[7] Pawińska, A., Piasecki, A., Dadas, N., Hożejowska, S., Piasecka, M. (2024). Homotopy perturbation method with Trefftz functions and Simcenter STAR-CCM+ used for the analysis of flow boiling heat transfer. *Acta Mechanica et Automatica, 18*(2), 233-243, https://doi.org/10.2478/ama-2024-0027

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_42

Określenie intensywności wymiany ciepła na powierzchniach rozwiniętych podczas wrzenia etanolu

NORBERT DADAS[1, 2*], ROBERT PASTUSZKO[1, 2]

[1]Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn
al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce
[2]Główny Urząd Miar, ul. Elektoralna 2, 00-139 Warzawa
[*]e-mail: ndadas@tu.kielce.pl

Słowa kluczowe: minikanały, wrzenie pęcherzykowe, powierzchnie rozwinięte, materiały porowate, współczynnik przejmowania ciepła.

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych podczas wrzenia pęcherzykowego etanolu na miedzianych powierzchniach z minikanałami częściowo wypełnionymi elementami porowatymi w postaci piany oraz siatki miedzianej. Pomiary wykonano przy ciśnieniu atmosferycznym dla pięciu konfiguracji wypełnień. Wyznaczone gęstości strumienia ciepła i współczynniki przejmowania ciepła porównano z wynikami dla minikanałów bez wypełnień oraz powierzchni płaskiej. W stosunku do powierzchni płaskiej uzyskano zwiększenie współczynnika przejmowania ciepła o 80 % i gęstości strumienia ciepła o 163 %, natomiast dla minikanałów bez wypełnień analogicznie o 13 % i 26 %. Zauważono również, że struktury porowate obniżały przegrzanie związane z początkiem wrzenia pęcherzykowego. Dodatkowe rozwinięcie w postaci elementów porowatych pozwala znacząco zwiększyć efektywność wymiany ciepła w porównaniu zarówno do minikanałów bez wypełnień porowatych, jak i powierzchni płaskiej.

Wstęp

Badania nad wrzeniem pęcherzykowym w warunkach konwekcji swobodnej prowadzone są od ponad wieku i stanowią istotny obszar rozwoju technik intensyfikacji wymiany ciepła [1 – 3]. Jednym z najwcześniej rozpoznanych czynników wpływających na przebieg tego procesu była chropowatość powierzchni grzejnej, której znaczenie wykazano w [4]. Kolejne prace potwierdziły, że wzrost chropowatości sprzyja obniżeniu przegrzania oraz zwiększeniu współczynnika przejmowania ciepła i krytycznej gęstości strumienia ciepła [5 – 8]. Pomimo tego powierzchnie płaskie charakteryzują się ograniczoną zdolnością do odprowadzania wysokich gęstości strumienia ciepła, co wymusza poszukiwanie bardziej zaawansowanych metod modyfikacji powierzchni [9].

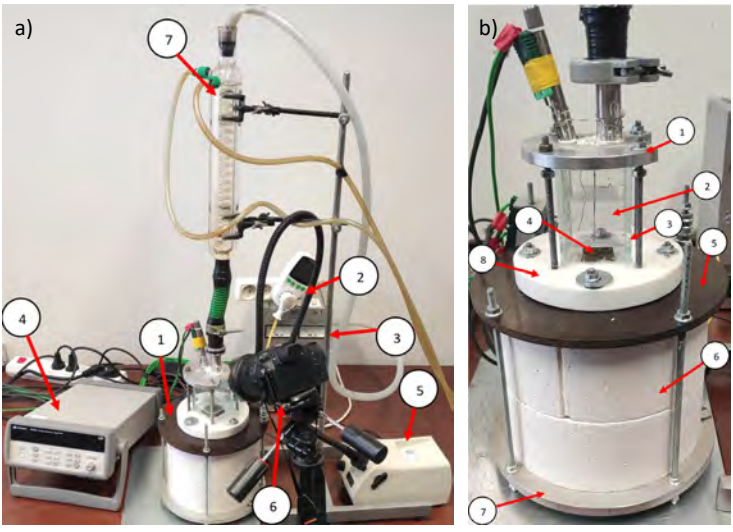
Wśród nich szczególnie popularne są powierzchnie z mikro- i minikanałami, w których intensyfikacja procesu wrzenia wynika ze zwiększenia ilości ośrodków nukleacji i częstotliwości odrywania się pęcherzy. Wykazano, że właściwy dobór parametrów takich jak szerokość i głębokość kanałów istotnie wpływają na intensywność nukleacji oraz efektywność wymiany ciepła [10]. Badania przeprowadzone m.in. w [11 – 13] wykazały, że przy zastosowaniu R-113 i FC-72 jako cieczy roboczych optymalna szerokość dla określonej głębokości kanałów była zbliżona do średnicy odrywających się pęcherzy, co dawało maksymalny współczynnik przejmowania ciepła. Jednocześnie wyniki eksperymentów dotyczących wpływu głębokości kanałów nie są jednoznaczne, co sugeruje złożoność mechanizmów transportu ciepła w ograniczonych przestrzeniach [14 – 17].

W ostatnich latach szczególną uwagę poświęca się powierzchniom złożonym, łączącym mini- i mikrokanały ze strukturami porowatymi. Takie rozwiązania pozwalają jednocześnie zwiększyć liczbę aktywnych miejsc nukleacji oraz poprawić przepływ cieczy i odprowadzanie pary. Badania wykazały, że zastosowanie pian metalowych, struktur dendrytycznych czy warstw spiekanych może prowadzić do kilkukrotnego wzrostu współczynnika przejmowania ciepła oraz znaczącego zwiększenia krytycznej gęstości strumienia ciepła [18 – 22].

Pomimo licznych badań, wciąż istnieje potrzeba dalszej analizy wpływu geometrii kanałów oraz obecności struktur porowatych na przebieg wrzenia pęcherzykowego. W szczególności ograniczona pozostaje liczba danych eksperymentalnych dotyczących powierzchni częściowo wypełnionych materiałami porowatymi. W niniejszej pracy przeprowadzono eksperymenty dla powierzchni z minikanałami ze strukturami porowatymi podczas wrzenia pęcherzykowego etanolu, koncentrując się na wpływie parametrów geometrycznych wypełnienia na intensywność wymiany ciepła.

1. Badania eksperymentalne

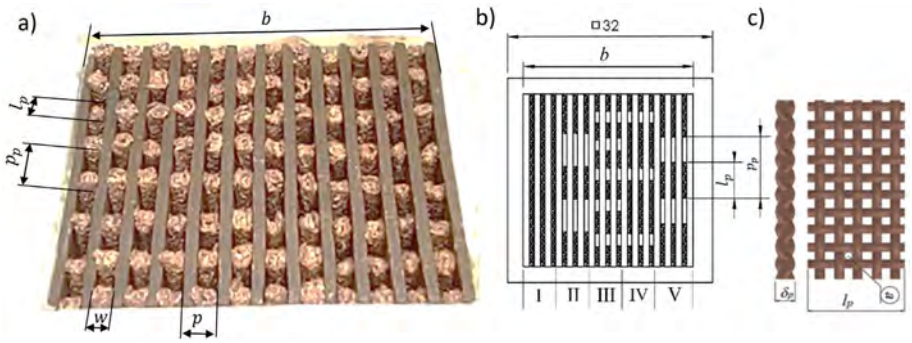
Eksperymenty przeprowadzono na stanowisku pomiarowym do badania intensyfikacji wrzenia pęcherzykowego w warunkach konwekcji swobodnej dla różnych powierzchni rozwiniętych (Rysunek 1).



Rysunek 1. a) Stanowisko pomiarowe: 1 – moduł główny, 2 – watomierz,
3 – autotransformator, 4 – stacja akwizycji danych, 5 – Oświetlacz światłowodowy KL 2500 LED,
6 – kamera szybkoklatkowa, 7 – skraplacz; b) Moduł główny:
1 – górna aluminiowa obudowa naczynia, 2 – płyn roboczy, 3 – szklane naczynie,
4 – próbka, 5 – kołnierz usztywniający, 6 – izolacja z Promasilu, 7 – aluminiowa podstawa,
8 – izolacja z teflonu

W przeprowadzonych eksperymentach wszystkie powierzchnie miały takie same wymiary geometryczne związane z minikanałami (głębokość h=5,5 mm; szerokość w=1 mm i podziałka p=2 mm). Powierzchnie różniły się rozmieszczeniem, rodzajem wypełnień porowatych i wymiarem

oczek (*a*). Próbki oznaczone jako MCC-F były wypełnione spienioną miedzią, a MCC-M – siatką. Grubość elementów porowatych (δ_p) była równa szerokościom minikanałów. Pozostałe zastosowane charakterystyczne wymiary w oznaczeniach z Tabeli 1 przedstawiono na Rysunku 2.



Rysunek 2. a) Zdjęcie przykładowego rozmieszczenia elementów z piany miedzianej w minikanałach; b) Warianty (I-V) modyfikacji wypełnienia c) Pojedynczy element wykonany z siatki miedzianej

Tabela 1. Oznaczenia próbek oraz ich charakterystyczne wymiary

Oznakowanie próbki	Rodzaj wypełnień	*a*, mm	l_p, mm	p_p, mm
MC	brak	–	–	–
MCC-M	siatka miedziana	0,7	27	–
MCC-F	piana miedziana	0,25	27	–
MCC-M-3-0.5-2	siatka miedziana	0,3	2	3
MCC-M-3.5-0.5-2	siatka miedziana	0,3	2,5	3,5
MCC-M-7.6-0.5-2	siatka miedziana	0,5	3,8	7,6
MCC-F-3.6-0.3-3	piana miedziana	0,25	1,5	3,6
MCC-F-3.5-0.5-2	piana miedziana	0,25	2	3,5
MCC-F-4.2-0.5-2	piana miedziana	0,25	2	4,2

Do obliczeń gęstości strumienia ciepła zgodnie z prawem Fouriera, przy założeniu jednowymiarowego przewodzenia ciepła, potwierdzonego m.in. w [23, 24], zastosowano zależność:

$$q = \lambda_{Cu} \frac{T_{T8} - T_{T5}}{l_{T8-T5}} \cdot n \tag{1}$$

W obliczeniach zastosowano współczynnik *n*, definiujący stosunek powierzchni przekroju walca grzejnego do powierzchni podstawy próbki. Pozwala on na poprawne obliczenie gęstości strumienia ciepła przy zmniejszeniu powierzchni próbki w odniesieniu do przekroju walca. Określono go zależnością:

$$n = \frac{\pi d_{cyl}^2}{4b^2} \tag{2}$$

gdzie: d_{cyl} – średnica miedzianego walca grzejnego; *b* – długość podstawy kwadratowej próbki (27 mm).

Przegrzanie ścianki powierzchni wyznaczono jako różnicę temperatur powierzchni grzejnej i średniej temperatury płynu odczytywanej z termoelementów typu K (*T1* i *T2*) według równania:

$$\Delta T = T_{pg} - \frac{T_{T1}+T_{T2}}{2} \tag{3}$$

Temperaturę bezpośrednio pod próbką obliczono jako średnią wartość temperatury dla termoelementów *T3* i *T4*, które znajdowały się w nacięciach podstawy próbek:

$$T_{pb} = \frac{T_{T3}+T_{T4}}{2} \tag{4}$$

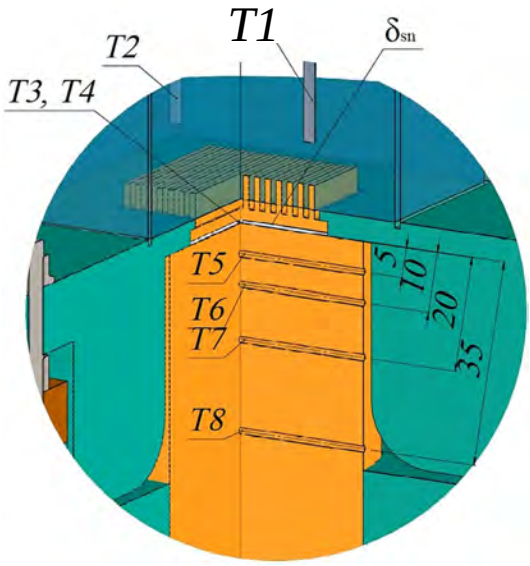
Temperaturę powierzchni grzejnej określono poprzez ekstrapolację temperatury T_{pb}:

$$T_{pg} = T_{pb} - q\left(\frac{\delta_{bs}}{\lambda_{Cu}} + \frac{\delta_{Sn}}{\lambda_{Sn}}\right) \tag{5}$$

Na podstawie wyznaczonej gęstości strumienia ciepła oraz przegrzania zgodnie z prawem Newtona określono współczynnik przejmowania ciepła:

$$\alpha = \frac{q}{\Delta T} \tag{6}$$

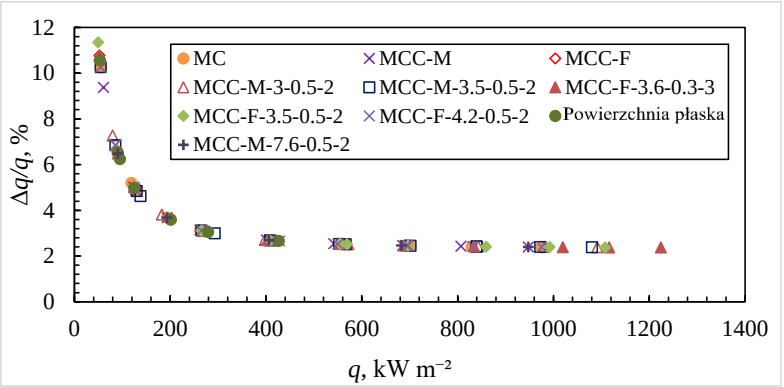
Rozmieszczenie termoelementów od *T1* do *T8* oraz odległości między nimi przedstawiono na Rysunku 3.



Rysunek 3. Umiejscowienie termoelementów w module głównym

2. Niepewności pomiarowe

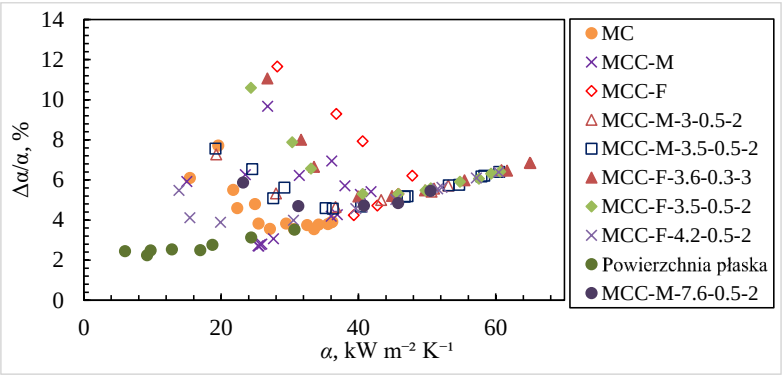
Do określenia wartości złożonych niepewności standardowych funkcji wielu zmiennych zastosowano analogiczne podejście jak w [25-27]. Względne niepewności wyznaczenia gęstości strumienia ciepła i współczynnika przejmowania ciepła podczas wrzenia etanolu dla wybranych próbek przedstawiono na Rysunkach 4 i 5.



Rysunek 4. Udział względnych złożonych niepewności standardowych wyznaczania gęstości strumienia ciepła przy wrzeniu etanolu

Względna niepewność wyznaczania gęstości strumienia ciepła zmniejsza się wraz ze wzrostem jego wartości, od około 9 – 11,5 % do 2 – 3 % dla najwyższych wartości gęstości strumienia ciepła. Największe niepewności wyznaczania gęstości strumienia ciepła występują w zakresie gęstości strumienia ciepła od około 50 do 300 kW m^{-2}. W tym przedziale niepewność względna gęstości strumienia ciepła zmniejsza się od około 11,5 do 3 %. Można zauważyć, że rozrzut wyników pomiędzy poszczególnymi powierzchniami jest niewielki, co wskazuje na dobrą powtarzalność wyznaczania gęstości strumienia ciepła.

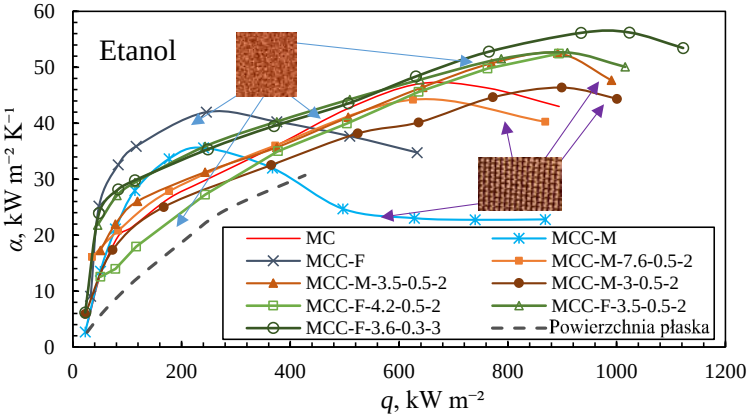
Dla powierzchni płaskiej udział względnych złożonych niepewności standardowych wyznaczania współczynników przejmowania ciepła przy wrzeniu etanolu jest najniższy i mieści się w zakresie od około 2 do 4 %. Na powierzchniach z minikanałami wypełnionymi dodatkowymi strukturami w postaci piany i siatki miedzianej wartości niepewności są wyższe oraz wykazują większy rozrzut niż dla powierzchni płaskiej. Można zauważyć, że przy niższych wartościach α duży wpływ na wartość niepewności ma rodzaj badanej powierzchni. Wraz ze wzrostem współczynnika przejmowania ciepła wartości względnych niepewności stabilizują się w zakresie od około 5 do 7 % w zależności od badanej powierzchni. Najwyższe wartości względnych złożonych niepewności standardowych, wynoszące około 12 % określono dla próbki z całkowicie wypełnionymi minikanałami pianą miedzianą (MCC-F).



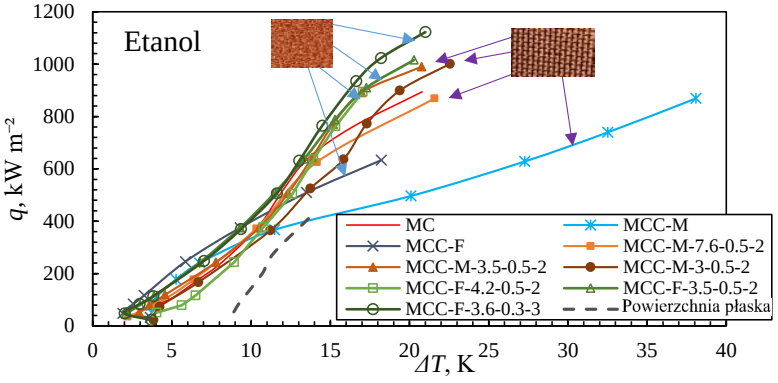
Rysunek 5. Udział względnych złożonych niepewności standardowych wyznaczania współczynników przejmowania ciepła przy wrzeniu etanolu

3. Wyniki

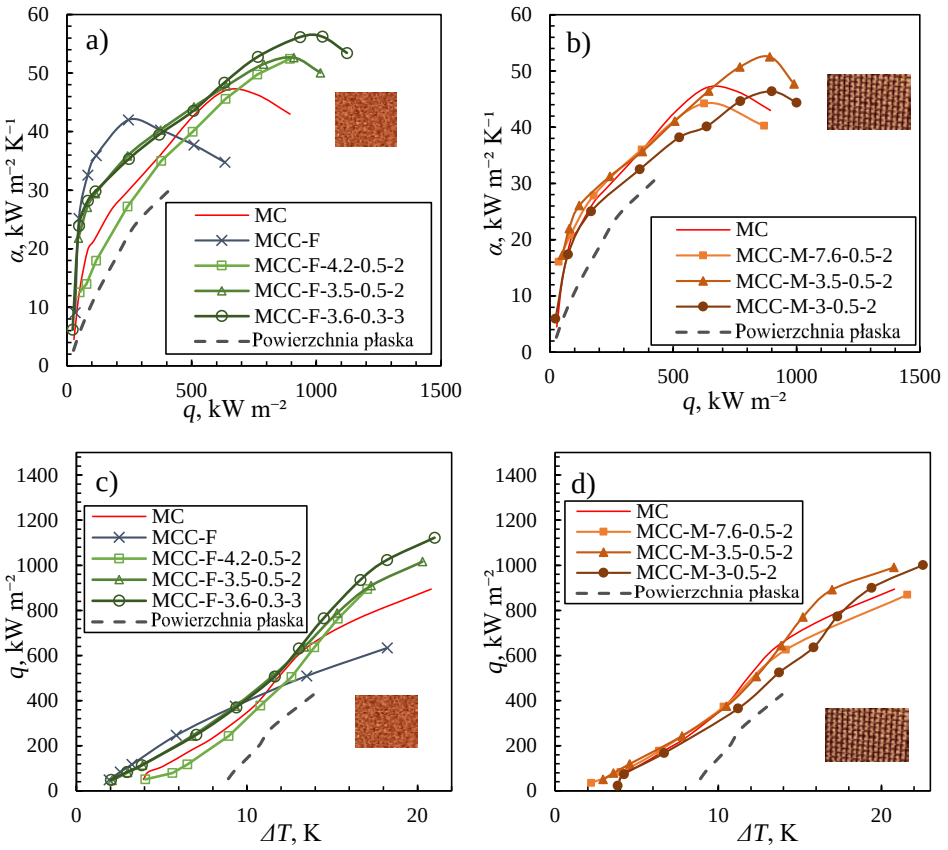
Rysunek 6 przedstawia zależności współczynnika przejmowania ciepła od gęstości strumienia ciepła, natomiast Rysunek 7 zależność współczynnika ciepła przejmowania ciepła od przegrzania dla wszystkich badanych próbek, w których jako ciecz roboczą zastosowano alkohol etylowy. Maksymalną gęstość strumienia ciepła podczas wrzenia etanolu, wynoszącą 1024 kW m^{-2}, uzyskano dla powierzchni MCC-F-3.6-0.3-3, częściowo wypełnionej pianą miedzianą. Zaobserwowano, że ten sposób wypełnienia minikanałów materiałami porowatymi skutkował mniejszymi przyrostami wartości współczynnika przejmowania ciepła w odniesieniu do powierzchni płaskiej niż w przypadku wrzenia wody [28]. Podobne obserwacje związane z większą skutecznością intensyfikacji wymiany ciepła dla wody niż dla etanolu na powierzchniach rozwiniętych zaobserwowano m.in. w [29]. Powierzchnia MCC-F-3.6-0.3-3 z maksymalnym współczynnikiem przejmowania ciepła wynoszącym 56,2 kW m^{-2} K^{-1} zwiększyła go o 80 % w porównaniu do powierzchni płaskiej, ale jedynie o 13 % w porównaniu do MC (minikanały bez wypełnienia). Podobnie jak w przypadku wody destylowanej minikanały wypełnione całkowicie elementami porowatymi charakteryzowały się znacznie gorszą efektywnością pod względem wymiany ciepła niż puste minikanały.



Rys. 6. Zależność współczynnika przejmowania ciepła od gęstości strumienia ciepła



Rys. 7. Zależność gęstości strumienia ciepła od przegrzania



Rysunek 8. Zależność gęstości strumienia ciepła od przegrzania, powierzchnie z minikanałami wypełnione a) spienioną miedzią; b) siatką; zależność gęstości strumienia ciepła od przegrzania, powierzchnie z minikanałami wypełnione: c) spienioną miedzią; d) siatką

Uzyskano maksymalną gęstość strumienia ciepła prawie 2,6 razy większą w porównaniu do powierzchni gładkiej oraz 1,8 razy większą w porównaniu do powierzchni MC. Zmiany współczynnika przejmowania ciepła w funkcji gęstości strumienia ciepła oraz zależność gęstości strumienia ciepła od przegrzania dla powierzchni z dodatkowymi segmentami w postaci siatki i piany miedzianej przedstawiono na Rysunku 8.

Analizując wykresy z krzywymi wrzenia dla etanolu można stwierdzić, że z wyjątkiem powierzchni MCC-F-4.2-0.5-2 różnice przegrzań przy największych gęstościach strumienia ciepła dla próbek częściowo wypełnionych strukturami porowatymi nie przekraczały 3 K, podobnie jak dla minikanałów bez dodatkowych wypełnień. Natomiast w porównaniu do powierzchni płaskiej uzyskano maksymalne zwiększenie przegrzania o 8,5 K (MCC-M-3-0.5-2), co było spowodowane ponad dwukrotnym wzrostem gęstości strumienia ciepła. Powierzchnie z dodatkami elementów porowatych spowodowały również rozpoczęcie wrzenia pęcherzykowego przy niższych przegrzaniach. Pod tym względem najniższe wartości przegrzań otrzymano dla próbek MCC-F-3.6-0.3-3, MCC-M-7.6-0.5-2 i MCC-F (około 2 K), co stanowiło zmniejszenie o około 2 K w stosunku do próbki MC i około 7 K w stosunku do powierzchni gładkiej.

4. Krytyczna gęstość strumienia ciepła w zależności od udziału wypełnienia minikanałów

Badania eksperymentalne z wykorzystaniem różnych powierzchni rozwiniętych pozwoliły zauważyć, że uzyskane współczynniki przejmowania ciepła oraz gęstości strumienia ciepła zależą od stopnia wypełnienia elementami porowatymi. Na Rysunkach 9 i 10 przedstawiono zestawienie najwyższych wartości gęstości strumieni ciepła i współczynnika przejmowania ciepła uzyskanych dla badanych próbek, przy zastosowaniu etanolu jako cieczy roboczej. Największą wartość, 1122 kW m^{-2}, uzyskano dla powierzchni z pianą metalową MCC-F-3.6-0.3-3 przy wypełnieniu 55,5 %. Dane eksperymentalne porównano z zależnościami dostępnymi w literaturze na krytyczną (maksymalną) gęstość strumienia ciepła:

1. Kutateladze [30]:

$$q_{CHF_K} = 0.16 i_{lv}\sqrt{\rho_v}[g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{0.25} \tag{7}$$

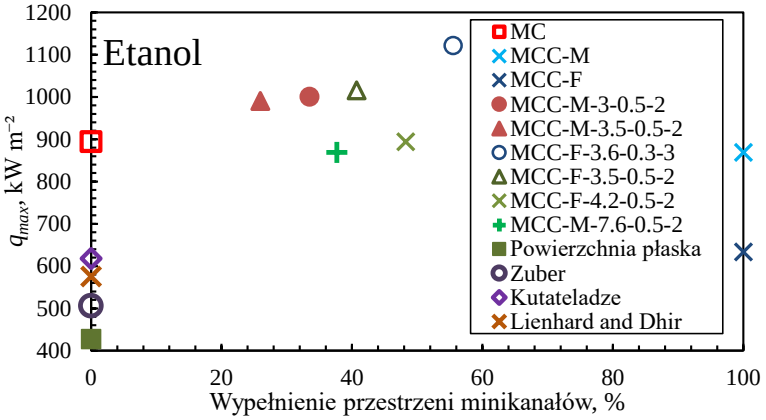
2. Zuber [31]:

$$q_{CHF_Z} = 0.131 i_{lv}\sqrt{\rho_v}[g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{0.25}\left(\frac{\rho_l}{\rho_l+\rho_v}\right)^{0.5} \tag{8}$$

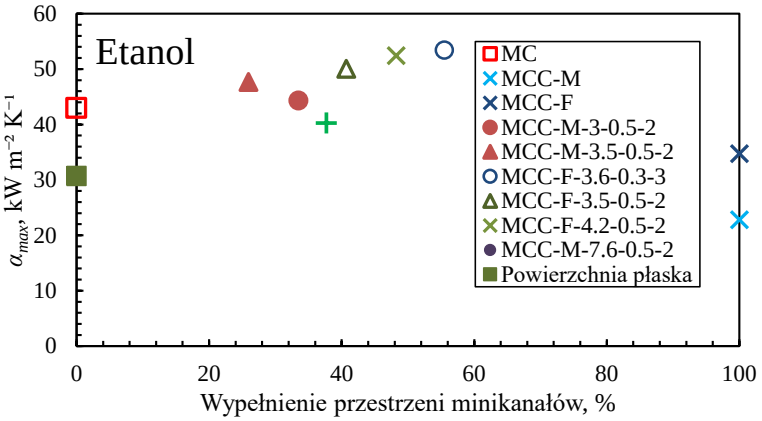
3. Lienhard i Dhir [32]:

$$q_{CHF_{LD}} = 0.149 i_{lv}\sqrt{\rho_v}[g(\rho_l - \rho_v)\sigma]^{0.25} \tag{9}$$

Uzyskane wartości z równań 7-9 odnoszą się jedynie do powierzchni gładkich. Obliczenia według zależności z literatury na krytyczną gęstość strumienia ciepła w porównaniu do wartości dla powierzchni płaskiej z eksperymentów podczas wrzenia etanolu były zawyżone o: 45 % – Kutateladze, 35 % – Lienhard i Dhir oraz 19 % – Zuber.



Rysunek 9. Gęstość strumienia ciepła w stosunku do procentowego wypełnienia minikanałów pianą, bądź siatką z uwzględnieniem zależności literaturowych na maksymalną gęstość strumienia ciepła dla powierzchni płaskiej; płyn roboczy etanol



Rysunek 10. Współczynnik przejmowania ciepła w stosunku do procentowego wypełnienia minikanałów pianą bądź siatką; płyn roboczy etanol

5. Wizualizacja - określenie średnic rosnącego i odrywającego się pęcherza

Na podstawie filmów z cyfrowego aparatu szybkoklatkowego przedstawiono wykresy zmiany średnicy w funkcji czasu dla wybranych próbek (Rysunek 11). Średnice określono metodami opisanymi w [23 i 33]. Zdjęcia wykonano z prędkością 210 klatek na sekundę, co uniemożliwiło uzyskanie mniejszych odstępów czasowych między pomiarami. Próby przewidywania średnicy pęcherzy pary rosnących podczas wrzenia pęcherzykowego w warunkach konwekcji swobodnej, omówiono w [34]. Cole i Shulman zaproponowali równanie wzrostu średnicy pęcherza pary:

$$d = \frac{4\boldsymbol{\phi_k}}{\pi}\mathrm{Ja}\sqrt{\pi a \boldsymbol{\tau}} \tag{10}$$

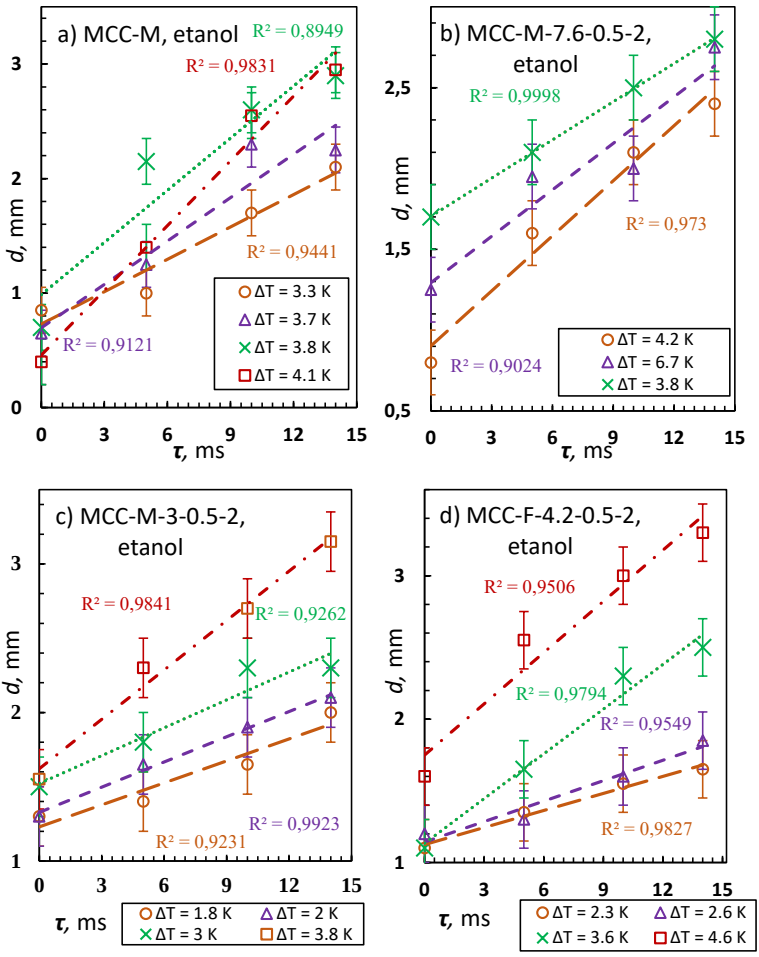
gdzie $\boldsymbol{\tau}$ to czas, s; $\boldsymbol{a}$ to dyfuzyjność cieplna cieczy, m² s^{-1}; $\boldsymbol{\phi_k}$ to współczynnik korekcji kulistości (w literaturze przyjmowany jako 1, $\frac{\pi}{2}$ oraz $\sqrt{3}$). Liczba Jakoba (Ja) została obliczona na podstawie równania:

$$\mathrm{Ja} = \frac{\rho_l c_{pl} \Delta T}{\rho_v i_{lv}} \tag{11}$$

gdzie: c_{pl} – ciepło właściwe cieczy w ciśnieniu atmosferycznym, J kg^{-1} K^{-1};

ΔT – przegrzanie (różnica temperatur między powierzchnią, a temperaturą nasycenia), K;

i_{lv} – ciepło parowania, kJ kg^{-1}; ρ_l – gęstość cieczy, kg m^{-3}; ρ_v – gęstość pary, kg m^{-3}.



Rysunek. 11. Krzywe wzrostu średnicy pęcherza podczas wrzenia etanolu przy: a) całkowitym wypełnieniu minikanałów siatką miedzianą; b) i c) częściowym wypełnieniu minikanałów siatką miedzianą; d) częściowym wypełnieniu minikanałów pianą miedzianą

Dyfuzyjność cieplna cieczy jest określona zależnością:

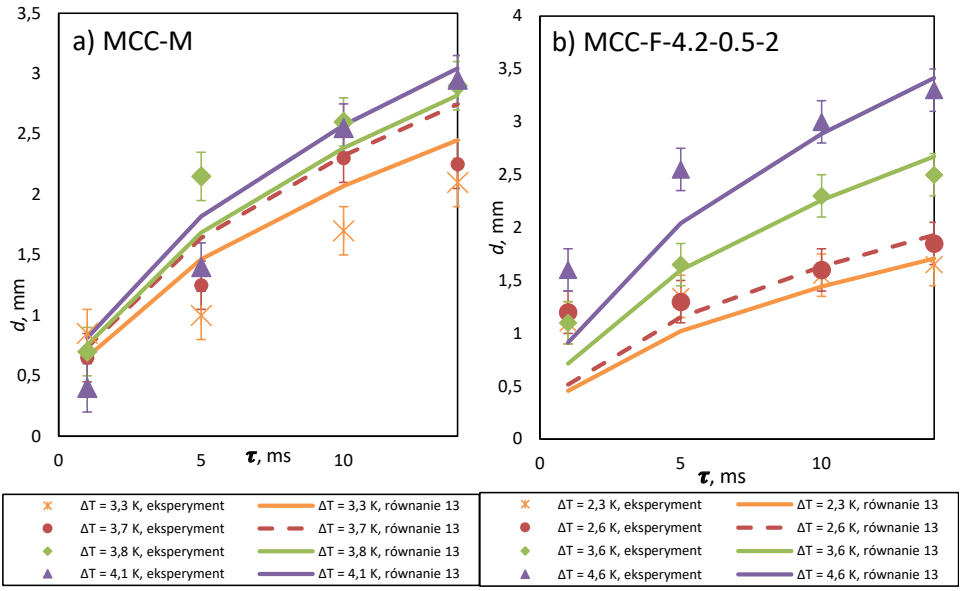
$$a = \frac{\lambda_l}{c_{pl}\rho_l} \tag{12}$$

gdzie: λ_l – przewodność cieplna cieczy, W m^{-1} K^{-1}.

Równanie (10) zostało określone dla powierzchni płaskiej. W celu jego skorelowania dla powierzchni rozwiniętych w postaci minikanałów z dodatkiem elementów porowatych, zaproponowano uzupełnienie równaniem o współczynnik korekcyjny C_{mc}. Zależność (10) przybiera postać:

$$d = C_{mc}\frac{4\boldsymbol{\phi}_K \mathrm{Ja}\sqrt{a\pi\tau}}{\pi} \tag{13}$$

Obliczenia przeprowadzone na podstawie teoretycznej zależności (13) porównano z danymi eksperymentalnymi, uzyskanymi z wizualizacji pęcherzy podczas wrzenia, dla wybranych próbek. Do określania średnic pęcherzy posłużono się zdjęciami wykonanymi w trakcie eksperymentów. Jako wymiar odniesienia skali przy pomiarze średnic pęcherzy przyjęto podziałkę minikanałów (p), której błąd pomiaru wynosił 0,1 mm. Uwzględniono również ograniczenia wynikające z rozdzielczości zdjęć (480 × 360 px przy 210 klatkach/s) oraz niejednoznaczność wyznaczania konturu pęcherza na obrazach. Jako dokładność odczytu wymiaru pęcherza z obrazu przyjęto wartość ±0,2 mm (Rysunek 12).



Rys. 12. Porównanie zmian średnic rosnącego pęcherza dla wybranych próbek: a) MCC-M i b) MCC-F-4.2-0.5-2 podczas wrzenia etanolu z zależnością 13; zastosowano współczynnik korekcyjny C_{mc}=4

Odchylenia wartości teoretycznych wg zależności (13) od eksperymentu wynosiły do 20 % dla powierzchni MCC-M oraz do 41 % dla powierzchni MCC-F-4.2-0.5-2.

Podsumowanie

Częściowe wypełnienie minikanałów strukturami porowatymi, takimi jak siatki lub piana miedziana, znacząco ukierunkowuje przepływ cieczy w tych kanałach. Tego rodzaju modyfikacja sprzyja poprawie przepływu cieczy, gdyż materiał porowaty zasysa ją do swoich porów. Jednocześnie w szczelinach pomiędzy elementami materiału porowatego zachodzą procesy tworzenia, wzrostu i przemieszczania się pęcherzyków. Całkowite wypełnienie minikanałów strukturami porowatymi, jak siatki czy piana miedziana, intensyfikuje przepływ cieczy, ale utrudnia odprowadzanie pary, co skutkuje zmniejszeniem częstotliwości tworzenia się pęcherzy. Analiza krzywych eksperymentalnych dla badanych powierzchni wykazała, że częściowe wypełnienie intensyfikuje współczynnik przejmowania ciepła w porównaniu do próbki MC oraz powierzchni gładkich przy wrzeniu etanolu. Natomiast całkowite wypełnienie

minikanałów pianą miedzianą znacznie obniża gęstość strumienia ciepła i współczynnik przejmowania ciepła.

Na podstawie badań eksperymentalnych oraz przeglądu literatury można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Niewielkie zmiany struktury powierzchni rozwiniętej (np. układ wypełnień porowatych, ich rodzaj, bądź ilość w minikanałach) mogą znacząco poprawić gęstość strumienia ciepła lub współczynnik przejmowania ciepła.
2. Przeprowadzone eksperymenty pokazują, że w określonych warunkach wypełnienia w postaci piany miedzianej, bądź siatki miedzianej mogą znacznie poprawić krytyczną (maksymalną) gęstość strumienia ciepła.
3. Przestrzenie pomiędzy wypełnieniami porowatymi pozwoliły w większości przypadków na efektywniejsze uwalnianie pary podczas przemiany fazowej cieczy przez co uzyskano znaczną poprawę zarówno krytycznej gęstości strumienia ciepła, jak i współczynnika przejmowania ciepła.
4. Zmodyfikowana współczynnikiem korekcyjnym C_{mc} zależność Cole'a i Shulmana, pozwoliła na określenie zmian średnicy rosnącego pęcherza podczas wrzenia etanolu na powierzchniach rozwiniętych z minikanałami oraz dodatkowymi elementami porowatymi przy maksymalnych odchyleniach wynoszących do 20 % dla powierzchni MCC-M oraz do 41 % dla powierzchni MCC-F-4.2-0.5-2.

Podziękowania

Praca powstała w wyniku realizacji projektu badawczego o nr 2025/57/N/ST8/00762 finansowanego ze środków Narodowego Centrum Nauki, który uzyskał finansowanie w ramach konkursu „PRELUDIUM-24"

This research was funded in whole or in part by National Science Centre, Poland, no. 2025/57/N/ST8/00762. For the purpose of Open Access, the author has applied a CC-BY public copyright license to any Author Accepted Manuscript (AAM) version arising from this submission

Oznaczenia

b	bok kwadratowej próbki (m)	T_{pg}	temperatura powierzchni grzejnej (K)
C_{mc}	współczynnik korekcyjny (-)	α	współczynnik przejmowania ciepła (W m^{-2} K^{-1})
c_{pl}	ciepło właściwe etanolu w fazie ciekłej (J kg^{-1} K^{-1})	$\boldsymbol{a}$	dyfuzyjność cieplna (m^2 s^{-1})
d	średnica pęcherza (m)	α_{max}	najwyższy współczynnik przejmowania ciepła (W m^{-2} K^{-1})
d_{cyl}	średnica miedzianego walca (m)	ΔT	przegrzanie (K)
g	przyspieszenie ziemskie (m s^{-2})	λ_{Cu}	przewodnośc miedzi (W m^{-1} K^{-1})
i_{lv}	entalpia parowania ciecz – para (kJ kg^{-1})	λ_{Sn}	przewodność cyny (W m^{-1} K^{-1})
Ja	liczba Jakoba (-)	ρ_l	gęstość etanolu w fazie ciekłej (kg m^{-3})
w	szerokość minikanału (m)	p	podziałka (-)
δ_{bs}	odległość od osi termoelementu do dna minikanałów (m)	ρ_v	gęstość pary etanolu (kg m^{-3})
δ_{sn}	odległość między walcem grzejnym, a próbką, wypełniona cyną (m)	λ_l	przewodność cieplna cieczy etanolu (W m^{-1} K^{-1})
q	gęstość strumienia ciepła (W m^{-2})	σ	napięcie powierzchniowe (N m^{-1})
q_{max}	krytyczna gęstość strumienia ciepła (W m^{-2})	$\boldsymbol{\tau}$	czas (s)

T	temperatura (K)	ϕ_k	współczynnik korekcji kulistości (-)
δ_p	grubość elementów porowatych (m)	h	głębokość minikanału
T_{pb}	temperatura pod próbką (K)		

Bibliografia

[1] Mościcki, I., Broder, J. (1926). Nowe badania „sferoidalnego stanu" cieczy wobec ogrzewanych powierzchni metali. *Roczniki Chem., 6(9)*, 321-354.
[2] McAdams, W. H., Kennel, W. E., Minden, C. S., Carl, R., Picornell, P. M., Dew, J. E. (1949). Heat Transfer at High Rates to Water with Surface Boiling. *Industrial and Engineering Chemistry, 41(9)*, 1945– 1953.
[3] Pioro, I. L., Rohsenow, W., Doerffer, S. S. (2004). Nucleate pool-boiling heat transfer. I: review of parametric effects of boiling surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 47(23)*, 5033–5044. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.06.019
[4] Jakob, M., Fritz, W. (1931). Versuche über den verdampfungsvorgang. *Forschung Auf Dem Gebiete Des Ingenieurwesens, 2(12)*, 435–447. https://doi.org/10.1007/BF02578808
[5] Kurihara, H. M., Myers, J. E. (1960). The effects of superheat and surface roughness on boiling coefficients. *AIChE Journal, 6(1)*, 83–91. https://doi.org/10.1002/aic.690060117
[6] Luke, A. (1997). Pool boiling heat transfer from horizontal tubes with different surface roughness. *International Journal of Refrigeration, 20(8),* 561–574. https://doi.org/10.1016/S0140-7007(97)00062-5
[7] Kim, J., Jun, S., Lee, J., Godinez, J., You, S. M. (2017). Effect of Surface Roughness on Pool Boiling Heat Transfer of Water on a Superhydrophilic Aluminum Surface. *Journal of Heat Transfer, 139(10).* https://doi.org/10.1115/1.4036599
[8] Ullah, M. Z., Ma, Y., Ahmad, A. A., Liu, M. (2025). Pool boiling enhancement on micro- and nano-structured surfaces and fouling mitigating strategies - A review. International Journal of *Heat and Mass Transfer, 238*, 126458. https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2024.126458
[9] Wójcik, T. M., Kaniowski, R., Mroczek, P. J. (2005). Wizualizacja wrzenia na mikropowierzchniach rozwiniętych. *Pomiary Automatyka Kontrola, 5*, 31-35
[10] Pastuszko, R., Kaniowski, R., Dadas, N., Bedla-Pawlusek, M. (2021). Pool boiling enhancement and a method of bubble diameter determination on surfaces with deep minichannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 179*. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121713
[11] Misale, M., Bergles, A. E. (1997). The Influence of Channel Width on Natural Convection and Boiling Heat Transfer from Simulated Microelectronic Components. *Experimental Thermal and Fluid Science, 14,* 187-193.
[12] Xia, C., Guo, Z., Hu, W., (1992). Mechanism of Boiling Heat Transfer in Narrow Channels., *Two Phase Flow and Heat Transfer, 197*, 111-119.
[13] Xia, C., Hu, W., Guo, Z. (1996). Natural convective boiling in vertical rectangular narrow channels. *Experimental Thermal and Fluid Science, 12(3)*, 313–324. https://doi.org/10.1016/0894-1777(95)00083-6
[14] Passos, J. C., Hirata, F. R., Possamai, L. F. B., Balsamo, M., Misale, M. (2004). Confined boiling of FC72 and FC87 on a downward facing heating copper disk. *International Journal of Heat and Fluid Flow, 25(2)*, 313–319. https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2003.11.016
[15] Passos, J. C., Possamai, L. F. B., Hirata, F. R. (2005). Confined and unconfined FC72 and FC87 boiling on a downward-facing disc. *Applied Thermal Engineering, 25(16)*, 2543–2554.

[16] Misale, M., Guglielmini, G., Priarone, A. (2011). Nucleate boiling and critical heat flux of HFE-7100 in horizontal narrow spaces. *Experimental Thermal and Fluid Science, 35(5)*, 772–779. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.06.009
[17] Stutz, B., Lallemand, M., Raimbault, F., Passos, J. (2009). Nucleate and transition boiling in narrow horizontal spaces. *Heat and Mass Transfer/Waerme- Und Stoffuebertragung, 45(7)*, 929–935. https://doi.org/10.1007/s00231-007-0325-9
[18] Wang, Y. Q., Luo, J. L., Heng, Y., Mo, D. C., Lyu, S. S. (2018). Wettability modification to further enhance the pool boiling performance of the micro nano bi-porous copper surface structure. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 119*, 333–342.
[19] Mo, D. C., Yang, S., Luo, J. L., Wang, Y. Q., Lyu, S. S. (2020). Enhanced pool boiling performance of a porous honeycomb copper surface with radial diameter gradient. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 157.* https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119867
[20] Ha, M., Graham, S. (2019). Pool boiling enhancement using vapor channels in microporous surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 143*. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118532
[21] Zhang, K., Bai, L., Lin, G., Jin, H., Wen, D. (2019). Experimental study on pool boiling in a porous artery structure. *Applied Thermal Engineering, 149*, 377–384. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.089
[22] Deng, D., Feng, J., Huang, Q., Tang, Y., Lian, Y. (2016). Pool boiling heat transfer of porous structures with reentrant cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 99*, 556–568. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.04.015
[23] Dadas, N., Pastuszko, R., Kaniowski, R. (2022). Porównanie intensywności wymiany ciepła podczas wrzenia wody na powierzchniach rozwiniętych. Postępy w badaniach wymiany ciepła i masy, 23-31, https://doi.org/10.24427/978-83-67185-30-1_3
[24] Dadas, N., Pastuszko, R., Kaniowski, R. (2022). Pool boiling heat transfer on minichannels with porous structure. *EPJ Web of Conferences*, *264*, 01010. https://doi.org/10.1051/epjconf/202226401010
[25] Kaniowski, R., Pastuszko, R. (2021). Pool boiling of water on surfaces with open microchannels. *Energies, 14(11)*. https://doi.org/10.3390/en14113062
[26] Jaikumar, A., Kandlikar, S. G. (2015). Enhanced pool boiling heat transfer mechanisms for selectively sintered open microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 88, 652–661.* https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.04.100
[27] Dadas, N. (2025), Wrzenie wody na powierzchniach rozwiniętych z uwzględnieniem niepewności pomiarowych, MKM 2025, LVII Międzyuczelniana Konferencja Metrologów. Materiały Konferencyjne, 53-62. https://doi.org/10.21008/b.978-83-7775-811-3.4
[28] Dadas, N., Pastuszko, R., Kaniowski, R. (2022). Porównanie intensywności wymiany ciepła podczas wrzenia wody na powierzchniach rozwiniętych. Postępy w badaniach wymiany ciepła i masy, Politechnika Białostocka, 23-31.
http://doi.org/10.24427/978-83-67185-30-1_3
[29] Orman, Ł. J., Radek, N., Pietraszek, J., Szczepaniak, M. (2020). Analysis of Enhanced Pool Boiling Heat Transfer on Laser—Textured Surfaces. Energies, 13(11), 2700. https://doi.org/10.3390/en13112700
[30] Liang, G., Mudawar, I. (2018). Pool boiling critical heat flux (CHF) – Part 1: Review of mechanisms, models, and correlations. International Journal of Heat and Mass Transfer, 117, 1352–1367.

[31] Zuber, N. (1963). Nucleate Boiling. The Region of Isolated Bubbles and the Similarity with Natural Convection. International Journal of Heat and Mass Transfer, 6, 53–78.
[32] Lienhard, J. H., Dhir, V. K. (1973). Hydrodynamic Prediction of Peak Pool-boiling Heat Fluxes from Finite Bodies. Journal of Heat Transfer, 95(2), 152–158. https://doi.org/10.1115/1.3450013
[33] Pastuszko, R., Kaniowski, R., Dadas, N., & Bedla-Pawlusek, M. (2021). Pool boiling enhancement and a method of bubble diameter determination on surfaces with deep minichannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *179*, 121713.
https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121713
[34] Cole, R., & Shulman, H. L. (1966). Bubble growth rates at high Jakob numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *9*(12), *1377–1390. https://doi.org/10.1016/0017-9310(66)90135-9*

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_43

Badania eksperymentalne oraz symulacje CFD przepływu i wymiany ciepła w minikanale pierścieniowym

KRZYSZTOF GALISZEWSKI[1], MAGDALENA PIASECKA[1], PAWEŁ ŁABĘDZKI[2], BEATA MACIEJEWSKA[2]

[1] Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn
[2] Politechnika Świętokrzyska, Wydział Zarządzania i Modelowania Komputerowego
[1,2] al.Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce
[1] e-mail: kgaliszewski@tu.kielce.pl

Słowa kluczowe: wymiana ciepła, przepływ, minikanał, eksperyment, CFD, walidacja

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych oraz obliczeń numerycznych przepływu i wymiany ciepła w minikanale pierścieniowym. Ze względu na geometrię szczeliny i krzywiznę powierzchni w kanale pierścieniowym występują niejednorodne rozkłady prędkości i temperatury, co zwiększa wymagania dotyczące poprawnego zdefiniowania warunków brzegowych oraz uwzględnienia strat ciepła podczas porównań eksperyment – CFD.

Część eksperymentalna obejmowała pomiar, a także rejestrację temperatury i ciśnienia płynu na wlocie i wylocie oraz masowego natężenia przepływu. Strumień ciepła wyznaczano na podstawie parametrów zasilania układu grzejnego. Na podstawie danych doświadczalnych przygotowano model CFD w programie Simcenter STAR-CCM+ odwzorowujący geometrię kanału pierścieniowego i warunki pracy stanowiska. Model obejmował sprzężone obliczenia przepływu i przewodzenia ciepła w ściankach, z zadanym strumieniem ciepła na powierzchni grzejnej oraz warunkami wlotowymi i wylotowymi wynikającymi z pomiarów. Omówiono dobór warunków brzegowych, modeli fizycznych oraz sposób uwzględnienia strat ciepła do otoczenia. Zastosowano strategię siatkowania ukierunkowaną na poprawne odwzorowanie warstwy przyściennej w szczelinie pierścieniowej oraz przeprowadzono analizę wrażliwości wyników na zagęszczenie siatki.

Walidację obliczeń numerycznych przeprowadzono poprzez porównanie wyników z danymi eksperymentalnymi (pomiar temperatury płynu na wylocie oraz ciśnienia na wlocie kanału). Dodatkowo kontrolowano spójność bilansu energii na podstawie mocy doprowadzanej i przyrostu entalpii płynu. Zestawienie wyników pozwoliło ocenić zdolność modelu CFD do odwzorowania zjawisk cieplno-przepływowych w kanale pierścieniowym oraz zidentyfikować czynniki najbardziej wpływające na rozbieżności, w tym przede wszystkim parametry siatki (zagęszczenie w szczelinie i przy ściankach, jakość elementów, odwzorowanie warstwy przyściennej) oraz sposób zadania strumienia ciepła i uwzględnienia strat do otoczenia.

Wstęp

Pierścieniowe wymienniki ciepła, w których cylindryczny element jest chłodzony przepływem płynu w szczelinie pierścieniowej, znajdują zastosowanie w wielu obszarach inżynierii. Przykładami takich zastosowań są układy chłodzenia prętów paliwowych w energetyce jądrowej, gdzie przepływ chłodziwa wokół cylindra umożliwia efektywne odprowadzanie ciepła [1], a także mikroreaktory chemiczne, w których przepływ w wąskiej szczelinie pierścieniowej pozwala na intensyfikację wymiany ciepła i masy oraz precyzyjną kontrolę przebiegu reakcji [2].

Zagadnienie przepływu i wymiany ciepła w kanałach pierścieniowych było szeroko badane eksperymentalnie, zarówno dla kanałów o wymiarach konwencjonalnych, jak i dla wąskich szczelin pierścieniowych (minikanałów). W pracy [3] przeprowadzono badania turbulentnego przepływu wody w gładkich, współosiowych kanałach pierścieniowych, obejmujące szeroki zakres liczb Reynoldsa oraz różne stosunki średnic. Na podstawie wyników eksperymentalnych zaproponowano zależność kryterialną pozwalającą na wyznaczanie liczby Nusselta z uwzględnieniem geometrii kanału.

W kolejnych badaniach skupiono się na wąskich szczelinach pierścieniowych. Autorzy pracy [4] analizowali przepływ wody w miniszczelinie o średnicy hydraulicznej rzędu kilku milimetrów, wykazując wcześniejsze przejście do turbulencji oraz istotny wpływ geometrii na intensywność wymiany ciepła. Wykazano również, że w wąskich szczelinach możliwa jest intensyfikacja wymiany ciepła w porównaniu z kanałami o większych wymiarach.

Najnowsze prace obejmują zarówno badania eksperymentalne, jak i ich uzupełnienie modelowaniem numerycznym. W pracy [5] przeprowadzono analizę jednofazowego przepływu wody w poziomym minikanale pierścieniowym, wykazując wzrost liczby Nusselta wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa i strumienia ciepła oraz wyższe wartości współczynników przejmowania ciepła w porównaniu do kanałów konwencjonalnych. Wyniki te potwierdzają istotny wpływ małej szerokości szczeliny pierścieniowej na charakter przepływu i efektywność wymiany ciepła.

W modelowaniu przepływu i wymiany ciepła w minikanałach szeroko stosowane są narzędzia CFD, takie jak ANSYS Fluent, Simcenter STAR-CCM+, OpenFOAM i inne. Umożliwiają one analizę ustalonego przepływu, wyznaczanie współczynników przejmowania ciepła oraz ocenę wpływu geometrii kanału i warunków brzegowych na charakter przepływu.

ANSYS Fluent jest jednym z najczęściej stosowanych narzędzi w analizie zagadnień cieplno-przepływowych. Przykładowo w pracy [6] przeprowadzono trójwymiarowe symulacje przepływu w minikanale z elementami intensyfikującymi mieszanie, analizując rozkłady prędkości, temperatury oraz wartości liczby Nusselta.

Simcenter STAR-CCM+ znajduje zastosowanie w analizach sprzężonego przepływu i wymiany ciepła w minikanałach. W pracy [7–9] przeprowadzono eksperymentalno-numeryczne badania przepływu i wymiany ciepła w minikanałowym wymienniku ciepła, w których model CFD pozwolił na wyznaczenie lokalnych współczynników przejmowania ciepła oraz ocenę wpływu parametrów przepływu i geometrii.

Z kolei OpenFOAM jako narzędzie otwarte umożliwia modelowanie sprzężonych zagadnień przepływu i przewodzenia ciepła. W pracy [10] przeprowadzono analizę konwekcyjnej wymiany ciepła w wymienniku chłodzącym, wykazując wpływ struktury przepływu oraz modelu turbulencji na rozkłady temperatury i efektywność chłodzenia przeprowadzono numeryczne badania przepływu w minikanale z elementami generującymi wiry, wykazując wzrost intensywności wymiany ciepła przy jednoczesnym wzroście oporów przepływu.

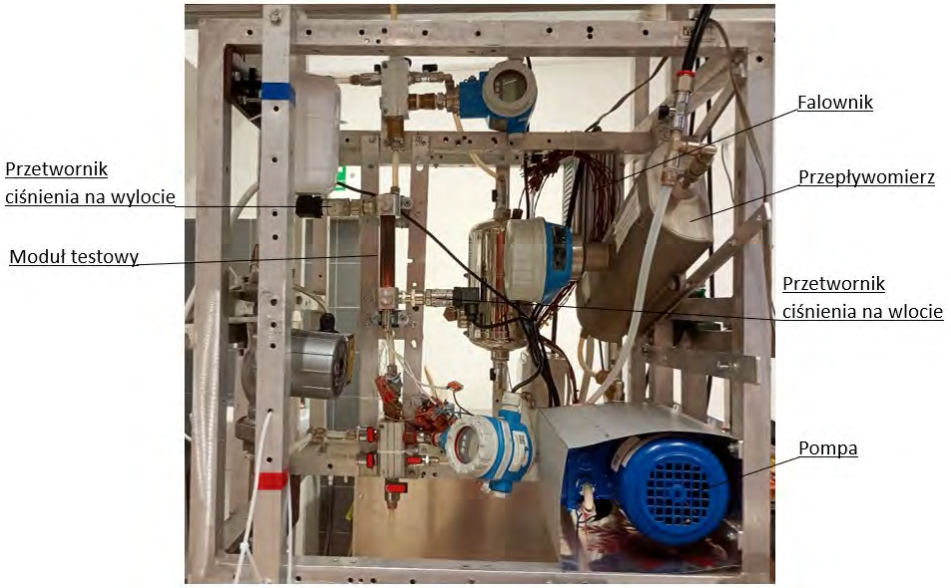
W niniejszej pracy połączono wyniki badań eksperymentalnych przepływu płynu chłodniczego w minikanale pierścieniowym z symulacjami numerycznymi przeprowadzonymi w środowisku Simcenter STAR-CCM+, wersja 2020.2.1 Build 15.04.010

Porównanie wartości temperatury płynu na wylocie, bilansu energii oraz charakteru zmian temperatury wzdłuż kanału wykazało zgodność modelu CFD z wynikami eksperymentalnymi na poziomie wystarczającym do dalszej analizy jakościowej pól cieplno-przepływowych.

1. Eksperyment

1.1. Stanowisko eksperymentalne

Stanowisko badawcze (Rysunek 1.) przeznaczone jest do analizy zjawisk cieplno-przepływowych zachodzących podczas wymuszonego obiegu czynnika chłodzącego w minikanale o geometrii pierścieniowej. Układ pomiarowy składa się z obiegu cyrkulacyjnego płynu roboczego (woda destylowana), którego najważniejszy element stanowi moduł testowy z minikanałem pierścieniowym, układu zasilania oraz systemu akwizycji i przetwarzania danych pomiarowych.

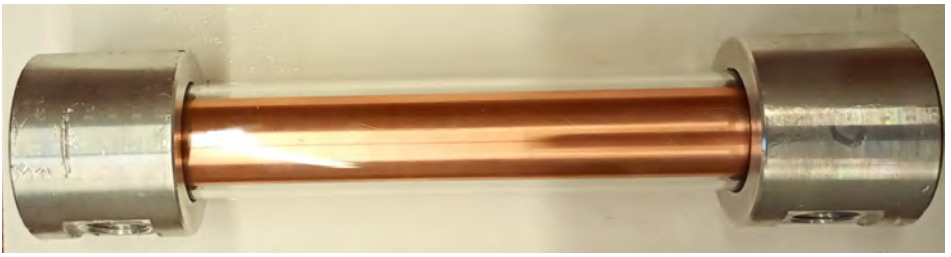


Rysunek 1. Stanowisko badawcze. Źródło: opracowanie własne.

Główny obieg czynnika wymuszany jest za pomocą pompy zębatej (przepływowej) firmy Tuthill, model DGS.99EEET2MM00000, której prędkość obrotowa sterowana jest przez falownik w celu precyzyjnego uzyskania założonego strumienia przepływu. W skład obiegu cyrkulacyjnego wchodzą kolejno: moduł testowy, układ filtracji oraz przepływomierz masowy Coriolisa Endress+Hauser Promass A., wykonany ze stali 1.4539/904L, przystosowany do maksymalnego przepływu 450 kg/h. Przepływomierz ten charakteryzuje się wysoką dokładnością pomiaru. Maksymalny błąd pomiarowy dla cieczy wynosi ±0,1 % wartości mierzonej.

W module testowym (Rysunek 2.) wytworzono minikanał pierścieniowy o szerokości szczeliny 1,2 mm i długości 110 mm, usytuowany pomiędzy dwiema ustawionymi współosiowo powierzchniami cylindrycznymi. Średnica hydrauliczna minikanału wynosi 0,0024 m. Zewnętrzna rura osłonowa umożliwia optyczną obserwację struktury przepływu. Wykonana jest ze szkła borokrzemowego o średnicy zewnętrznej 24 mm i grubości ścianki 1,8 mm. Wewnętrzna rura metalowa wykonana jest

z miedzi. Jej średnica zewnętrzna wynosi 18 mm, a grubość ścianki 1,5 mm. Powierzchnia zewnętrzna rury styka się bezpośrednio z przepływającym w minikanale czynnikiem roboczym - wodą destylowaną.



Rysunek 2. Moduł testowy. Źródło: opracowanie własne.

Ciepło do układu dostarczane jest poprzez grzałkę patronową o średnicy 15 mm i całkowitej długości 130 mm, umieszczoną współosiowo wewnątrz miedzianej rury. Element grzejny stanowi oporowy drut z kantalu (stopu żelaza i chromu), nawinięty na ceramiczny rdzeń wzdłuż osi grzałki i umieszczony jest w centralnej jej części na długości 110mm. Całość zamknięta jest w rurze osłonowej wykonanej z aluminium, a przestrzeń pomiędzy rdzeniem a osłoną wypełniono silnie zagęszczonym materiałem izolacyjnym w postaci proszku tlenku krzemu. Taka konstrukcja umożliwia generowanie wysokich strumieni ciepła ze stosunkowo niewielkiej powierzchni roboczej. Do sterowania mocą dostarczaną do elementu grzejnego wykorzystuje się programowalne źródło prądowo-napięciowe GW Instek ACR-2100 (Rysunek 3.). W skład modułu badawczego wchodzą również specjalnie zaprojektowane korpusy wlotowy i wylotowy, w których zamontowano czujniki temperatury oraz przetworniki ciśnienia, umożliwiające pomiar parametrów czynnika roboczego bezpośrednio przed wlotem do minikanału oraz na wylocie z kanału.



Rysunek 3. Źródło prądowo-napięciowe. Źródło: opracowanie własne.

Do monitorowania parametrów pracy stanowiska oraz rejestracji wyników eksperymentów wykorzystuje się zaawansowaną aparaturę pomiarową. Temperatura płynu mierzona jest na wlocie i wylocie minikanału za pomocą termopar typu T (miedź–konstantan), umieszczonych w strumieniu przepływającego czynnika chłodzącego wewnątrz korpusów wlotowego i wylotowego. Zgodnie z normą PN-EN 60584-1, termopary typu T w klasie dokładności 1 charakteryzują się tolerancją pomiaru wynoszącą ±0,5 °C w zakresie od -40 °C do +125 °C, co zostało także potwierdzone przeprowadzonymi pomiarami kalibracyjnymi. Na wlocie i wylocie modułu testowego, w tych samych

korpusach, zainstalowane są dwa przetworniki ciśnienia względnego WIKA S-10 o zakresie pomiarowym od 0 do 6 barów, cechujące się dokładnością na poziomie ±0,5 % zakresu pomiarowego.

Wszystkie sygnały pomiarowe zbierane są przez wielokanałowy rejestrator midi LOGGER GL840 firmy GRAPHTEC (Rysunek 4.). Urządzenie to zapewnia ciągłą rejestrację danych w funkcji czasu z częstotliwość próbkowania co 1 sekundę, co pozwoliło na szczegółową analizę zjawisk zachodzących w minikanale. Ponieważ rejestrator GL840 przyjmuje wyłącznie sygnały napięciowe, sygnały prądowe pochodzące z wybranych przyrządów zostały uprzednio przekonwertowane na sygnały napięciowe za pomocą precyzyjnych rezystorów o bardzo wysokiej dokładności, wynoszącej 0,005 %.



Rysunek 4. Stacja akwizycji danych. Źródło: opracowanie własne.

1.2. Procedura badawcza

Procedurę eksperymentalną rozpoczynano od odpowietrzenia układu przepływowego za pomocą zainstalowanego w instalacji odpowietrznika. Po usunięciu powietrza z obiegu i uzyskaniu jednorodnego przepływu czynnika doprowadzano układ do warunków stabilnych. Następnie realizowano proces podgrzewania czynnika roboczego, a ustalenie ciśnienia w układzie uzyskiwano poprzez ograniczenie objętości czynnika zamkniętej w przestrzeni roboczej. Po osiągnięciu pełnej stabilizacji parametrów termicznych i hydraulicznych przystępowano do rejestracji wyników pomiarów.

1.3. Podstawowe wielkości cieplno-przepływowe

Eksperymenty przeprowadzono dla zadanego przepływu masowego w warunkach jednofazowej konwekcji wymuszonej. Do dalszej analizy i symulacji numerycznych wybrano jedną nastawę mocy grzewczej, zarejestrowaną w trakcie serii pomiarowej. Podstawowe parametry cieplno-przepływowe odpowiadające tej konfiguracji zestawiono w Tabeli 1.

Tabela 1. Wielkości cieplno-przepływowe dla nastawy prądowej wybranej z serii eksperymentalnej

Wielkość	Wartość	Jednostka
Obieg cyrkulacyjny płynu roboczego (woda destylowana)		
Masowe natężenie przepływu	0,00245	kg/s
Temperatura płynu na wlocie	331,05	K
Temperatura płynu na wylocie	351,60	K
Nadciśnienie płynu na wlocie	0,046605	MPa
Nadciśnienie płynu na wylocie	0,04373	MPa
Moc grzewcza (dostarczana do grzałki)	200	W
Gęstość strumienia ciepła	32152,51	W/m^2
Liczba Reynoldsa	197	-

Wielkość	Wartość	Jednostka
Otoczenie (pomieszczenie laboratorium)		
Ciśnienie atmosferyczne	0,0975	MPa
Temperatura powietrza	295,2	K

Źródło: opracowanie własne

1.4. Bilans energii dla modułu pomiarowego

Spójność uzyskanych danych eksperymentalnych oceniono na podstawie bilansu energii dla modułu pomiarowego. W tym celu porównano moc cieplną dostarczaną przez grzałkę z przyrostem entalpii przepływającego płynu, wyznaczonym z zależności [11]:

$$Q = \dot{m}\, c_p\, (T_{out} - T_{in}) \tag{1}$$

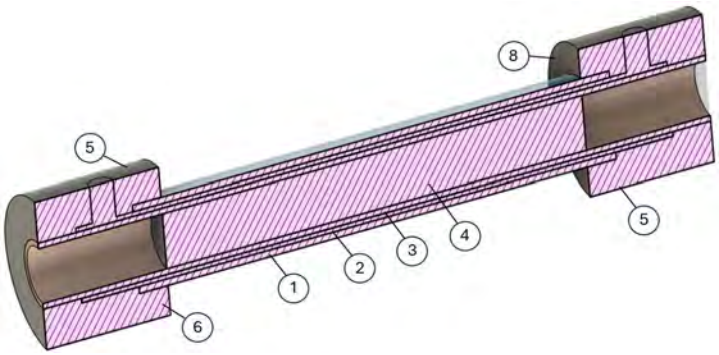
gdzie Q oznacza moc cieplną, $\dot{m}$ natężenie masowe przepływu, natomiast T_{in}, T_{out} są temperaturami płynu odpowiednio na wlocie i wylocie. Na podstawie pomiarów (Tabela 1), w oparciu o wzór (1), uzyskano wartość mocy równą 208,9 W, podczas gdy nominalna moc grzałki wynosiła 200 W. Różnica ta mieści się w granicach niepewności pomiarowej. Szacując błąd względny wyznaczenia mocy Q metodą różniczki zupełnej, z uwzględnieniem niepewności pomiaru natężenia przepływu oraz temperatury, otrzymano wartość rzędu 5%. Oznacza to, że uzyskana zgodność bilansu energii pozostaje na akceptowalnym poziomie i potwierdza wiarygodność przeprowadzonych pomiarów.

2. Obliczenia CFD

2.1. Model numeryczny

W celu analizy przepływu i wymiany ciepła w minikanale pierścieniowym opracowano trójwymiarowy model numeryczny w środowisku Simcenter STAR-CCM+. Model odwzorowuje rzeczywistą geometrię stanowiska badawczego i umożliwia wyznaczenie rozkładów temperatury, prędkości oraz ciśnienia, a także lokalnych współczynników przejmowania ciepła.

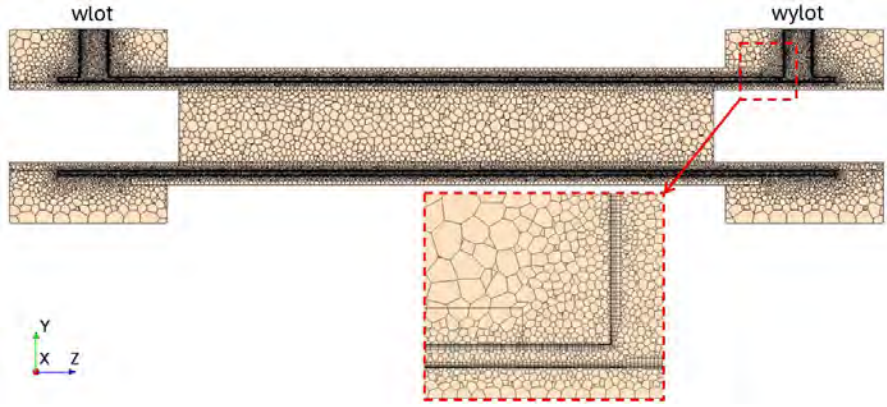
Geometria obliczeniowa (Rysunek 5.) obejmuje pionowy kanał pierścieniowy utworzony pomiędzy cylindryczną powierzchnią wewnętrzną oraz zewnętrzną rurą szklaną. Model zawiera również odcinki wlotowy i wylotowy, co pozwala ograniczyć wpływ warunków brzegowych na obszar główny przepływu. Geometrię przygotowano w programie CAD i zaimportowano do środowiska obliczeniowego.



Rysunek 5. Geometria modelu. 1 – rura szklana, 2 – minikanał pierścieniowy, 3 – rura miedziana, 4 – grzałka, 5 –korpus wlotowy, 6 – korpus wylotowy, 7 –wlot, 8 –wylot. Źródło: opracowanie własne.

2.2. Siatka obliczeniowa

Siatkę obliczeniową (Rysunek 6.) wygenerowano jako siatkę wielościenną (polyhedral), z lokalnym zagęszczeniem w obszarach przyściennych oraz w warstwie przyściennej. Dodatkowo zastosowano warstwy pryzmatyczne przy ścianach w celu poprawnego odwzorowania gradientów temperatury i prędkości.



Rysunek 6. Siatka obliczeniowa. Źródło: opracowanie własne.

2.3. Równania rządzące, warunki brzegowe

W obliczeniach wyznaczano ustalone pola prędkości, ciśnienia i temperatury poprzez rozwiązanie metodą objętości skończonych równań zachowania masy, pędu i energii w domenie płynu oraz równania przewodzenia ciepła w domenach ciał stałych. Przyjęto przepływ jednofazowy, laminarny. W domenie płynu Ω_f rozwiązywano układ równań obejmujący równania zachowania masy, pędu i energii [11,12]:

$$\nabla \cdot (\varrho\, \boldsymbol{u}) = 0, \tag{2}$$

$$\nabla \cdot \left(\varrho\, \boldsymbol{u}\, \boldsymbol{u}^{\mathrm{T}}\right) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \varrho\, \boldsymbol{g}, \tag{3}$$

$$\nabla \cdot \left(\varrho c_p\, \boldsymbol{u}\, T\right) = \nabla \cdot (\lambda\, \nabla T), \tag{4}$$

gdzie $\boldsymbol{u} = [u_1, u_2, u_3]^{\mathrm{T}}$ jest wektorem prędkości przepływu, $\boldsymbol{g} = [0{,}0, -9.81]^{\mathrm{T}}$ wektorem przyspieszenia ziemskiego, p – ciśnieniem, T – temperaturą płynu, ϱ – gęstością płynu, c_p – ciepłem właściwym płynu, λ – przewodnością cieplną płynu, natomiast $\boldsymbol{\tau}$ oznacza tensor naprężeń lepkościowych w postaci:

$$\boldsymbol{\tau} = \mu\, (\nabla \boldsymbol{u} + (\nabla \boldsymbol{u})^T) - \tfrac{2}{3}\mu (\nabla \cdot \boldsymbol{u}) \boldsymbol{I}, \tag{5}$$

gdzie μ jest lepkością dynamiczną płynu, a $\boldsymbol{I}$ macierzą jednostkową.

W domenach ciał stałych Ω_s rozwiązywano równanie przewodzenia ciepła:

$$\nabla \cdot (\lambda_s \nabla T) + q_V = 0, \tag{6}$$

gdzie λ_s oznacza przewodność cieplną materiału, a $q_V = -$ objętościowe źródło ciepła. Dla wszystkich elementów modelu, z wyjątkiem grzałki, przyjęto $q_V = 0$. W domenie grzałki, zakładając jednorodny rozkład źródła ciepła, przyjęto:

$$q_V = \frac{Q}{V} \tag{7}$$

gdzie Q oznacza całkowitą moc grzałki, a V jej objętość. Brzeg domeny obliczeniowej podzielono na powierzchnię wlotową S_{in}, wylotową S_{out} oraz pozostałą część brzegu S_{ext}. Oto komplet warunków brzegowych:

$$T(x,y,z) = T_{in} \text{ dla } (x,y,z) \in S_{in}, \tag{8}$$

$$\int_{S_{in}} \varrho\, \boldsymbol{u} \cdot \boldsymbol{n}\, dS = \dot{m} \text{ dla } (x,y,z) \in S_{in}, \tag{9}$$

$$p(x,y,z) = p_{out} \text{ dla } (x,y,z) \in S_{out}, \tag{10}$$

$$-\lambda_s \nabla T(x,y,z) \cdot \boldsymbol{n} = h_{ext}(T(x,y,z) - T_\infty) \text{ dla} (x,y,z) \in S_{ext}, \tag{11}$$

gdzie $\boldsymbol{n}$ jest wektorem normalnym do powierzchni, h_{ext} współczynnikiem przejmowania ciepła (przyjęto $h_{ext} = 12\mathrm{W/m^2K}$ [13]), T_∞ temperaturą otoczenia. Na granicach kontaktu sąsiadujących domen przyjęto warunki ciągłości temperatury oraz strumienia ciepła. Założono zależność własności termofizycznych wody destylowanej od temperatury, wykorzystując do obliczeń zależności przedstawione w pracy [14]. Własności fizyczne ciał stałych przyjęto jako stałe, na podstawie [12] i przedstawiono w Tabeli 2.

Tabela 2. Właściwości termofizyczne ciał stałych używanych w modelu numerycznym

Materiał	Gęstość [kg/m^3]	Ciepło właściwe [J/(kg· K)]	Przewodność cieplna [W/(m·K)]
Aluminium	2702	903	237
Miedź	8940	386	398
Szkło	2500	840	1.4

Źródło: opracowanie własne na podstawie [12].

2.4. Badania zbieżności rozwiązania i siatek

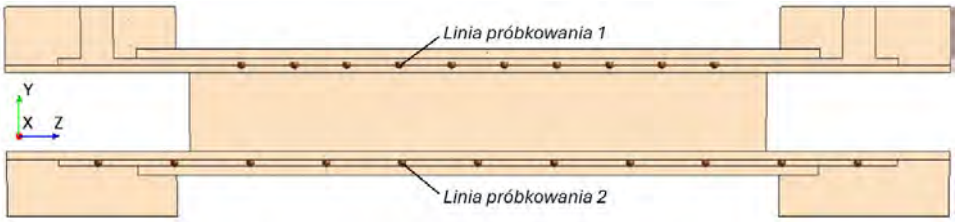
Proces obliczeniowy prowadzono do momentu stabilizacji pól przepływu i temperatury. Jako kryterium zakończenia przyjęto ustalenie się rozkładów temperatury, prędkości oraz ciśnienia w całej domenie obliczeniowej, rozumiane jako brak istotnych zmian tych wielkości w kolejnych iteracjach. Stabilizację rozwiązania uzyskano po około 2500 iteracjach, po czym obserwowane zmiany analizowanych pól były pomijalne.

Dodatkowo przeprowadzono analizę wpływu zagęszczenia siatki na wyniki obliczeń. W tym celu przygotowano trzy siatki o różnej liczbie elementów: rzadką, pośrednią oraz gęstą (parametry siatek przedstawiono w Tabeli 3).

Tabela 3. Parametry siatek wykorzystane w obliczeniach oraz wartości średniej temperatury na wylocie z symulacji.

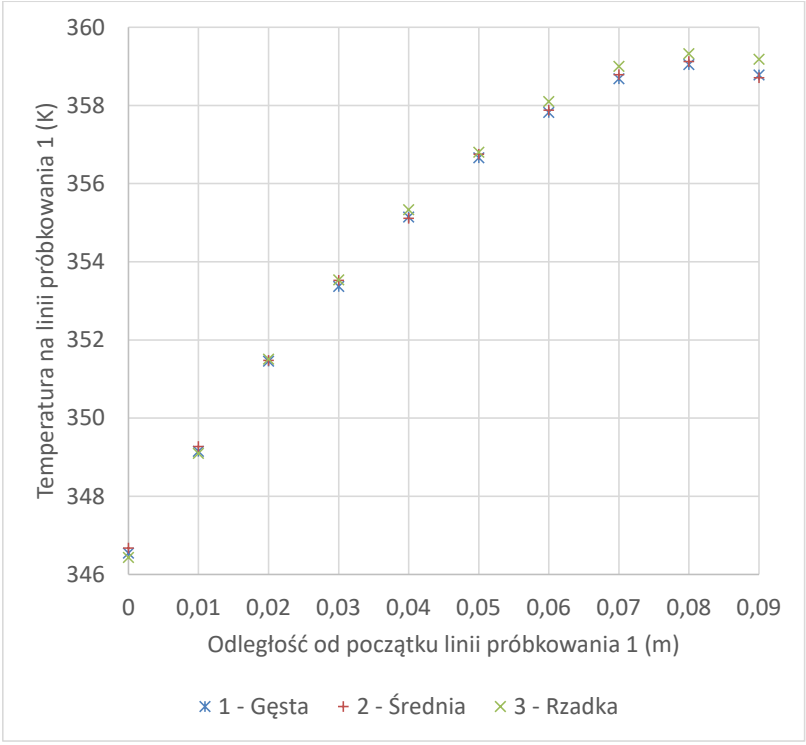
Siatka	Liczba komórek	Liczba warstw przyściennych	Minimalny rozmiar komórki	Temperatura na wylocie
1 - Gęsta	3 979 564	5	0,2 mm	349,89 K
2 - Średnia	741 629	3	0,4 mm	349,85 K
3 - Rzadka	282 682	2	0,6 mm	350,04 K

Źródło: opracowanie własne



Rysunek 7. Przekrój wzdłużny modułu testowego z zaznaczonymi liniami próbkowania.
Źródło: opracowanie własne.

Na Rysunku 7. przedstawiono położenie dwóch linii próbkowania wykorzystanych do analizy wyników CFD. Linia 1 została poprowadzona wzdłuż powierzchni kontaktu zewnętrznej ścianki rury miedzianej z przepływającym płynem, czyli w obszarze największych gradientów temperatury. Linia 2 przebiega w środkowej części szczeliny pierścieniowej i służy do oceny zmian temperatury płynu w kierunku przepływu. Dla każdej z siatek wykonano obliczenia przy tych samych warunkach brzegowych.



Rysunek 8. Rozkłady temperatur wzdłuż linii granicznej rura miedziana - płyn (Linia 1, Rysunek 7).
Źródło: opracowanie własne.

Analiza wpływu zagęszczenia siatki wykazała niewielką wrażliwość temperatury wylotowej na liczbę komórek obliczeniowych. Różnice wartości średniej temperatury na wylocie pomiędzy rozpatrywanymi wariantami siatki nie przekroczyły 0,2 K. Oznacza to, że w zakresie analizowanych

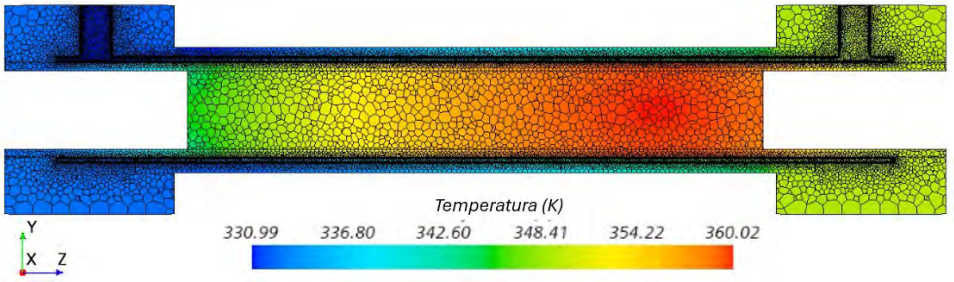
warunków globalny bilans cieplny modelu jest stabilny numerycznie. Jednocześnie, ze względu na lokalny charakter wyznaczania współczynnika przejmowania ciepła i jego zależność od gradientów przyściennych, do dalszej analizy pól lokalnych należy przyjąć siatkę zapewniającą poprawne odwzorowanie warstwy przyściennej.

Podobne wnioski wynikają z analizy rozkładów temperatury przedstawionych na Rysunku 8. Profile temperatury widoczne na Rysunku 8 wzdłuż linii próbkowania 1 praktycznie pokrywają się dla wszystkich wariantów siatki, co dodatkowo potwierdza brak istotnego wpływu zagęszczenia siatki na uzyskiwane wyniki temperaturowe. Należy podkreślić, że linia ta przebiega wzdłuż granicy rura miedziana – płyn, gdzie spodziewane są największe gradienty temperatury, a więc obszaru szczególnie wrażliwego na zagęszczenie elementów siatki.

Uzyskane wyniki wskazują, że zastosowanie rzadszej siatki nie prowadzi do istotnej utraty dokładności. Oznacza to możliwość uproszczenia modelu poprzez zmniejszenie liczby komórek, co pozwala skrócić czas obliczeń przy zachowaniu dobrej jakości wyników.

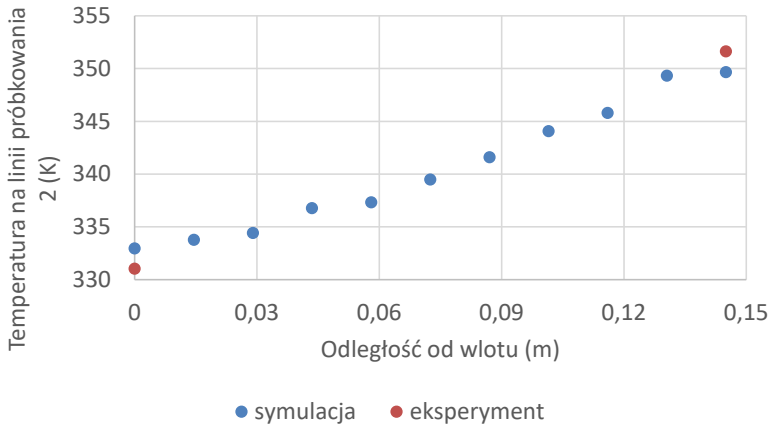
3. Wyniki

W wyniku przeprowadzonych obliczeń numerycznych uzyskano przestrzenne rozkłady temperatury, prędkości oraz ciśnienia w minikanale pierścieniowym w warunkach ustalonego przepływu jednofazowego. Wyniki pokazano na rysunkach 9-12. Na ich podstawie wyznaczono również lokalne wartości współczynnika przejmowania ciepła (Rysunek 13.), które stanowiły podstawę analizy charakteru wymiany ciepła podczas przepływu wody destylowanej wzdłuż kanału.



Rysunek 9. Rozkład temperatury w module pomiarowym, przekrój wzdłużny.
Źródło: opracowanie własne.

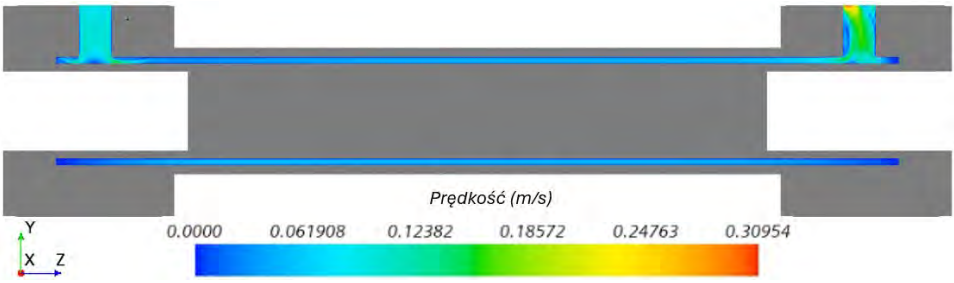
Rozkład temperatury w module pomiarowym (Rysunek 9.) wskazuje na stopniowy wzrost temperatury płynu w kierunku przepływu, co wynika z ciągłego dopływu ciepła ze ściany grzejnej. W początkowej części kanału obserwuje się intensywny przyrost temperatury płynu, natomiast w dalszej części wzrost jest wolniejszy, co związane jest z rozwojem warstwy przyściennej. W pobliżu wylotu może występować niewielkie obniżenie temperatury, związane ze stratami ciepła do otoczenia.



Rysunek 10. Profil temperatury wzdłuż linii próbkowania 2. Źródło: opracowanie własne.

Na Rysunku 10 przedstawiono wyniki obliczeń temperatury płynu wzdłuż linii próbkowania 2 (zdefiniowanej na Rysunku 7) uzyskanych z symulacji numerycznej oraz porównanie pomiarów eksperymentalnych temperatury płynu na wlocie i wylocie z rezultatami obliczeń numerycznych. Widoczna jest dobra zgodność jakościowa pomiędzy wynikami (różnice względne pomiędzy temperaturami z eksperymentu i symulacji na wlocie i wylocie nie przekraczały 0,6%). Dla temperatur uzyskanych z symulacji obserwuje się ich monotoniczny wzrost wraz z odległością od wlotu.

Wartości temperatury uzyskane eksperymentalnie pozostają bliskie wynikom symulacji, przy czym niewielkie różnice temperatury mogą wynikać z niepewności pomiarowych oraz uproszczeń przyjętych w modelu numerycznym. Ogólnie jednak uzyskana zgodność potwierdza poprawność odwzorowania zjawisk cieplnych w analizowanym układzie.



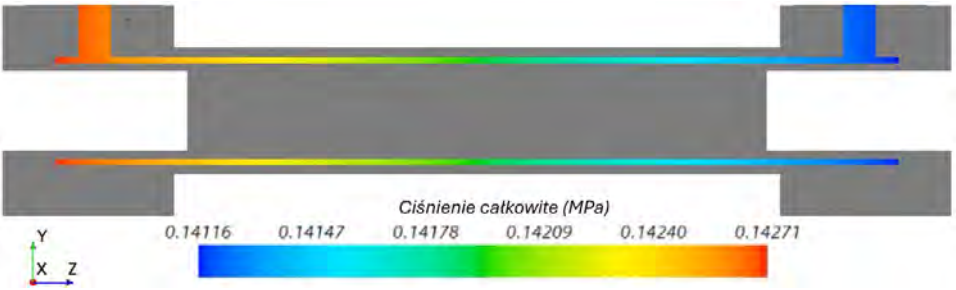
Rysunek 11. Rozkład prędkości. Źródło: opracowanie własne

Rozkład prędkości przedstawiony na Rysunku 11 wskazuje na wyraźne zróżnicowanie pola przepływu w poszczególnych obszarach układu. W części wlotowej oraz w rejonie wylotu obserwuje się lokalne maksima prędkości, związane z przyspieszeniem strugi wynikającym ze zmian geometrii kanału. Szczególnie widoczne są podwyższone wartości prędkości w strefie wylotowej, gdzie dochodzi do koncentracji strumienia i jego intensywnego przyspieszenia. W zasadniczej części kanału (obszarze odpowiadającym minikanałowi pierścieniowemu) rozkład prędkości jest natomiast znacznie bardziej

jednorodny i przyjmuje relatywnie niskie wartości. Profil prędkości w tym obszarze wskazuje na przepływ ustabilizowany, bez istotnych gradientów poprzecznych, co jest zgodne z oczekiwanym charakterem przepływu przy niewielkich liczbach Reynoldsa. Średnia prędkość przepływu, wyznaczona na podstawie danych eksperymentalnych z zależności:

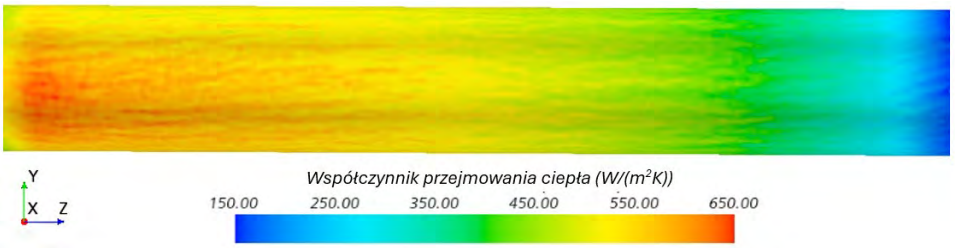
$$u_{śr} = \frac{\dot{m}}{\varrho \cdot A} \tag{12}$$

gdzie A oznacza pole przekroju pierścieniowego minikanału, wyniosła 0,0346 m/s. Wartość ta pozostaje spójna z obserwowanym rozkładem prędkości w głównej części kanału, gdzie dominują niskie wartości prędkości. Niepewność wyznaczenia średniej prędkości oszacowano metodą różniczki zupełnej, uwzględniając niepewności pomiaru natężenia przepływu oraz pola przekroju. Pole przekroju pierścieniowego wyznaczano na podstawie promienia wewnętrznego i zewnętrznego minikanału, przyjmując dokładność ich bezpośredniego pomiaru na poziomie 0,1 mm. Otrzymany błąd względny wynosi około 16,8%.



Rysunek 12. Rozkład ciśnienia całkowitego. Źródło: opracowanie własne

Na Rysunku 12 przedstawiono rozkład ciśnienia całkowitego w domenie płynu. Widoczny jest wyraźny spadek ciśnienia w kierunku przepływu, od strony wlotu (obszar czerwony) do wylotu (obszar niebieski). Zgodnie z danymi eksperymentalnymi (Tabela 1), spadek ciśnienia od wlotu do wylotu jest rzędu 0,002875 MPa. Wartość ta jest zgodna jakościowo z rozkładem przedstawionym na rysunku, gdzie obserwuje się systematyczne obniżanie ciśnienia wzdłuż kanału. Niewielkie lokalne zaburzenia widoczne w rejonach wlotu i wylotu wynikają ze zmian geometrii oraz efektów przyspieszenia i rozwijania się profilu prędkości.



Rysunek 13. Rozkład lokalnego współczynnika przejmowania ciepła na powierzchni kontaktu płynu z zewnętrzną ścianką rury miedzianej, przedstawiony w rzucie na płaszczyznę YZ.
Źródło: opracowanie własne.

Na Rysunku 13 przedstawiono rozkład lokalnego współczynnika przejmowania ciepła na powierzchni kontaktu płynu z zewnętrzną ścianką rury miedzianej. Analizując wyniki stwierdzono wyraźny spadek wartości współczynnika przejmowania ciepła wzdłuż kierunku przepływu – od obszaru wlotowego (wysokie wartości rzędu 550–650 W/(m²K)) do strefy wylotowej (wartości rzędu 200–400 W/(m²K)). Największe wartości współczynnika występują w początkowej części kanału, gdzie warstwa termiczna jest jeszcze słabo rozwinięta, a gradient temperatury przy ściance jest największy. W kierunku przepływu obserwuje się stopniowe zmniejszanie wartości współczynnika przejmowania ciepła, co jest zgodne z rozwojem warstwy przyściennej w laminarnym przepływie jednofazowym. Lokalne niejednorodności rozkładu mogą wynikać z geometrii stref wlotowej i wylotowej oraz z przestrzennego przewodzenia ciepła w elementach stałych modelu.

Podsumowanie

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych oraz obliczeń CFD jednofazowego przepływu wody destylowanej w pionowym minikanale pierścieniowym. Opracowany model numeryczny uwzględniał rzeczywistą geometrię modułu testowego, sprzężone przewodzenie ciepła w elementach stałych oraz konwekcyjną wymianę ciepła w domenie płynu.

Przeprowadzona analiza wykazała zgodność globalnych wielkości cieplnych uzyskanych eksperymentalnie i numerycznie. Temperatura płynu na wylocie wyznaczona w obliczeniach CFD była zbliżona do wartości zmierzonej eksperymentalnie, a bilans energii oparty na przyroście entalpii płynu potwierdził poprawność zarejestrowanych danych pomiarowych. Różnica pomiędzy mocą nominalnie doprowadzoną do grzałki a mocą wyznaczoną z bilansu cieplnego mieściła się w zakresie oszacowanej niepewności pomiarowej.

Analiza wpływu zagęszczenia siatki wykazała, że średnia temperatura płynu na wylocie jest mało wrażliwa na liczbę komórek obliczeniowych w rozpatrywanym zakresie dyskretyzacji. Różnice temperatury wylotowej dla siatek rzadkiej, pośredniej i gęstej były mniejsze niż 0,2 K. Oznacza to stabilność globalnego rozwiązania cieplnego, jednak w przypadku analizy lokalnego współczynnika przejmowania ciepła nadal istotne pozostaje poprawne odwzorowanie warstwy przyściennej.

Uzyskane pola temperatury i prędkości potwierdziły rozwój warstwy przyściennej wzdłuż minikanału. Największe wartości lokalnego współczynnika przejmowania ciepła występowały w początkowej części kanału, natomiast w kierunku przepływu obserwowano ich stopniowe zmniejszanie. Jest to zgodne z charakterem laminarnej konwekcji wymuszonej w wąskiej szczelinie pierścieniowej.

Rozkład ciśnienia w modelu CFD wskazał systematyczny spadek ciśnienia wzdłuż kierunku przepływu, zgodny jakościowo z pomiarami wykonanymi na stanowisku eksperymentalnym. Lokalne zaburzenia pola ciśnienia i prędkości występowały głównie w strefach wlotowej i wylotowej, co wynikało ze zmiany geometrii przepływu poza zasadniczym odcinkiem minikanału.

Przeprowadzone obliczenia potwierdziły przydatność modelowania CFD do analizy lokalnych pól cieplno-przepływowych w minikanale pierścieniowym. Dalszy etap badań powinien obejmować rozszerzenie walidacji na większą liczbę nastaw przepływu i mocy grzewczej, ilościowe porównanie spadków ciśnienia oraz, jeżeli będzie to możliwe, bezpośrednią walidację lokalnych temperatur ścianki lub lokalnych współczynników przejmowania ciepła.

Podziękowania

Badania zostały częściowo sfinansowane przez Narodowe Centrum Nauki (NCN) w ramach projektu nr UMO-2025/57/B/ST8/00907.

Nomenklatura

A	pole przekroju pierścieniowego minikanału (m²)
c_p	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu (J×kg⁻¹×K⁻¹)
$\boldsymbol{g}$	wektor przyspieszenia ziemskiego (mxs^{-2})
h_{ext}	współczynnik przejmowania ciepła (W×m⁻²×K⁻¹)
$\boldsymbol{I}$	macierz jednostkowa (–)
$\dot{m}$	natężenie masowe przepływu (kg×s⁻¹)
$\boldsymbol{n}$	wektor normalny do powierzchni (–)
p	ciśnienie (Pa)
p_{out}	ciśnienie na wylocie (Pa)
Q	moc cieplna (W)
q_V	objętościowe źródło ciepła (W×m⁻³)
S_{ext}	pozostała część brzegu domeny (–)
S_{in}	powierzchnia wlotowa (–)
S_{out}	powierzchnia wylotowa (–)
T	temperatura (K)
T_{in}	temperatura płynu na wlocie (K)
T_{out}	temperatura płynu na wylocie (K)
T_∞	temperatura otoczenia (K)
$\boldsymbol{u} = [u_1, u_2, u_3]^{\mathrm{T}}$	wektor prędkości (m·s⁻¹)
u_1, u_2, u_3	składowe wektora prędkości (m×s⁻¹)
V	objętość grzałki (m³)
λ	przewodność cieplna płynu (W×m⁻¹×K⁻¹)
λ_s	przewodność cieplna ciała stałego (W×m⁻¹×K⁻¹)
μ	lepkość dynamiczna płynu (Pa×s)
ϱ	gęstość płynu (kg×m⁻³)
$\boldsymbol{\tau}$	tensor naprężeń lepkościowych (Pa)
Ω_f	domena płynu (–)
Ω_s	domena ciała stałego (–)

Bibliografia

[1] Hejzlar, P., & Kazimi, M. S. (2007). Annular Fuel for High-Power-Density Pressurized Water Reactors: Motivation and Overview. *Nuclear Technology*, *160*(1), 2–15. https://doi.org/10.13182/NT160-2-15

[2] Xu, N., Yu, J., Zhang, L., Ma, X., Zhang, Z., Zhang, W., Zhang, Y., & Fang, J. (2024). Study on gas–liquid sulfonation reaction under annular flow pattern in micro-reactor: Mechanism, model and process optimization. *Chemical Engineering Journal*, *498*, 155611. https://doi.org/10.1016/j.cej.2024.155611

[3] Dirker, J., & Meyer, J. P. (2002). Heat Transfer Coefficients in Concentric Annuli. *Journal of Heat Transfer*, *124*(6), 1200–1203. https://doi.org/10.1115/1.1517266

[4] Lu, G., & Wang, J. (2008). Experimental investigation on heat transfer characteristics of water flow in a narrow annulus. *Applied Thermal Engineering*, *28*(1), 8–13. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.03.019

[5] Yang, Y., Yuan, X., & Li, Z. (2024). Experimental and numerical study on heat transfer performance of single-phase water in a horizontal mini-annular channel. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, *108*, 109483. https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2024.109483
[6] Wen, H., Liang, Z., Luo, Q., Wu, C., & Wang, C. (2023). Heat transfer performance study of microchannel heat sink with composite secondary channels. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *143*, 106718. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106718
[7] Piasecka, M., Piasecki, A., & Dadas, N. (2022). Experimental Study and CFD Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics in a Mini-Channel Heat Sink Using Simcenter STAR-CCM+ Software. *Energies*, *15*(2), 536. https://doi.org/10.3390/en15020536
[8] Galiszewski, K., Piasecka, M., Maciejewska, B., Dadas, N., & Piasecki, A. (2025). Modelowanie numeryczne zjawisk cieplno-przepływowych podczas przepływu płynu przez minikanał pierścieniowy. W: *Rozwiązania w wymianie ciepła i masy wyzwania i perspektywy* (T. 1, s. 217–233).
[9] Maciejewska, B., Piasecka, M., Dadas, N., & Strąk, K. (2025). Fluid flow and heat transfer characteristics in minichannels - CFD calculations in simcenter STAR-CCM+. *Heat and Mass Transfer*, *61*(3), 22. https://doi.org/10.1007/s00231-025-03539-7
[10] Laitinen, A., Saari, K., Kukko, K., Peltonen, P., Laurila, E., Partanen, J., & Vuorinen, V. (2020). A computational fluid dynamics study by conjugate heat transfer in OpenFOAM: A liquid cooling concept for high power electronics. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, *85*, 108654. https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2020.108654
[11] Suhas V. Patankar. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere Publishing Corporation.
[12] Siemens Digital Industries Software. (2021). *Simcenter STAR-CCM+ User Guide* (2021.1).
[13] Recknagel, H., Sprenger, E., Hönmann, E.-R., & Schramek, H.-J. (Red.). (2007). *Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik* (73. Auflag). Oldenbourg Industrieverlag.
[14] Pátek, J., Hrubý, J., Klomfar, J., Součková, M., & Harvey, A. H. (2009). Reference Correlations for Thermophysical Properties of Liquid Water at 0.1MPa. *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, *38*(1), 21–29. https://doi.org/10.1063/1.3043575

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_44

Charakterystyki termohydrauliczne kompaktowych wymienników ciepła typu płaszczowo-rurowego wytworzonych przyrostowo z PLA oraz kompozytów PLA–miedź

MARCIN KRUZEL[1], KRZYSZTOF DUTKOWSKI[1], TADEUSZ BOHDAL[1], MAŁGORZATA SMUGA-KOGUT[1], MARIAN TRAFCZYNSKI[2], MARIUSZ MARKOWSKI[2], JAKUB SAWICKI[1], JAN BORATYŃSKI[1]

[1] Katedra Inżynierii Mechanicznej i Energetyki, Politechnika Koszalińska, Polska
[2] Wydział Budownictwa, Mechaniki i Petrochemii, Politechnika Warszawska, Filia w Płocku
e-mail: marcin.kruzel@tu.koszalin.pl, krzysztof.dutkowski@tu.koszalin.pl, tadeusz.bohdal@tu.koszalin.pl, malgorzata.smuga-kogut@tu.koszalin.pl, marian.trafczynski@pw.edu.pl, mariusz.markowski@pw.edu.pl, jakub.sawicki@tu.koszalin.pl, jan.boratynski@s.tu.koszalin.pl

Wytwarzanie przyrostowe umożliwia projektowanie i wytwarzanie kompaktowych wymienników ciepła o złożonej geometrii wewnętrznej, jednak stosunkowo niska przewodność cieplna materiałów polimerowych może ograniczać ich efektywność cieplną. W niniejszej pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych charakterystyk termohydraulicznych kompaktowych wymienników ciepła typu płaszczowo-rurowego, wykonanych metodą wytłaczania stopionego filamentu (FFF) z czystego PLA oraz kompozytu PLA z dodatkiem 25% obj. cząstek miedzi (PLA+Cu). Dwa wymienniki o identycznej geometrii badano w układzie przeciwprądowym woda-woda, w zakresie przepływu obejmującym reżim laminarny i przejściowy. Pomiary topografii powierzchni, przeprowadzone na reprezentatywnych powierzchniach krzywoliniowych uzyskanych metodą FFF, wykazały istotnie większą chropowatość oraz większe rozwinięcie powierzchni materiału PLA+Cu. Pomiary przewodności cieplnej wykazały, że materiał kompozytowy charakteryzował się przewodnością cieplną o około 74% wyższą w porównaniu z czystym PLA. Wymiennik wykonany z PLA+Cu charakteryzował się zwiększoną mocą cieplną oraz wyższym współczynnikiem przenikania ciepła, osiągając odpowiednio około 289 W i 151 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$. Poprawie charakterystyk cieplnych towarzyszył jednak istotny wzrost oporów hydraulicznych, szczególnie po stronie rurowej, gdzie jednostkowe spadki ciśnienia przekraczały 6,4 $kPa \cdot m^{-1}$. Analiza oporów cieplnych wykazała, że dominującymi składowymi całkowitego oporu cieplnego są konwekcja po stronie płaszcza oraz przewodzenie ciepła przez ściankę. Lokalne współczynniki przejmowania ciepła, wyznaczone na podstawie modelu oporów cieplnych, zweryfikowano niezależnie z wykorzystaniem analogii Chiltona–Colburna pomiędzy wymianą ciepła i wymianą pędu. Uzyskano dobrą zgodność wyników osiągniętych obiema metodami, przy czym względne odchylenia w analizowanym zakresie liczby Reynoldsa na ogół nie przekraczały około 15%. Wyniki wskazują na wyraźny kompromis termohydrauliczny charakterystyczny dla struktur kompozytowych polimer-metal o zwiększonej chropowatości powierzchni i potwierdzają, że sam wzrost przewodności cieplnej materiału nie gwarantuje poprawy charakterystyk termohydraulicznych wymiennika. Ponadto zastosowana procedura niezależnej weryfikacji zwiększa wiarygodność wyznaczonych eksperymentalnie lokalnych współczynników przejmowania ciepła i stanowi dodatkowe potwierdzenie przyjętej metodyki opracowania danych pomiarowych. Praca dostarcza danych

eksperymentalnych istotnych dla projektowania lekkich, wytwarzanych przyrostowo wymienników ciepła z kompozytów polimerowo-metalicznych.

1. Wprowadzenie

Wyniki najnowszych badań wskazują, że wytwarzane przyrostowo polimerowe wymienniki ciepła mogą stanowić lekką i elastyczną pod względem geometrycznym alternatywę dla konwencjonalnych wymienników kompaktowych [1,2]. Ze względu na niski koszt wytwarzania, swobodę kształtowania geometrii oraz możliwość formowania złożonych wewnętrznych kanałów przepływowych, technologia wytłaczania filamentu (FFF/FDM) stała się jedną z atrakcyjnych metod wytwarzania kompaktowych wymienników polimerowych. Pomimo tych zalet stosunkowo niska przewodność cieplna materiałów polimerowych pozostaje jednym z podstawowych ograniczeń ich efektywności cieplnej. W związku z tym analizowano różne metody intensyfikacji wymiany ciepła w kompaktowych wymiennikach ciepła. Obejmują one optymalizację geometrii kanałów przepływowych [3–5], modyfikację powierzchni oraz zastosowanie powłok metalicznych [6,7], układy zarządzania ciepłem wykorzystujące miedź [8–13], porowate struktury metaliczne [14–16], nanociecze [17–19] oraz materiały kompozytowe o podwyższonej przewodności cieplnej [20–22]. Chociaż rozwiązania te zazwyczaj prowadzą do zwiększenia intensywności wymiany ciepła, często towarzyszy im jednoczesny wzrost oporów hydraulicznych. Poza przewodnością cieplną materiału, na charakterystyki termohydrauliczne wymienników wykonanych metodą FDM istotnie wpływa chropowatość powierzchni wynikająca z warstwowej charakterystyki procesu wytwarzania. Zwiększona chropowatość powierzchni prowadzi do wzrostu efektywnej powierzchni wymiany ciepła oraz intensyfikacji mieszania w warstwie przyściennej, jednocześnie powodując zwiększenie strat ciśnienia związanych z tarciem. W konsekwencji charakterystyki cieplne polimerowych wymienników ciepła są determinowane przez wzajemne oddziaływanie przewodności cieplnej ścianki, morfologii powierzchni oraz parametrów hydraulicznych, a nie wyłącznie przez przewodność cieplną materiału. Charakterystyki termohydrauliczne powinny zatem być oceniane z jednoczesnym uwzględnieniem intensyfikacji wymiany ciepła oraz towarzyszącego jej wzrostu oporów przepływu. Podejście to analizowano z wykorzystaniem kryteriów oceny opartych na drugiej zasadzie termodynamiki [23] oraz potwierdzono dla chropowatych mikrokanałów [24], wymienników płytowych o zmodyfikowanej powierzchni [25] oraz kompaktowych wymienników ciepła z wykorzystaniem pianek metalicznych [26]. Reprezentatywne prace dotyczące polimerowych wymienników ciepła, metod intensyfikacji wymiany ciepła i przepływu oraz wytwarzanych przyrostowo kompaktowych wymienników ciepła zestawiono w Tabeli 1.

Tabela 1. Porównanie metod intensyfikacji termohydraulicznej i koncepcji kompaktowych wymienników ciepła opisanych w literaturze oraz zastosowanych w niniejszej pracy.

Praca	Główne obserwacje termohydrauliczne	Typ wymiennika ciepła
Arie i in. [1]	Wytworzony przyrostowo wymiennik z kompozytu polimerowego wykazał konkurencyjne charakterystyki cieplne w zastosowaniach chłodzenia suchego, przy zachowaniu małej masy oraz dużej swobody kształtowania geometrii.	Kompaktowy wymiennik do chłodzenia suchego z kompozytu polimerowego (AM)

Praca	Główne obserwacje termohydrauliczne	Typ wymiennika ciepła
Hein i Mortean [2]	Analiza eksperymentalna i teoretyczna potwierdziła istotny wpływ przewodności cieplnej polimeru oraz geometrii wewnętrznej na charakterystyki cieplne kompaktowego wymiennika ciepła.	Wytworzony przyrostowo kompaktowy wymiennik polimerowy
Kim i Kim [16]	Pianki niklowe i miedziane o otwartych porach istotnie intensyfikowały wymianę ciepła, powodując jednocześnie zwiększenie strat ciśnienia.	Kompaktowy wymiennik z pianką o otwartych porach
Ranjbarzadeh i in. [17]	Nanopłyn z dodatkiem tlenku grafenu zwiększał intensywność wymiany ciepła oraz opory hydrauliczne w wymiennikach z rurami miedzianymi.	Kompaktowy wymiennik z nanopłynem
Ali i in. [24]	Zwiększona chropowatość powierzchni intensyfikowała konwekcyjny transport ciepła, jednocześnie zwiększając opory przepływu w mikrokanałowych wymiennikach ciepła.	Mikrokanałowy wymiennik o chropowatych ściankach
Nguyen i in. [25]	Celowo ukształtowane mikropowierzchnie prowadziły do poprawy charakterystyk termohydraulicznych płytowych wymienników ciepła.	Płytowy wymiennik o zmodyfikowanej powierzchni
Chandora i in. [26]	Kanały wypełnione pianką metaliczną intensyfikowały wymianę ciepła, powodując jednocześnie dodatkowy wzrost spadku ciśnienia.	Kompaktowy wymiennik z pianką metaliczną

Chociaż dotychczasowe badania wykazały korzyści wynikające ze stosowania kompozytów polimerowych o podwyższonej przewodności cieplnej oraz zaawansowanych geometrii wymienników, dostępne dane eksperymentalne dotyczące łącznego wpływu zwiększonej przewodności cieplnej ścianki oraz rzeczywistej chropowatości powierzchni wynikającej z procesu FDM w kompaktowych wymiennikach płaszczowo-rurowych, wykonanych w identycznych warunkach geometrycznych, są ograniczone. Ponadto niezależna weryfikacja wyznaczonych eksperymentalnie lokalnych współczynników przejmowania ciepła była dotychczas stosunkowo rzadko przedstawiana. Celem niniejszej pracy było zatem eksperymentalne określenie łącznego wpływu zastosowania kompozytu PLA z 25% obj. napełniacza miedziowego oraz chropowatości powierzchni wynikającej z procesu FDM na charakterystyki termohydrauliczne kompaktowych wymienników ciepła typu płaszczowo-rurowego, wykonanych w identycznych warunkach geometrycznych. Moc cieplną, spadek ciśnienia, składowe oporu cieplnego oraz lokalne współczynniki przejmowania ciepła wyznaczono eksperymentalnie w układzie przeciwprądowym woda-woda. Dodatkowo lokalne współczynniki przejmowania ciepła wyznaczone na podstawie modelu oporów cieplnych

poddano niezależnej weryfikacji z wykorzystaniem analogii Chiltona–Colburna pomiędzy wymianą ciepła i wymianą pędu, co umożliwiło niezależną ocenę przyjętej metodyki opracowania danych eksperymentalnych.

2. Materiały i metody

2.1. Geometria i wykonanie wymienników ciepła

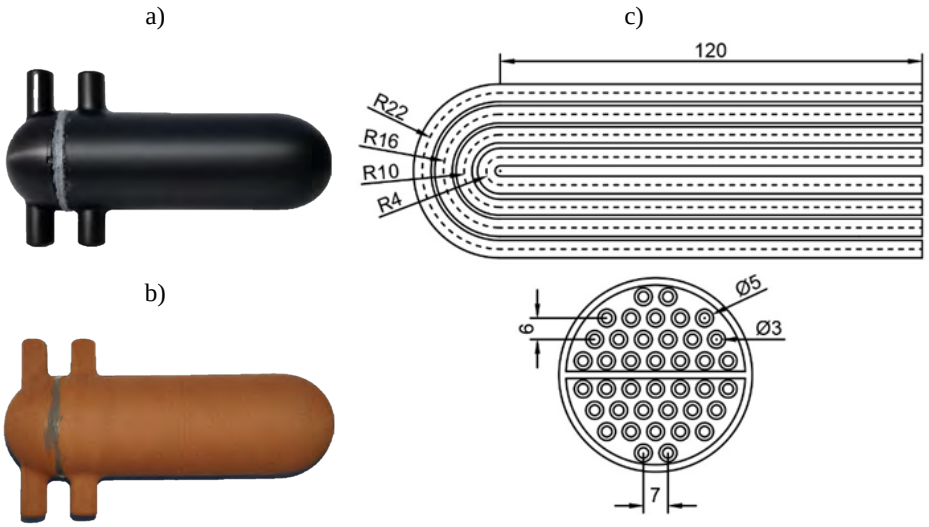
Wykonano dwa geometrycznie identyczne kompaktowe wymienniki ciepła typu płaszczowo-rurowego metodą osadzania stopionego materiału (FDM). Pierwszy wymiennik wytworzono z dostępnego komercyjnie filamentu z czystego PLA, natomiast drugi z filamentu PLA wzmocnionego cząstkami miedzi (PLA+Cu). Oba materiały dostarczono w postaci filamentu o średnicy 1,75 mm.

Wymienniki ciepła wykonano z wykorzystaniem drukarki FDM wyposażonej w dyszę o średnicy 0,2 mm, co pozwoliło na uzyskanie wysokiej dokładności wymiarowej cienkościennych rur. Pomimo nominalnej grubości ścianki rury wynoszącej 0,5 mm, zastosowanie dyszy o dobranej średnicy umożliwiło dokładne odwzorowanie geometrii ścianek przy zachowaniu stabilności wymiarowej oraz odpowiedniej jakości wydruku. W celu ograniczenia porowatości wewnętrznej i zwiększenia szczelności ciśnieniowej wszystkie wymienniki wykonano przy 100% stopniu wypełnienia, z zastosowaniem zoptymalizowanych parametrów procesu druku, ustalonych na podstawie wstępnych prób. Parametry procesu zastosowane podczas wytwarzania wymienników zestawiono w Tabeli 2.

Tabela 2. Parametry druku FDM

Parametr	**Wartość**
Technologia druku	FDM
Średnica filamentu	1,75 mm
Średnica dyszy	0,2 mm
Wysokość warstwy	0,2 mm
Liczba obrysów ścianki	5
Warstwy górne/dolne	6
Stopień wypełnienia	100%
Prędkość druku	80 mm/s
Prędkość druku ścianki zewnętrznej	50 mm/s
Temperatura dyszy (PLA)	225°C
Temperatura dyszy (PLA+Cu)	240°C
Temperatura stołu	60°C
Współczynnik przepływu	105%
Prędkość wentylatora chłodzącego	40%
Orientacja wydruku	Oś rur równoległa do stołu roboczego
Podpory	Tylko na stole roboczym

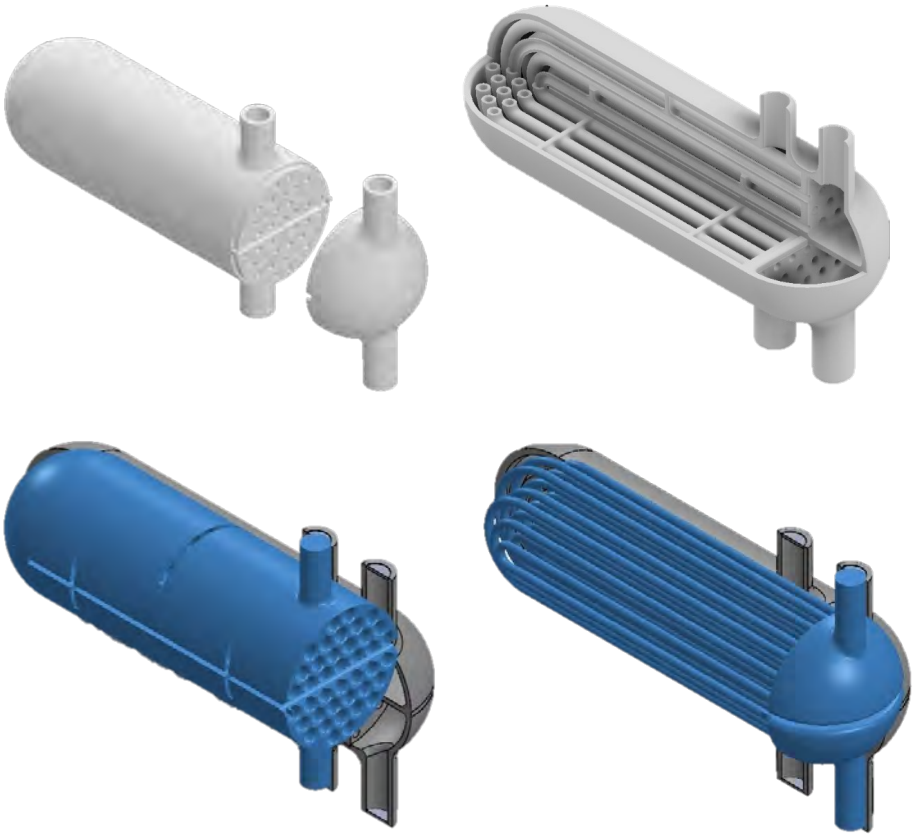
Wymienniki drukowano z osią rur równoległą do powierzchni stołu roboczego, w celu ograniczenia występowania niepodpartych nawisów oraz zminimalizowania ryzyka powstawania nieszczelności międzywarstwowych. Po zakończeniu procesu wytwarzania nie stosowano dodatkowej obróbki wykończeniowej. Wymiary wymienników zweryfikowano za pomocą pomiarów suwmiarką, obejmujących średnice wewnętrzne i zewnętrzne oraz długości kanałów, w celu uwzględnienia odchyłek geometrycznych wynikających z procesu FDM. Przed rozpoczęciem badań cieplno-przepływowych przeprowadzono próby szczelności oraz wytrzymałości ciśnieniowej z wykorzystaniem wody pod ciśnieniem przekraczającym maksymalne ciśnienie robocze występujące podczas eksperymentów. W trakcie przeprowadzonych prób nie stwierdzono widocznych przecieków ani niestabilności ciśnienia. Badania eksperymentalne przeprowadzono z wykorzystaniem dwóch geometrycznie identycznych wymienników ciepła typu płaszczowo-rurowego, wykonanych z czystego PLA oraz PLA wzmocnionego proszkiem miedzi w ilości 25% obj. Wymiary geometryczne wymienników przedstawiono na Rys. 1.



Rys. 1. Widok ogólny wymienników ciepła: a) PLA; b) PLA+Cu; c) wymiary [mm].

Zastosowanie wytwarzania przyrostowego umożliwiło uzyskanie rozwiniętej powierzchni wymiany ciepła w niewielkiej objętości, a tym samym zwiększenie czynnej powierzchni wymiany ciepła bez powiększania wymiarów zewnętrznych urządzenia.

Wymiary gabarytowe wymiennika ciepła wynosiły L = 176 mm, H = 95 mm oraz W = 55 mm. Średnice wewnętrzna i zewnętrzna króćców wlotowego i wylotowego wynosiły odpowiednio d_i/d_e = 3/5 mm. Grubość ścianki rury wynosiła δ = 0,5 mm. Wewnętrzny pęczek rur składał się z 20 rur rozmieszczonych w układzie szachownicowym z jednym nawrotem, co pokazano na Rys. 2.



Rys. 2. Struktura wewnętrzna wymiennika ciepła.

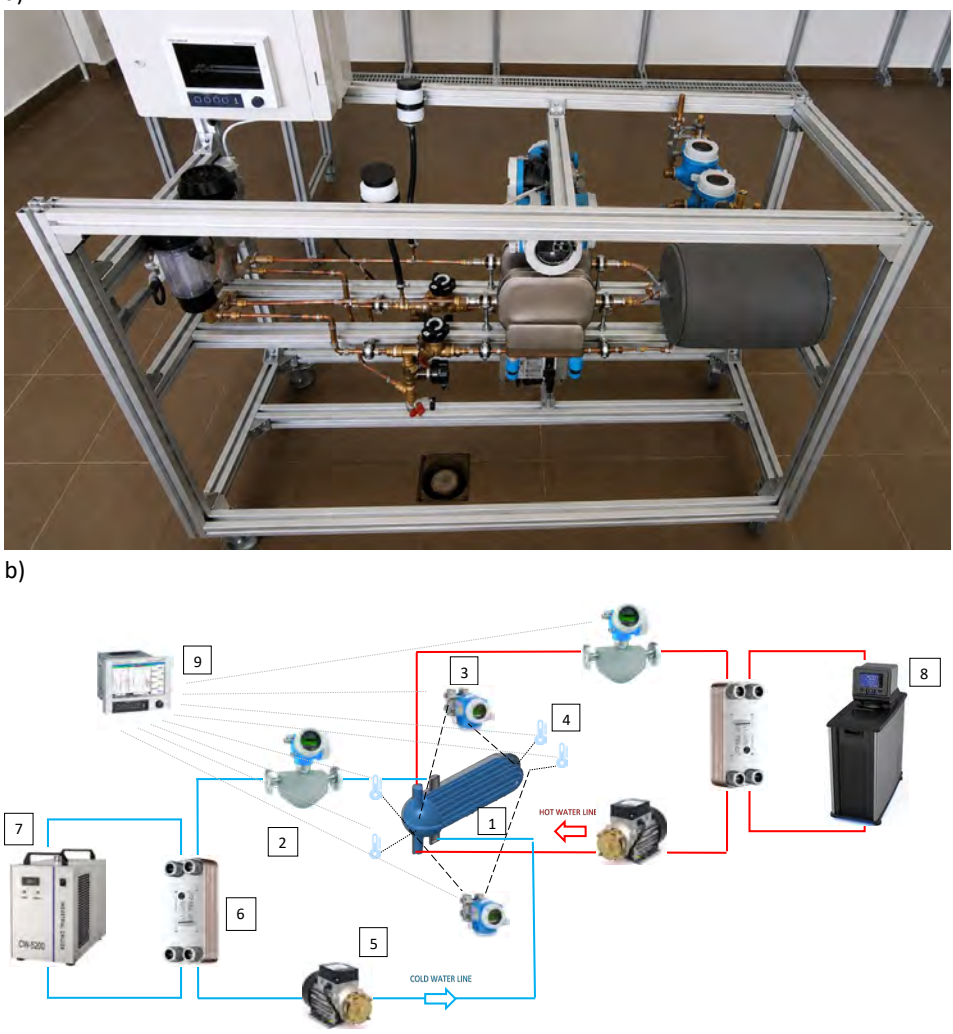
Odpowiednio zaprojektowane rozmieszczenie króćców wlotowych i wylotowych zapewniło równomierne rozprowadzenie czynników roboczych w całej objętości wymiennika dzięki zintegrowanym strukturom przepływowym wykonanym w procesie druku, jednocześnie zapobiegając mieszaniu się strumieni gorącego i zimnego.

2.2. Stanowisko badawcze i układ pomiarowy

Widok ogólny oraz schemat stanowiska badawczego przedstawiono na Rys. 3. Stanowisko badawcze obejmowało badany wymiennik ciepła wykonany w technologii druku 3D (1), pracujący pomiędzy dwoma niezależnymi obiegami hydraulicznymi z wodą gorącą i zimną. Wymiana ciepła pomiędzy strumieniami zachodziła w rdzeniu wymiennika. Obieg wody gorącej (linia czerwona) zasilał wymiennik strumieniem o temperaturze wlotowej ($T_{h,in}$), natomiast temperaturę na wylocie oznaczano jako ($T_{h,out}$). Temperaturę wlotową strumienia gorącego stabilizowano za pomocą regulowanego modułu grzewczego (8).

a)

b)



Rys. 3. Widok ogólny a) i schemat b) stanowiska badawczego: 1 – badany wymiennik ciepła; 2 – masowy przepływomierz Coriolisa; 3 – czujnik różnicy ciśnień; 4 – termometry; 5 – pompa magnetyczna; 6 – płytowy wymiennik ciepła; 7 – agregat chłodniczy; 8 – moduł grzewczy; 9 – układ akwizycji danych.

W celu zapewnienia stabilnego i równomiernego dostarczania ciepła moduł grzewczy połączono hydraulicznie z badanym wymiennikiem za pośrednictwem pomocniczego płytowego wymiennika ciepła (6). Obieg wody zimnej (linia niebieska) działał analogicznie. Strumień zimny wpływał do wymiennika o temperaturze ($T_{c,in}$), a opuszczał go z temperaturą ($T_{c,out}$). Do utrzymania stałej temperatury wlotowej strumienia chłodzącego zastosowano agregat chłodniczy (7). Kierunki przepływu obu strumieni przedstawiono na Rys. 3 za pomocą strzałek odpowiadających obiegom wody gorącej i zimnej. Cyrkulację czynników roboczych w obu obiegach zapewniały pompy obiegowe ze sprzęgłem magnetycznym (5), umieszczone

przed odcinkiem pomiarowym. Strumienie masy mierzono na wylotach z wymiennika za pomocą masowych przepływomierzy Coriolisa (2). Różnicę ciśnień na wymienniku Δp mierzono bezpośrednio pomiędzy przekrojem wlotowym i wylotowym badanego wymiennika za pomocą czujnika różnicy ciśnień (3). Temperatury na wlocie i wylocie obu obiegów hydraulicznych mierzono przy użyciu wzorcowanych termometrów (4). Wszystkie urządzenia pomiarowe podłączono do zintegrowanego układu akwizycji i monitorowania danych (9). Szczelność zmontowanych wymienników ciepła oraz połączeń hydraulicznych zweryfikowano eksperymentalnie przed rozpoczęciem pomiarów cieplno-przepływowych, stosując wodę pod ciśnieniem 2 bar, przekraczającym maksymalne ciśnienie robocze występujące podczas badań. W trakcie przeprowadzonej procedury weryfikacyjnej nie stwierdzono widocznych przecieków ani niestabilności ciśnienia. Jako czynnik roboczy w obu obiegach zastosowano wodę demineralizowaną. Natężenia przepływu regulowano za pomocą precyzyjnych zaworów regulacyjnych, zapewniając stabilne warunki pracy stanowiska. Zestawienie niepewności pomiarowych zastosowanej aparatury przedstawiono w Tabeli 3.

Tabela 3. Niepewność aparatury pomiarowej

Wielkość	Aparatura pomiarowa	Zakres	Niepewność poziom
Strumień masy	Przepływomierze masowe	0-250 kg·h^{-1}	± 0,1%
Ciśnienie	Czujnik ciśnienia	0-50 kPa	± 0,05%
	Czujnik różnicy ciśnień	0-30 kPa	± 0,075%
Temperatura	Termometry	-40-+475 °C	± 0,2 K

2.2.1. Analiza niepewności pomiarowej

Niepewności mierzonych i wyznaczanych parametrów termohydraulicznych określono metodą propagacji niepewności, zgodnie z wytycznymi zawartymi w Przewodniku wyrażania niepewności pomiaru (GUM). Analizą niepewności objęto moc cieplną, średnią logarytmiczną różnicę temperatur (LMTD), współczynnik przenikania ciepła oraz lokalne współczynniki przejmowania ciepła. Szczegółowe równania wykorzystane do wyznaczenia niepewności metodą propagacji przedstawiono w Załączniku A.

Niezbilansowanie strumieni ciepła wyznaczano dla każdego punktu pomiarowego zgodnie z zależnością:

$$\varepsilon_Q = \frac{|Q_h - Q_c|}{\frac{(Q_h + Q_c)}{2}} \times 100\%$$

i we wszystkich pomiarach nie przekraczało **2%**.

Uzyskane niepewności rozszerzone wyniosły około **±2%** dla mocy cieplnej, **±3%** dla współczynnika przenikania ciepła oraz **±5%** dla lokalnych współczynników przejmowania ciepła.

2.3. Charakterystyka termofizyczna i powierzchniowa materiałów drukowanych

2.3.1. Charakterystyka chropowatości powierzchni

Pomiary chropowatości powierzchni przeprowadzono na reprezentatywnych powierzchniach zakrzywionych, wykonanych z zastosowaniem tych samych parametrów procesu FDM co badane wymienniki ciepła. W odróżnieniu od powszechnie stosowanej w literaturze charakterystyki powierzchni płaskich, w niniejszej pracy uwzględniono powierzchnie cylindryczne i zakrzywione, w celu dokładniejszego odwzorowania rzeczywistej morfologii wewnętrznych kanałów przepływowych wymiennika. Takie podejście umożliwiło bardziej realistyczną ocenę wpływu chropowatości powierzchni na zjawiska termohydrauliczne zachodzące podczas pracy wymiennika. Trójwymiarowe pomiary topografii powierzchni przeprowadzono zgodnie z normą ISO 25178. Dla materiałów PLA i PLA+Cu analizowano zarówno dwuwymiarowe mapy powierzchni, jak i trójwymiarowe rekonstrukcje topografii. Jako podstawowe parametry charakteryzujące chropowatość przyjęto średnią arytmetyczną wysokość powierzchni Sa, średnią kwadratową wysokość powierzchni Sq, maksymalną wysokość powierzchni Sz, względny przyrost powierzchni rozwiniętej Sdr oraz głębokość chropowatości rdzenia Sk.

Uzyskane wyniki wykazały, że dodatek cząstek miedzi istotnie modyfikował morfologię powierzchni struktur wytwarzanych metodą FDM. Materiał PLA+Cu charakteryzował się większą nieregularnością powierzchni, większymi amplitudami wzniesień i zagłębień oraz istotnie bardziej rozwiniętą topografią powierzchni w porównaniu z czystym PLA. Obserwowane różnice przypisano obecności cząstek miedzi oraz lokalnym zaburzeniom procesu wytłaczania filamentu podczas wytwarzania FDM.

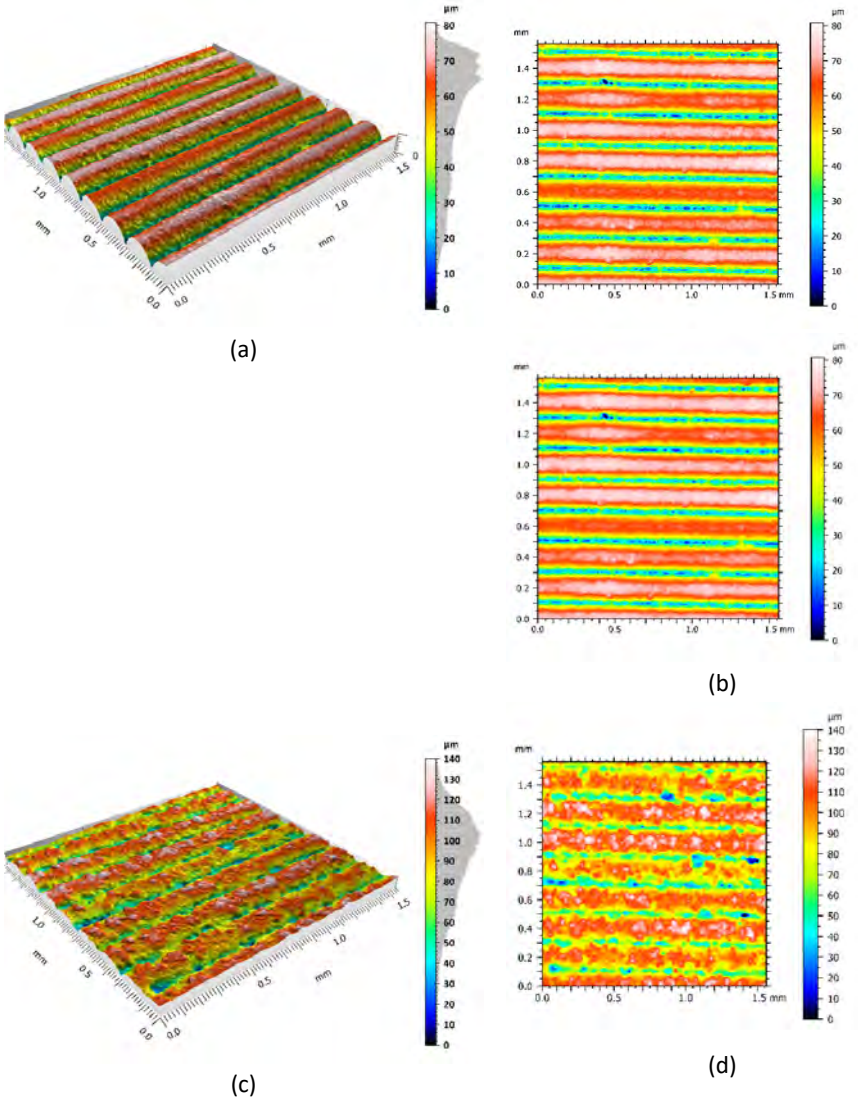
Próbka z czystego PLA charakteryzowała się wartościami:

- Sa=13,5 µm,
- Sq=16,1 µm,
- Sz=80,8 µm,
- Sdr=19,7%,
- Sk=30,2 µm.

Próbka PLA+Cu wykazała istotnie większą chropowatość:

- Sa=17,0 µm,
- Sq=21,0 µm,
- Sz=140 µm,
- Sdr=43,5%,
- Sk=50,3 µm.

Wyniki wskazują, że dodatek cząstek miedzi znacząco zwiększył nieregularność powierzchni i jej rozwinięcie.



Rys. 4. Topografia powierzchni zakrzywionych próbek drukowanych metodą FDM, zmierzona zgodnie z normą ISO 25178: (a) trójwymiarowa rekonstrukcja topografii PLA, (b) dwuwymiarowa mapa powierzchni PLA, (c) trójwymiarowa rekonstrukcja topografii PLA+Cu oraz (d) dwuwymiarowa mapa powierzchni PLA+Cu.

Wyniki wskazują, że dodatek cząstek miedzi znacząco zwiększył nieregularność i rozwinięcie powierzchni. W szczególności materiał PLA+Cu wykazał istotnie większą chropowatość i bardziej rozwiniętą morfologię powierzchni niż czyste PLA, co potwierdzają dwu- i trójwymiarowe mapy topografii przedstawione na Rys. 4.

2.3.2. Pomiary przewodności cieplnej

Właściwości cieplne drukowanych materiałów PLA i PLA+Cu wyznaczono doświadczalnie z zastosowaniem złożonej metodyki charakteryzowania termofizycznego. Wszystkie pomiary wykonano na próbkach wytworzonych przy tych samych parametrach FDM, jakie zastosowano przy wykonaniu badanych wymienników ciepła, aby zapewnić reprezentatywność właściwości materiału.

Ciepło właściwe wyznaczono metodą różnicowej kalorymetrii skaningowej (DSC), natomiast rozszerzalność cieplną i stabilność wymiarową oceniono na podstawie pomiarów dylatometrycznych. Dyfuzyjność cieplną zmierzono metodą laserowego impulsu cieplnego (LFA). Przewodność cieplną obliczono następnie z zależności:

$\lambda = a \cdot \rho \cdot cp$

gdzie:

- a – dyfuzyjność cieplna,
- ρ – gęstość materiału,
- cp – ciepło właściwe.

Pomiary prowadzono w zakresie temperatur 20–59 °C, odpowiadającym warunkom pracy podczas badań eksperymentalnych wymienników ciepła.

Zmierzona przewodność cieplna czystego PLA mieściła się w zakresie od 0,217 do 0,267 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$, przy wartości średniej:

$\lambda_{PLA} = 0{,}243 \pm 0{,}018\ W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$

Dla kompozytu PLA+Cu przewodność cieplna mieściła się w zakresie od 0,407 do 0,428 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$, przy wartości średniej:

$\lambda_{PLA+Cu} = 0{,}422 \pm 0{,}008\ W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$

Wyniki potwierdziły, że dodatek cząstek miedzi istotnie zwiększył przewodność cieplną drukowanego materiału. W porównaniu z czystym PLA kompozyt PLA+Cu wykazał średnią przewodność cieplną wyższą o około 74%.

Co istotne, wyznaczonych doświadczalnie wartości przewodności cieplnej nie interpretowano bezpośrednio jako zmniejszenia całkowitego oporu cieplnego. Uwzględniono je wyłącznie w członie oporu przewodzenia ścianki w modelu przenikania ciepła:

$$R_w = \frac{ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi N L \lambda_w}, \quad (1)$$

gdzie:

N=20

Wpływ przewodności materiału analizowano zatem poprzez jego udział w oporze przewodzenia ścianki, a nie na podstawie uproszczonych, bezpośrednich zależności między przewodnością a osiągami wymiennika.

Stosunkowo niewielka zmienność przewodności cieplnej z temperaturą wskazuje na stabilne właściwości termofizyczne obu materiałów w badanym zakresie warunków pracy.

Tabela 4. Zestawienie wartości współczynnika przewodzenia ciepła

Temperatura [°C]	λ PLA [W/mK]	λ PLA+Cu [W/mK]
20	0,238	0,425
30	0,244	0,426
40	0,248	0,426
50	0,267	0,428
59	0,217	0,407
Średnia	0,243 ± 0,018	0,422 ± 0,008

2.4. Opracowanie danych pomiarowych i obliczenia termohydrauliczne

2.4.1. Moc cieplna

Strumień ciepła wyznaczono niezależnie dla strumienia gorącego i zimnego na podstawie zmierzonych temperatur wlotowych i wylotowych oraz strumieni masy.

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h c_p \left(T_{h,in} - T_{h,out}\right), \tag{2}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_p \left(T_{c,out} - T_{c,in}\right), \tag{3}$$

Średnią moc cieplną obliczono jako:

$$\dot{Q}_{avg} = \frac{\dot{Q}_h + \dot{Q}_c}{2}, \tag{4}$$

Niezbilansowanie strumieni ciepła po stronie gorącej i zimnej mieściło się w całym badanym zakresie warunków pracy w dopuszczalnych granicach doświadczalnych.

2.4.2. Współczynnik przenikania ciepła

Współczynnik przenikania ciepła wyznaczono na podstawie zmierzonego strumienia ciepła metodą średniej logarytmicznej różnicy temperatur (LMTD):

$$\dot{\mathrm{Q}} = \mathrm{k} \cdot \mathrm{A} \cdot \Delta T_{lm}, \tag{5}$$

$$k = \frac{\mathrm{Q}}{\mathrm{A} \cdot \Delta T_{lm}}, \tag{6}$$

gdzie:

- k – współczynnik przenikania ciepła,
- A – powierzchnia wymiany ciepła,

ΔT_{lm} – średnia logarytmiczna różnica temperatur, obliczona według zależności:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}, \tag{7}$$

2.4.3. Model oporów cieplnych

Całkowity opór cieplny opisano jako sumę oporu konwekcyjnego po stronie wewnętrznej, oporu przewodzenia ścianki oraz oporu konwekcyjnego po stronie zewnętrznej.

$$\frac{1}{k} = \frac{r_{out}}{\alpha_1 r_{in}} + \frac{r_{out}}{\lambda_w} \ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right) + \frac{1}{\alpha_2}, \tag{8}$$

gdzie:

- α_1 – współczynnik przejmowania ciepła po stronie wewnętrznej,
- α_2 – współczynnik przejmowania ciepła po stronie zewnętrznej,
- λ_w – przewodność cieplna ścianki.

Ponieważ na podstawie dostępnych danych o globalnej wymianie ciepła nie było możliwe niezależne wyznaczenie obu współczynników, wprowadzono ich wzajemny stosunek:

$$A = \frac{\alpha_1}{\alpha_2}, \tag{9}$$

Zatem:

$$\alpha_1 = A \cdot \alpha_2, \tag{10}$$

Po podstawieniu tej zależności do równania całkowitego oporu cieplnego wyrażenie przyjmuje postać:

$$\frac{1}{k} = \frac{r_{out}}{A \cdot \alpha_2 \cdot r_{in}} + \frac{r_{out}}{\lambda_w}\ ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right) + \frac{1}{\alpha_1}, \tag{11}$$

Następnie, po przekształceniu, współczynnik przejmowania ciepła po stronie zewnętrznej obliczono jako:

$$\alpha_2 = \frac{r_{out} + r_{in} \cdot A}{r_{in} \cdot A \cdot \left[\frac{1}{k} - \frac{r_{out}}{\lambda_w}\ ln\left(\frac{r_{out}}{r_{in}}\right)\right]}, \tag{12}$$

Ostatecznie współczynnik przejmowania ciepła po stronie wewnętrznej wyznaczono z zależności:

$$\alpha_1 = A \cdot \alpha_2, \tag{13}$$

Stosunek współczynników A oszacowano na podstawie zależności między liczbami Nusselta a wymiarami charakterystycznymi obu stron:

$$A = \frac{Nu_1}{Nu_2} \cdot \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \cdot \frac{d_2}{d_1}, \tag{14}$$

gdzie Nu_1 i Nu_2 są liczbami Nusselta odpowiednio dla strony wewnętrznej i zewnętrznej, λ_1 i λ_2 – przewodnościami cieplnymi czynników, a d_1 i d_2 – odpowiadającymi im średnicami charakterystycznymi.

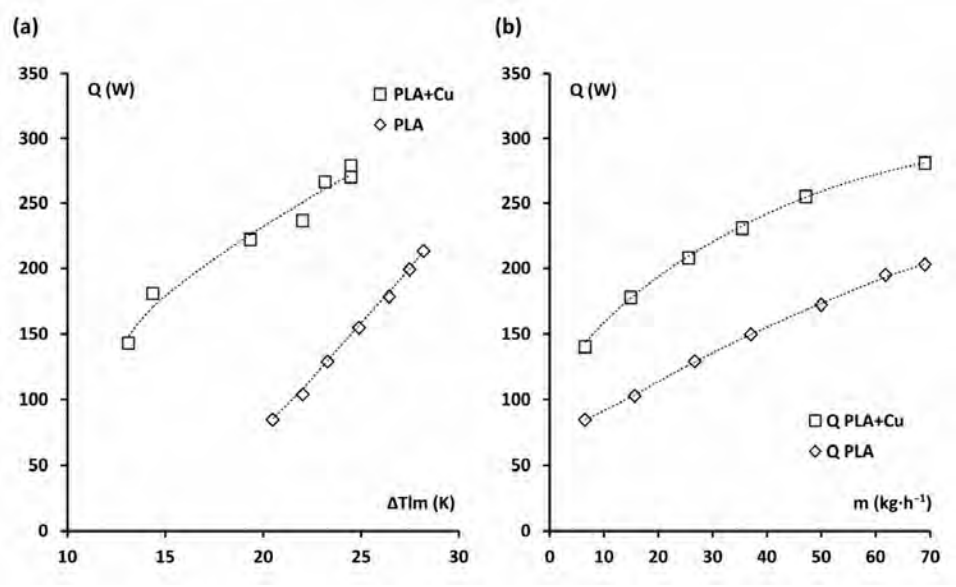
3. Wyniki i dyskusja

3.1. Ogólne charakterystyki cieplne

Wyznaczony doświadczalnie strumień ciepła Q rósł wraz ze strumieniem masy oraz średnią logarytmiczną różnicą temperatur dla obu badanych wymienników. Wymiennik wykonany z PLA+Cu niezmiennie wykazywał jednak istotnie lepsze parametry cieplne niż struktura z czystego PLA.

Zmierzony strumień ciepła wymiennika z PLA mieścił się w zakresie od około 88 do 208 W, natomiast wymiennika z PLA+Cu – od około 132 do 289 W w porównywalnych warunkach pracy. Poprawa była szczególnie wyraźna przy większych natężeniach przepływu, gdzie silniej uwidaczniał się wpływ przewodności cieplnej ścianki oraz intensywniejszego mieszania.

Zależność mocy cieplnej od średniej logarytmicznej różnicy temperatur przedstawiono na Rys. 5a, natomiast wpływ strumienia masy – na Rys. 5b



Rys. 5. Wpływ (a) średniej logarytmicznej różnicy temperatur oraz (b) strumienia masy na strumień ciepła Q dla wymienników z PLA i PLA+Cu.

Uzyskane wyniki wskazują, że dodatek cząstek miedzi istotnie poprawił zdolność wymiany ciepła. Poprawa ta wynikała z dwóch sprzężonych mechanizmów:

- zwiększonej przewodności cieplnej ścianki wymiennika,

- zwiększonej chropowatości powierzchni wewnętrznych i zewnętrznych, prowadzącej do silniejszych zaburzeń przepływu i intensyfikacji transportu konwekcyjnego.

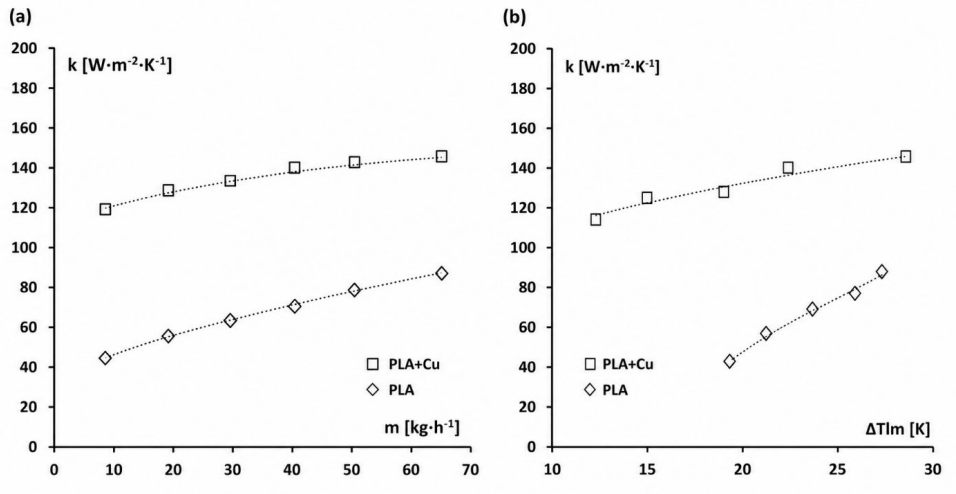
Zmierzona przewodność cieplna PLA+Cu była o około 74% wyższa niż czystego PLA, co znacząco zmniejszyło opór przewodzenia ścianki. Jednocześnie pomiary chropowatości wykonane na zakrzywionych powierzchniach wewnętrznych wykazały znacznie większe rozwinięcie powierzchni oraz większe amplitudy chropowatości dla PLA+Cu.

3.2. Współczynnik przenikania ciepła

Wyznaczony doświadczalnie współczynnik przenikania ciepła rósł wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa, strumienia masy oraz średniej logarytmicznej różnicy temperatur dla obu badanych wymienników.

Dla wymiennika z czystego PLA współczynnik przenikania ciepła mieścił się w zakresie od około 47 do 93 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, natomiast wymiennik z PLA+Cu osiągał wartości od około 114 do 151 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$. Struktura PLA+Cu wykazała zatem poprawę parametrów cieplnych sięgającą około 60–150% w zależności od warunków pracy.

Wpływ strumienia masy oraz średniej logarytmicznej różnicy temperatur na współczynnik przenikania ciepła przedstawiono na Rys. 6.



Rys. 6. Współczynnik przenikania ciepła k w funkcji (a) strumienia masy oraz (b) średniej logarytmicznej różnicy temperatur dla wymienników z PLA i PLA+Cu.

Istotnie wyższe wartości uzyskane dla PLA+Cu wynikały przede wszystkim ze zmniejszonego oporu cieplnego ścianki oraz intensywniejszego mieszania przyściennego wywołanego bardziej chropowatą morfologią powierzchni FDM. Wpływ przewodności ścianki był szczególnie istotny, ponieważ materiały polimerowe charakteryzują się z natury stosunkowo niską przewodnością cieplną w porównaniu z wymiennikami metalowymi. W konsekwencji

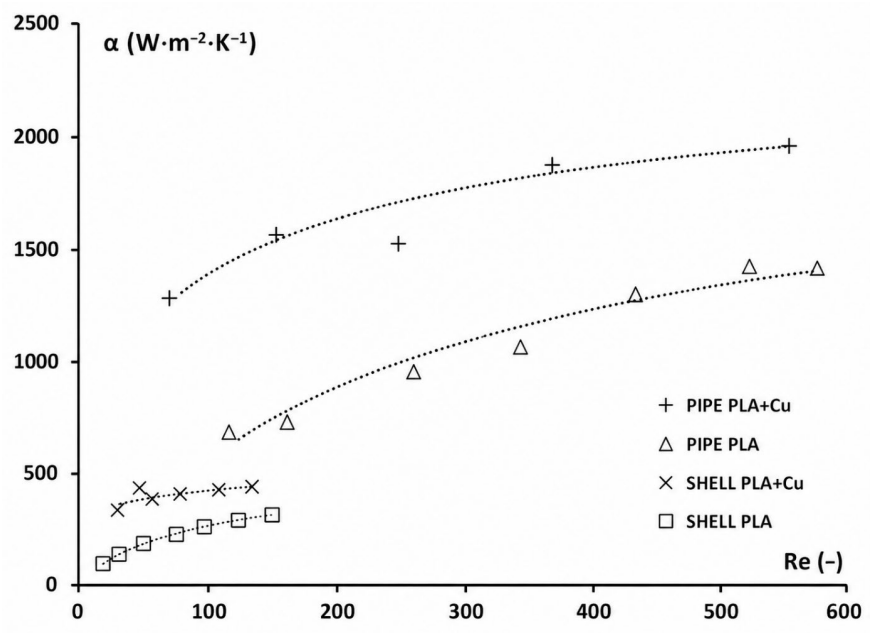
poprawa przewodności ścianki spowodowała znaczne zmniejszenie całkowitego oporu cieplnego.

Istotną obserwacją jest to, że wzrost k wraz z liczbą Reynoldsa stawał się mniej wyraźny przy większych natężeniach przepływu. Zachowanie to wskazuje na postępujące zmniejszanie się udziału oporu konwekcyjnego przy niemal niezmiennym oporze ścianki. Wyniki jednoznacznie pokazują, że sam wzrost przewodności cieplnej nie tłumaczy obserwowanej poprawy wymiany ciepła. Lepsze osiągi wynikały natomiast z synergicznego współdziałania wyższej przewodności ścianki i chropowatości powierzchni wynikającej z procesu FDM, która sprzyjała mieszaniu przyściennemu i intensyfikowała konwekcyjną wymianę ciepła.

3.3. Lokalne współczynniki przejmowania ciepła i analiza oporów cieplnych

Wyznaczone doświadczalnie lokalne współczynniki przejmowania ciepła przedstawiono na Rys. 7. Współczynniki po stronie rur były we wszystkich warunkach pracy znacznie wyższe niż po stronie płaszcza, co wynikało z istotnie większych lokalnych prędkości przepływu wewnątrz rur.

W przepływie po stronie rur wymiennik z PLA+Cu osiągał lokalne współczynniki przejmowania ciepła sięgające około 1400 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, natomiast wymiennik z czystego PLA – około 930 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$. Po stronie płaszcza współczynniki były znacznie niższe i wynosiły około 420 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ dla PLA+Cu oraz około 280 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ dla PLA.



Rys. 7. Lokalne współczynniki przejmowania ciepła po stronie rur i po stronie płaszcza w funkcji liczby Reynoldsa.

Analogia Chiltona–Colburna

W celu weryfikacji lokalnych współczynników przejmowania ciepła uzyskanych z modelu oporów cieplnych przeprowadzono dodatkowo niezależne obliczenia oparte na analogii Chiltona–Colburna między wymianą ciepła a wymianą pędu [27]. Analogia Chiltona–Colburna wiąże ze sobą wymianę pędu i ciepła w warunkach konwekcji wymuszonej i jest szeroko stosowana do przewidywania konwekcyjnych współczynników przejmowania ciepła w przepływach wewnętrznych. Metoda ta dostarcza niezależnego oszacowania lokalnego współczynnika przejmowania ciepła na podstawie wyznaczonych doświadczalnie charakterystyk hydraulicznych, umożliwiając tym samym weryfikację przyjętej procedury opracowania danych pomiarowych.

Czynnik Colburna dla wymiany ciepła definiuje się jako:

$$j_H = StPr^{2/3} \tag{15}$$

gdzie liczba Stantona wynosi

$$St = \frac{\alpha}{\rho c_p w} \tag{16}$$

Czynnik wymiany pędu wyraża się jako

$$j_M = \frac{c_f}{2} \tag{17}$$

gdzie c_f jest współczynnikiem oporu tarcia Fanninga.

Zgodnie z analogią Chiltona–Colburna,

$$j_H = j_M \tag{18}$$

co prowadzi do

$$StPr^{2/3} = \frac{c_f}{2} \tag{19}$$

a w konsekwencji

$$\alpha = \frac{c_f}{2Pr^{2/3}} \rho c_p w \tag{20}$$

Współczynnik oporu tarcia Fanninga wyznaczono na podstawie zmierzonego doświadczalnie spadku ciśnienia. W pierwszej kolejności obliczono współczynnik oporu tarcia Darcy'ego według zależności

$$f_D = \frac{2\Delta p D_h}{L\rho w^2} \tag{21}$$

gdzie Δp jest zmierzonym spadkiem ciśnienia, D_h – średnicą hydrauliczną, L – długością odcinka przepływu, ρ – gęstością czynnika, a w – średnią prędkością przepływu.

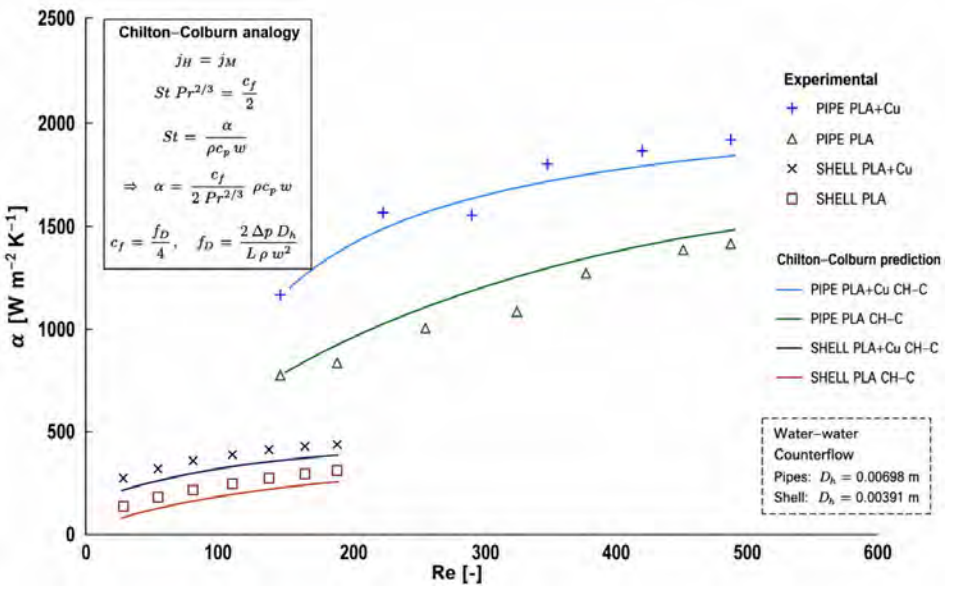
$$c_f = \frac{f_D}{4} \tag{22}$$

Obliczone wartości lokalnych współczynników przejmowania ciepła uzyskane z analogii Chiltona–Colburna porównano z wartościami wyznaczonymi z modelu oporów cieplnych w badanym zakresie liczby Reynoldsa. Zgodność obu metod oceniono za pomocą średniego bezwzględnego błędu procentowego (MAPE), obliczonego jako

$$MAPE = \frac{100}{n}\sum_{i=1}^{n}\left|\frac{\alpha_i - \alpha_{CH-C}}{\alpha_i}\right| \quad (23)$$

gdzie α_i oznacza współczynnik przejmowania ciepła uzyskany z modelu oporów cieplnych, α_{CH-C} jest wartością przewidywaną na podstawie analogii Chiltona–Colburna, a n – liczbą punktów pomiarowych.

Weryfikacja ta nie zastępuje opartego na eksperymencie modelu oporów cieplnych, lecz stanowi niezależną ocenę spójności i wiarygodności obliczonych lokalnych współczynników przejmowania ciepła.



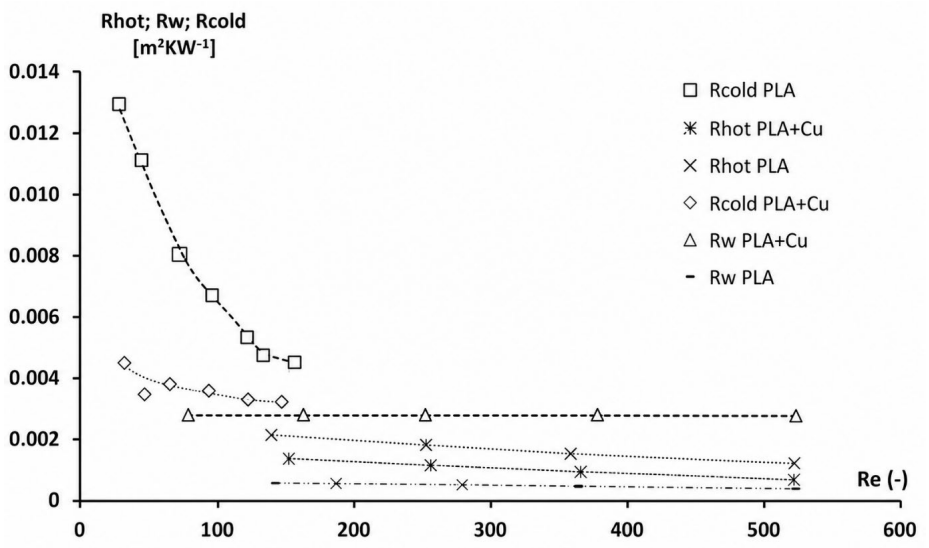
Rys. 8. Doświadczalna weryfikacja lokalnych współczynników przejmowania ciepła z zastosowaniem analogii Chiltona–Colburna między wymianą ciepła a wymianą pędu. Punkty oznaczają wartości wyznaczone doświadczalnie, natomiast linie ciągłe – przewidywania teoretyczne [27].

W celu weryfikacji lokalnych współczynników przejmowania ciepła wyznaczonych na podstawie modelu oporów cieplnych przeprowadzono niezależne obliczenia z wykorzystaniem analogii Chiltona–Colburna pomiędzy wymianą ciepła a wymianą pędu (Rys. 8.). Wartości współczynnika oporu tarcia (f), niezbędne do przeprowadzenia obliczeń, wyznaczono na podstawie badań własnych opisanych w rozdziale 3.4 niniejszego artykułu. Dobrą zgodność uzyskano zarówno po stronie rurowej, jak i płaszczowej, w całym analizowanym zakresie liczby Reynoldsa. Zastosowana analogia prawidłowo odwzorowała

wzrost współczynnika przejmowania ciepła wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa, a także wyższe wartości uzyskane dla wymiennika wykonanego z PLA+Cu.

Wartości eksperymentalne były na ogół nieznacznie wyższe od wartości przewidywanych teoretycznie, co można przypisać zwiększonej chropowatości powierzchni oraz odchyłkom geometrycznym wynikającym z procesu FDM. Pomimo tych różnic uzyskana zgodność potwierdza wiarygodność przyjętego modelu oporów cieplnych. Obliczony średni bezwzględny błąd procentowy (MAPE) mieścił się w zakresie 7–13%, wskazując na dobrą zgodność wyników uzyskanych z zastosowaniem obu niezależnych metod.

Istotnie wyższe wartości współczynnika przejmowania ciepła po stronie rurowej wskazują, że dominujący udział w całkowitym oporze cieplnym miały konwekcja po stronie płaszczowej oraz przewodzenie ciepła przez ściankę. Obserwacja ta jest zgodna z rozkładem składowych oporu cieplnego przedstawionym na Rys. 9.



Rys. 9. Składowe oporu cieplnego R_{hot}, R_{wall} i R_{cold} w funkcji liczby Reynoldsa dla wymienników z PLA i PLA+Cu.

Dominującą składową całkowitego oporu cieplnego był opór konwekcyjny po stronie płaszczowej, natomiast opór cieplny ścianki pozostawał niemal niezależny od liczby Reynoldsa. Obie składowe konwekcyjne malały wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa na skutek intensyfikacji konwekcji wymuszonej. W całym badanym zakresie wymiennik wykonany z PLA+Cu charakteryzował się mniejszym całkowitym oporem cieplnym niż wymiennik z czystego PLA. Szczególnie istotna jest obserwacja dotycząca względnego udziału oporu ścianki. Mimo że przewodność cieplna PLA+Cu była znacznie wyższa niż przewodność czystego PLA, udział oporu ścianki pozostawał porównywalny z oporami konwekcyjnymi, co wynika z nadal stosunkowo niskiej przewodności cieplnej materiałów polimerowych. Potwierdza to istotne znaczenie zwiększania przewodności cieplnej materiału ścianki w przypadku polimerowych wymienników ciepła.

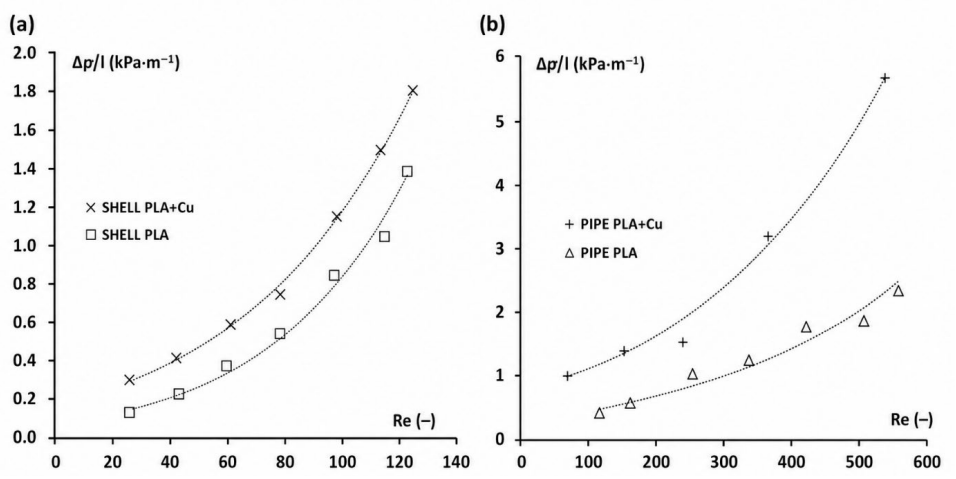
Istotną obserwacją jest również to, że wpływ chropowatości powierzchni stawał się coraz wyraźniejszy wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa. Przy małych natężeniach przepływu różnice między wymiennikami z PLA i PLA+Cu były stosunkowo umiarkowane, natomiast przy wyższych liczbach Reynoldsa opory hydrauliczne związane z bardziej rozwiniętą strukturą powierzchni kompozytu wzrastały znacząco. Zachowanie to wskazuje, że efekty mieszania wywołane chropowatością powierzchni stawały się coraz bardziej istotne wraz ze wzrostem udziału sił bezwładności w przepływie.

Uzyskane wyniki pokazują silne sprzężenie między morfologią powierzchni charakterystyczną dla wytwarzania przyrostowego a charakterystykami termohydraulicznymi. Bardziej chropowata powierzchnia PLA+Cu intensyfikowała wymianę ciepła, ale jednocześnie powodowała istotny wzrost strat ciśnienia, ujawniając wyraźny kompromis między intensyfikacją wymiany ciepła a charakterystykami hydraulicznymi wymiennika. Obserwacja ta potwierdza, że samo zwiększenie przewodności cieplnej ścianki nie jest wystarczające do uzyskania korzystnych charakterystyk cieplnych wymiennika, jeżeli nie towarzyszy mu odpowiednia intensyfikacja konwekcji po stronie płaszczowej.

3.4. Charakterystyki hydrauliczne

Spadek ciśnienia rósł wraz z liczbą Reynoldsa dla obu badanych wymienników ciepła. Struktura PLA+Cu wykazywała jednak w całym zakresie pracy niezmiennie większe opory hydrauliczne ze względu na znacznie bardziej chropowatą morfologię powierzchni wewnętrznych.

Wyznaczone doświadczalnie jednostkowe spadki ciśnienia odniesione do długości wymiennika (Δp/l) przedstawiono na Rys. 10 dla przepływu po stronie płaszcza i po stronie rur.



Rys. 10. Spadek ciśnienia odniesiony do długości wymiennika (Δp/l) w funkcji liczby Reynoldsa dla: (a) przepływu po stronie płaszcza i (b) przepływu po stronie rur.

Jednostkowy spadek ciśnienia wzrastał wraz z liczbą Reynoldsa dla obu badanych wymienników, co potwierdza narastający wpływ efektów lepkościowych i bezwładnościowych wraz ze wzrostem prędkości przepływu.

W obu konfiguracjach przepływu wymiennik z PLA+Cu wykazywał niezmiennie wyższe jednostkowe spadki ciśnienia niż wymiennik z czystego PLA. Różnice stawały się coraz wyraźniejsze przy wyższych liczbach Reynoldsa, szczególnie w przypadku przepływu po stronie rur.

Po stronie płaszcza jednostkowy spadek ciśnienia dla wymiennika z PLA wzrastał od około 0,13 do 1,36 $kPa \cdot m^{-1}$, natomiast dla wymiennika z PLA+Cu osiągał wartości do około 1,83 $kPa \cdot m^{-1}$. Chociaż oba materiały wykazywały podobną ogólną tendencję, struktura kompozytowa niezmiennie generowała większe straty hydrauliczne, co wiązało się z bardziej chropowatą morfologią powierzchni wewnętrznych.

Większe różnice zaobserwowano po stronie rur. Jednostkowy spadek ciśnienia dla wymiennika z PLA wzrastał od około 0,38 do 2,35 $kPa \cdot m^{-1}$, natomiast dla wymiennika z PLA+Cu przekraczał 6,4 $kPa \cdot m^{-1}$ przy najwyższych badanych liczbach Reynoldsa. Zachowanie to wskazuje na znacznie silniejszy wpływ chropowatości powierzchni w warunkach przepływu wewnętrznego o ograniczonej średnicy hydraulicznej.

Zwiększone opory hydrauliczne obserwowane dla wymiennika z PLA+Cu wiązały się bezpośrednio z morfologią powierzchni zidentyfikowaną na podstawie pomiarów topografii reprezentatywnych zakrzywionych powierzchni wykonanych metodą FDM. Materiał kompozytowy charakteryzował się istotnie większymi amplitudami chropowatości oraz większym rozwinięciem powierzchni, co prowadziło do:

- silniejszych zaburzeń w warstwie przyściennej,
- wielokrotnego przerywania hydrodynamicznej warstwy przyściennej,
- powstawania lokalnych stref recyrkulacji,
- zwiększonej dysypacji lepkiej.

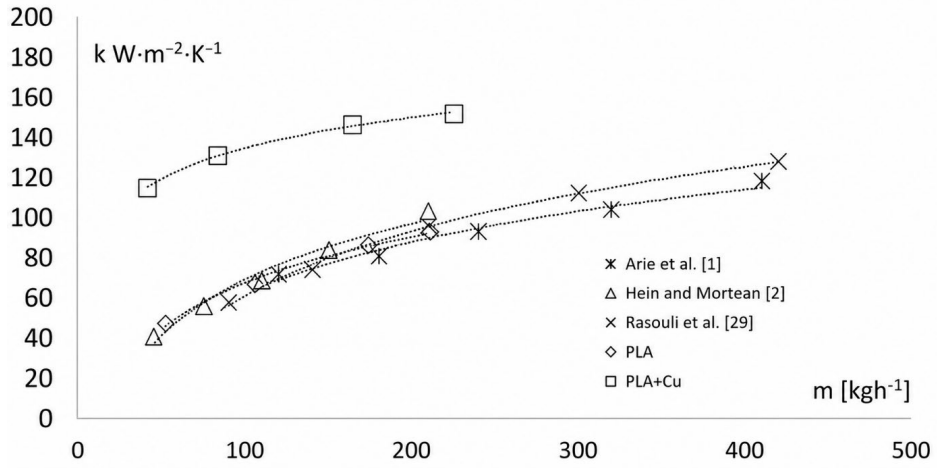
Wpływ chropowatości stawał się coraz silniejszy wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa, co wskazuje na rosnące znaczenie efektów bezwładnościowych i zaburzeń przepływu wywołanych chropowatością powierzchni. Zachowanie to dobrze koresponduje z wynikami pomiarów topografii powierzchni przedstawionymi na Rys. 4.

Uzyskane wyniki wyraźnie pokazują kompromis termohydrauliczny charakterystyczny dla kompozytowych wymienników ciepła wytwarzanych metodą FDM. Bardziej chropowata struktura PLA+Cu poprawiała charakterystyki wymiany ciepła, ale jednocześnie generowała znacznie większe straty hydrauliczne, szczególnie po stronie rur, gdzie lokalne prędkości przepływu oraz naprężenia styczne przy ściance były większe.

Po stronie płaszcza jednostkowe spadki ciśnienia były mniejsze ze względu na większą średnicę hydrauliczną oraz mniejszą średnią prędkość przepływu. W konsekwencji pogorszenie charakterystyk hydraulicznych związane z zastosowaniem materiału kompozytowego było mniej wyraźne niż w przypadku przepływu po stronie rur.

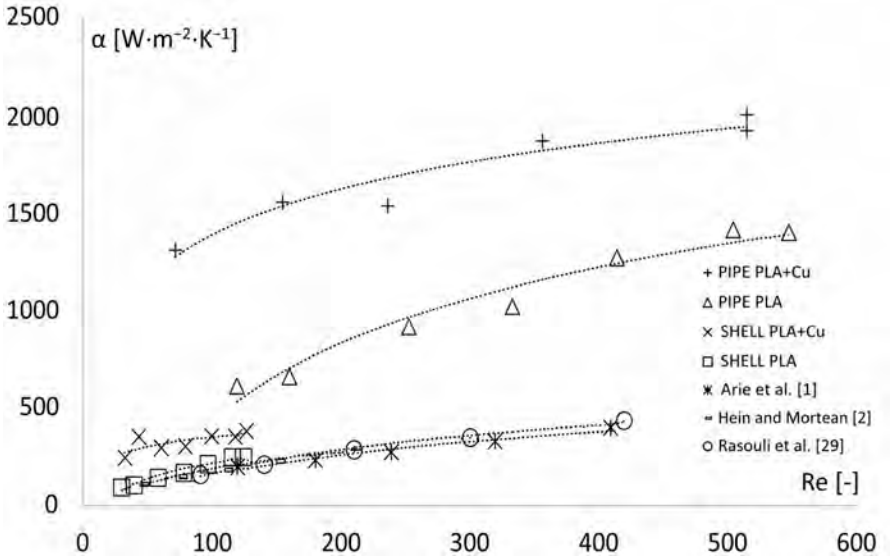
3.5. Porównanie z wcześniej opisanymi polimerowymi i wytwarzanymi przyrostowo wymiennikami ciepła

W celu oceny charakterystyk termohydraulicznych badanych wymienników ciepła uzyskane wyniki porównano z reprezentatywnymi danymi literaturowymi dotyczącymi wymienników polimerowych, kompaktowych, o chropowatych powierzchniach oraz wytwarzanych przyrostowo, pracujących w porównywalnych zakresach liczby Reynoldsa. Porównanie obejmuje współczynniki przenikania ciepła, efektywne konwekcyjne współczynniki przejmowania ciepła oraz jednostkowe spadki ciśnienia.



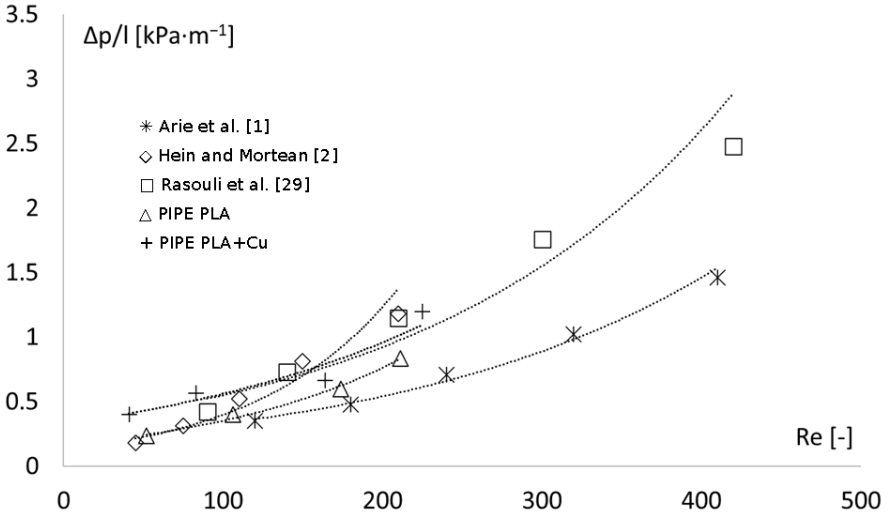
Rys. 11. Porównanie współczynnika przenikania ciepła k uzyskanego w niniejszej pracy z wybranymi danymi literaturowymi dla polimerowych i wytwarzanych przyrostowo kompaktowych wymienników ciepła.

Wymiennik z czystego PLA pracował w zakresie typowo podawanym dla polimerowych kompaktowych wymienników ciepła wytwarzanych technikami przyrostowymi. Wymiennik z PLA+Cu wykazywał natomiast istotnie wyższe współczynniki przenikania ciepła w całym badanym zakresie pracy, przewyższając większość opisanych w literaturze kompaktowych wymienników polimerowych pracujących w porównywalnych warunkach.



Rys. 12. Porównanie efektywnych konwekcyjnych współczynników przejmowania ciepła uzyskanych w niniejszej pracy z wybranymi danymi literaturowymi.

Wymiennik z PLA+Cu osiągnął efektywne współczynniki przejmowania ciepła po stronie rur przekraczające 1000 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, istotnie wyższe od wartości podawanych dla konwencjonalnych polimerowych kompaktowych wymienników ciepła. Wyniki wskazują, że filament z napełniaczem miedziowym intensyfikował zarówno przewodzenie ciepła przez ściankę, jak i przyścienny transport konwekcyjny, dzięki zwiększonej chropowatości powierzchni.



Rys. 13. Porównanie jednostkowych spadków ciśnienia Δp/l uzyskanych w niniejszej pracy z wybranymi danymi literaturowymi.

Straty ciśnienia zaobserwowane dla wymiennika z czystego PLA mieściły się w zakresie typowo podawanym dla polimerowych kompaktowych wymienników ciepła. Wymiennik z PLA+Cu wykazywał natomiast istotnie wyższe jednostkowe spadki ciśnienia, szczególnie w obszarze po stronie rur, co potwierdza silny wpływ chropowatej morfologii powierzchni wewnętrznych powstającej podczas procesu FDM.

4. Wnioski

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych charakterystyk termohydraulicznych kompaktowych wymienników ciepła typu płaszczowo-rurowego, wykonanych metodą wytłaczania stopionego filamentu (FDM) z czystego PLA oraz PLA wzmocnionego cząstkami miedzi, w identycznych warunkach geometrycznych i eksploatacyjnych.

Przeprowadzone pomiary chropowatości wykazały, że dodatek cząstek miedzi istotnie modyfikował morfologię powierzchni wewnętrznych powstających w procesie FDM. Materiał PLA+Cu charakteryzował się znacznie wyższymi parametrami chropowatości oraz bardziej rozwiniętą strukturą powierzchni w porównaniu z czystym PLA.

Pomiary przewodności cieplnej potwierdziły, że zastosowanie napełniacza miedziowego istotnie zwiększyło zdolność materiału do przewodzenia ciepła przez ściankę wymiennika. Średnia przewodność cieplna wzrosła z około 0,243 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ dla czystego PLA do około 0,422 $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ dla PLA+Cu.

Zwiększona przewodność cieplna oraz bardziej rozwinięta morfologia powierzchni istotnie poprawiły charakterystyki wymiany ciepła. Wymiennik z PLA+Cu osiągnął współczynniki przenikania ciepła w zakresie od około 115 do 152 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$, natomiast wymiennik z czystego PLA – od około 48 do 93 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$. Efektywne współczynniki przejmowania ciepła po stronie rur dla wymiennika z PLA+Cu przekraczały 1000 $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$.

Analiza hydrauliczna wykazała, że intensyfikacji wymiany ciepła towarzyszył wzrost strat ciśnienia. Jednostkowy spadek ciśnienia dla wymiennika z PLA+Cu osiągał wartości do około 6,4 $kPa \cdot m^{-1}$, istotnie wyższe niż w przypadku wymiennika z czystego PLA. Wyniki wskazują, że opory przepływu związane z chropowatością powierzchni odgrywały istotną rolę w kształtowaniu charakterystyk termohydraulicznych wymiennika kompozytowego.

Porównanie z danymi literaturowymi wykazało, że wymiennik z czystego PLA pracował w zakresie wartości charakterystycznych dla polimerowych kompaktowych wymienników ciepła wytwarzanych metodami przyrostowymi. Wymiennik z PLA+Cu osiągał natomiast wyższe wartości współczynników przejmowania ciepła niż wiele wcześniej opisanych kompaktowych wymienników polimerowych, przy stratach ciśnienia porównywalnych z wartościami podawanymi w literaturze dla intensyfikowanych struktur kompaktowych oraz kanałów o chropowatych ściankach.

Podsumowując, uzyskane wyniki pokazują, że zastosowanie filamentów PLA z napełniaczem miedziowym może istotnie poprawić charakterystyki cieplne kompaktowych wymienników ciepła wykonywanych metodą FDM. Intensyfikacja wymiany ciepła jest jednak silnie sprzężona ze wzrostem oporów hydraulicznych, co wskazuje, że podczas projektowania wytwarzanych przyrostowo wymienników z kompozytów polimerowych należy jednocześnie uwzględniać zarówno poprawę przewodzenia ciepła przez ściankę, jak i hydrauliczne konsekwencje zwiększonej chropowatości powierzchni.

Zaproponowaną metodykę można również zastosować do innych kompaktowych, wytwarzanych przyrostowo polimerowych wymienników ciepła w celu wyznaczania lokalnych współczynników przejmowania ciepła na podstawie globalnych pomiarów eksperymentalnych.

Wykaz oznaczeń

Kategoria	Symbol	Opis	Jednostka
Symbole łacińskie	A	Powierzchnia wymiany ciepła	m^2
	A_c	Pole przekroju poprzecznego przepływu	m^2
	c_f	Współczynnik oporu tarcia Fanninga	–
	c_p	Ciepło właściwe	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
	D_h	Średnica hydrauliczna	m
	f_D	Współczynnik oporu tarcia Darcy'ego	–
	j_H	Czynnik Colburna dla wymiany ciepła	–
	j_M	Czynnik Colburna dla wymiany pędu	–
	k	Współczynnik przenikania ciepła	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
	L	Długość odcinka przepływu	m
	$\dot{m}$	Strumień masy	$kg\ s^{-1}$
	Nu	Liczba Nusselta	–
	Pr	Liczba Prandtla	–
	Q	Strumień ciepła	W
	R	Opór cieplny	$K\ W^{-1}$
	Re	Liczba Reynoldsa	–
	S_a	Średnia arytmetyczna wysokość chropowatości	µm
	S_{dr}	Względny przyrost powierzchni rozwiniętej	%
	S_k	Głębokość chropowatości rdzenia	µm
	S_q	Średnia kwadratowa wysokość chropowatości	µm
	S_t	Liczba Stantona	–
	S_z	Maksymalna wysokość powierzchni	µm
	T	Temperatura	K
	u	Średnia prędkość przepływu	$m\ s^{-1}$
Symbole greckie	α	Lokalny współczynnik przejmowania ciepła	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
	δ	Grubość ścianki	m
	Δp	Spadek ciśnienia	Pa
	ΔT	Różnica temperatur	K
	ΔTlm	Średnia logarytmiczna różnica temperatur	K
	λ	Przewodność cieplna	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
	µ	Lepkość dynamiczna	Pa s
	ρ	Gęstość	$kg\ m^{-3}$
Indeksy dolne	1	Strona rur	–

Kategoria	Symbol	Opis	Jednostka
	2	Strona płaszcza	–
	c	Czynnik zimny	–
	D	Darcy	–
	exp	Eksperymentalne	–
	f	Fanning	–
	h	Czynnik gorący	–
	H	Wymiana ciepła	–
	i	*i*-ty punkt pomiarowy	–
	in	Wlot	–
	lm	Średnia logarytmiczna	–
	M	Momentum	–
	out	Wylot	–
	TRM	Model oporów cieplnych	–
	CH–C	Przewidywanie wg analogii Chiltona–Colburna	–
	w	Ścianka	–
Skróty	AM	Wytwarzanie przyrostowe	–
	FDM	Osadzanie topionego materiału	–
	FFF	Wytłaczanie topionego filamentu	–
	GUM	Przewodnik wyrażania niepewności pomiaru	–
	LFA	Analiza laserowego impulsu cieplnego	–
	LMTD	Średnia logarytmiczna różnica temperatur	–
	MAPE	Średni bezwzględny błąd procentowy	–
	PEC	Kryterium oceny efektywności	–
	PLA	Polilaktyd (kwas polimlekowy)	–
	PLA+Cu	Kompozyt polilaktydu z dodatkiem miedziowym	

Literatura

[1] M.A. Arie, D.M. Hymas, F. Singer, A.H. Shooshtari, M. Ohadi, An additively manufactured novel polymer composite heat exchanger for dry cooling applications, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 147 (2020) 118889. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118889.

[2] L.L. Hein, M. Mortean, Theoretical and experimental thermal performance analysis of an additively manufactured polymer compact heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 124 (2021) 105237. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105237.

[3] Y. Sun, D. Li, J. Ji, Z. Hua, Numerical study of structural parameters of perforated baffle on heat transfer enhancement in coiled elastic copper tube heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* 260 (2025) 124993. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.124993.

[4] Y. Sun, D. Li, J. Ji, Z. Hua, Numerical analysis on heat transfer performance of spiral elastic copper tube heat exchanger with helical defectors, *Applied Thermal Engineering* 248 (2024) 123298. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123298.
[5] T.S. Wai, N. Maruyama, N. Wongmongkol, C. Chaichana, M. Hirota, Experimental evaluation of localized air temperature profile and performance of serpentine copper tube heat exchanger for energy-saving crop cultivation, *Case Studies in Thermal Engineering* 60 (2024) 104816. DOI: 10.1016/j.csite.2024.104816.
[6] D.H. Nguyen et al., Improvement of thermal-hydraulic performance of plate heat exchanger by electroless nickel, copper and silver plating, *Case Studies in Thermal Engineering* 23 (2021) 100797. DOI: 10.1016/j.csite.2020.100797.
[7] S. Vijayakumar, S. Advaith, A. Mani, Experimental insights into heat transfer and pressure drop: A comparative study of copper spray coated and plain corrugated gasket plate heat exchangers, *Thermal Science and Engineering Progress* 56 (2024) 103070. DOI: 10.1016/j.tsep.2024.103070.
[8] S. Pakalka, K. Valančius, G. Streckienė, Experimental comparison of the operation of PCM-based copper heat exchangers with different configurations, *Applied Thermal Engineering* 172 (2020) 115138. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115138.
[9] A. Chen, Y. Meng, B. Liu, Y. Li, Z. Miao, Effects of inclination on the frosting process on cold surface of copper heat exchanger, *Energy and Buildings* 231 (2021) 110628. DOI: 10.1016/j.enbuild.2020.110628.
[10] C.R. Raghavendra, K. Hasavimath, K. Naik, Study on effectiveness of heat pipe heat exchanger with copper tube cylinders, *Materials Today: Proceedings* 39 (2021) 800-804. DOI: 10.1016/j.matpr.2020.09.652.
[11] Z. Li et al., Experimental investigation and annual performance mathematical-prediction on a novel LT-PV/T system using spiral-descent concentric copper tube heat exchanger as the condenser for large-scale application, *Renewable Energy* 187 (2022) 257-270. DOI: 10.1016/j.renene.2022.01.079.
[12] T. Wang, X. Jia, Y. Wang, C. Ye, Effects of water chemistry on corrosion and plugging in the copper heat exchangers of water-cooled generators in power plants, *Applied Thermal Engineering* 257 (2024) 124218. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.124218.
[13] H. Peltola, M. Lindgren, Failure analysis of a copper tube in a finned heat exchanger, *Engineering Failure Analysis* 51 (2015) 83-97. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2015.02.016.
[14] K.L. Liaw, J.C. Kurnia, N. Sallih, M. Mustapha, A.P. Sasmito, Heat transfer analysis of subcooled flow boiling in copper foam helical coiled heat exchanger - A pore-scale numerical study, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 155 (2024) 107514. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107514.
[15] K. Wang, Y.L. Ju, X.S. Lu, A.Z. Gu, On the performance of copper foaming metal in the heat exchangers of pulse tube refrigerator, *Cryogenics* 47 (2007) 19-24. DOI: 10.1016/j.cryogenics.2006.08.010.

[16] D.Y. Kim, K.C. Kim, An experimental study on the thermal and hydraulic characteristics of open-cell nickel and copper foams for compact heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 130 (2019) 162-174. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.10.084.
[17] R. Ranjbarzadeh, A.H. Meghdadi Isfahani, M. Afrand, A. Karimipour, M. Hojaji, An experimental study on heat transfer and pressure drop of water/graphene oxide nanofluid in a copper tube under air cross-flow: Applicable as a heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* 125 (2017) 69-79. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.06.110.
[18] S. Alqaed, J. Mustafa, M. Sharifpur, Numerical and optimization study of turbulent water-copper nanofluid flow in a heat exchanger in power plant with conical rings, *Annals of Nuclear Energy* 203 (2024) 110494. DOI: 10.1016/j.anucene.2024.110494.
[19] A.A. Lokhande, D.R. Waghole, S.A. Dayane, Heat transfer augmentation in shell and tube heat exchangers using copper oxide nanofluid with modified geometry: A numerical investigation, *Materials Today: Proceedings* 72 (2023) 1240-1245. DOI: 10.1016/j.matpr.2022.09.290.
[20] Y. Saberi, H. Oveisi, Development of novel cellular copper-aluminum composite materials, *Materials Chemistry and Physics* 279 (2022) 125742. DOI: 10.1016/j.matchemphys.2022.125742.
[21] P. Guo et al., Inspired by heat exchanger fins: Enhanced thermal properties of flexible phase change composites, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 231 (2024) 125851. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.125851.
[22] J. Laureto, J. Tomasi, J.A. King, J.M. Pearce, Thermal properties of 3-D printed polylactic acid-metal composites, *Progress in Additive Manufacturing* 2 (2017) 57-71. DOI: 10.1007/s40964-017-0019-x.
[23] M. Yilmaz, O.N. Sara, S. Karsli, Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis, *Exergy, An International Journal* 1 (2001) 278-294. DOI: 10.1016/S1164-0235(01)00034-6.
[24] A.A. Ali, D. Alfarge, A.M. Lafta et al., Numerical investigation for the effects of surface roughness in counter flow microchannel heat exchanger with different channels geometries, *Discover Applied Sciences* 6 (2024) 459. DOI: 10.1007/s42452-024-06132-5.
[25] D.H. Nguyen, P.Q. Nguyen, R. Ur Rehman, J.F. Kim, H.S. Ahn, Optimizing the effect of micro-surface on the thermal hydraulic performance of plate heat exchanger, *Applied Thermal Engineering* 239 (2024) 122172. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.122172.
[26] N. Chandora, A. Mani, S. Advaith, Investigation of heat transfer and pressure drop characteristics in metal-foam filled channels in a plate heat exchanger: A comparative experimental study, *Applied Thermal Engineering* 241 (2024) 122368. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.122368.
[27] T.H. Chilton, A.P. Colburn, *Mass transfer (absorption) coefficients: prediction from data on heat transfer and fluid friction.* Ind. Eng. Chem., 1934, 21, 1183.
[29] E. Rasouli, E. Fricke, V. Narayanan, *High efficiency 3-D printed microchannel polymer heat exchangers for air conditioning applications*, Science and Technology for the Built Environment 28(3) (2022) 289–306. https://doi.org/10.1080/23744731.2022.2026693

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_45

Experimental study of capillary film asymmetry – comparison with existing liquid film thickness correlations

ANDRZEJ I. NOWAK[1], TOMASZ DURAZIŃSKI[1], DAISUKE TSUNEOKA[2], JUNNOSUKE OKAJIMA[2]

[1] Politechnika Wrocławska, Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław
[2] Institute of Fluid Science, Tohoku University, 2-1-1 Katahira, Aoba-ku, Sendai, Miyagi 980–8577, Japan
[1] e-mail: an.nowak@pwr.edu.pl

Keywords: liquid film, two-phase flow, liquid film thickness asymmetry, capillary forces, Bond number

In near the capillary limit channels, a very thin capillary liquid film plays a crucial role in determining flow resistance, heat transfer, and interface stability. Understanding how this film behaves under conditions where capillary and gravitational forces are comparable is essential in applications involving heat transfer.

The aim of the study is to investigate the asymmetry of the liquid film thickness formed in circular channels (in diameter 3 and 4 mm) during the two-phase flow of ethanol liquid and air. The diameters were selected so that the Bond number (Bo) was below and above the critical value of 4, corresponding to the transition from capillary-force-dominated to buoyancy-force-dominated flow.

The experimental methodology was based on the measurement of the thickness of the capillary film and the air bubble velocity. The film thickness was determined at one point of the channel using a Keyence CL-3000 confocal sensors with an accuracy of 1.3 µm. Simultaneously, images were recorded with a Phantom VEO340L high-speed camera operating at 1000 fps and then analysed with custom software to determine the velocity.

The results revealed a clear film asymmetry in the 4 mm tube (Bo>4). At the bottom of the channel the film was several times thicker than at the top, indicating a significant influence of buoyancy forces. When capillary forces should dominate the flow (3 mm / Bo<4), asymmetry was also observed, but to a lesser extent than for the 4 mm tube. The obtained values were compared both with classical correlations describing a symmetrical capillary flow film – such as Taylor's law – and with newer approaches. The models systematically underestimated the thickness of the layer at the bottom wall and overestimated it at the top.

The combination of confocal method with high-speed camera recordings proved to be an effective tool for measuring film thickness and vapour bubble velocity. The data obtained fills an important gap in the characterisation of asymmetric capillary films on a millimetre scale.

Introduction

Context and motivation

Multiphase flows occur in applications across many fields of engineering. For this reason, they represent a particularly fascinating area of study for researchers. Multiphase flows can occur on both a macro scale (power stations, pipelines) and a micro scale, e.g. lab-on-a-chip. Depending on the scale, different forces influence the behaviour of the flow.

This study focuses on the intermediate scale, where both surface tension (dominant at the micro-scale) and gravitational forces (dominant at the macro-scale) exert a comparable influence on the flow dynamics. The primary motivation for this research is the optimization of Pulsating Heat Pipes (PHPs), where multiphase flow and associated mass transfer are critical for thermal performance. Our previous findings [1] indicated that in channels with diameters exceeding the capillary limit, inertial and gravitational forces significantly alter the flow regime. Furthermore, we demonstrated [2] that the inclination of the PHP relative to the gravity vector substantially impacts its overall efficiency. Two primary mechanisms are hypothesized to drive this effect: the hydrostatic pressure gradient, which influences the liquid return to the evaporator section, and the asymmetry of the liquid film thickness. The latter can lead to the formation of "dry-spots" (see Figure 1) causing premature drying of the evaporator walls and, consequently, the cessation of the PHP's operation.

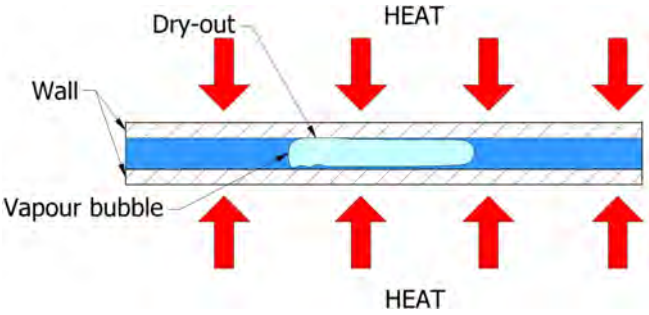


Figure 1. Scheme of dry-out formation during two-phase flow, illustrated with a single bubble.

In PHPs, the liquid film thickness δ is a critical parameter. The local heat transfer coefficient can be approximated as inversely proportional to the film thickness ($h \sim k/\delta$, where k is the thermal conductivity of the liquid), meaning that any reduction in δ or the emergence of dry-spots leads to a drastic increase in thermal resistance.

Existing models and their limitations

The study of liquid films in capillary channels predates the development of PHPs [3]. Early theoretical frameworks were based on the work of Bretherton [4], who derived film thickness correlations by neglecting inertial and gravitational effects, complemented by the experimental observations of Taylor [5]. Bretherton established that the film thickness δ scales with the capillary number (Ca) as $\delta/R \sim Ca^{2/3}$. This model was later refined by Aussillous and Quéré [6], who introduced corrections for additional effects, yielding the approximation $\delta/R \sim Ca^{2/3}/(1 + Ca^{2/3})$. Subsequent improvements were proposed by Han and Shikazono [7], and Tsuneoka and Okajima [8], providing higher accuracy for symmetric films in micro-channels.

Research gap

Despite extensive research on liquid films, a significant gap remains regarding the measurement and modeling of film thickness under conditions of asymmetry. Most existing literature focuses on micro-channels (typically $< 1\,mm$) where gravitational effects are negligible. However, practical PHP applications often employ channels operating near the capillary limit. This limit is defined by the Bond number, with the critical diameter expressed as $D_{crit} = 2\sqrt{\sigma/g(\rho_l - \rho_v)}$ [9]. For ethanol, this critical diameter is approximately 3.4 mm, suggesting that for many real-world PHPs, gravity-induced asymmetry is not a negligible perturbation but a dominant factor.

1. Existing models of liquid film thickness

1.1. Classic models

Classic models of the thickness of a liquid film around an elongated bubble (a Taylor bubble) are based on the assumption that viscous and capillary forces dominate, whilst the effect of inertia is negligible. In these models, the dimensionless film thickness δ/R is a function solely of the capillary number $Ca = \mu U/\sigma$.

The foundation is Bretherton's analysis [4], based on lubrication theory applied to the front meniscus of a semi-infinite bubble. The resulting relationship takes the form $\delta/R = 0{,}643 \cdot (3Ca)^{2/3}$ and retains high accuracy in the range of very small capillary numbers ($Ca < 5 \cdot 10^{-3}$). Bretherton also demonstrated a fundamental geometric difference between the two menisci – a smooth leading interface and a trailing interface on which characteristic capillary waves appear.

Concurrently, Taylor [5] presented experimental results for highly viscous liquids. He demonstrated that the fraction of liquid remaining on the wall after the bubble has passed tends towards an asymptotic value at high Ca. Both of these regimes – the Bretherton scaling for small Ca and the Taylor plateau for large Ca – were unified by the correlation of Aussillous and Quéré [6]:

$$\delta/R = 1{,}34 \cdot Ca^{2/3}/(1 + 3{,}35 \cdot Ca^{2/3})$$

This correlation currently serves as the standard reference for slug flow under conditions where inertia is negligible. A common assumption underlying all three models is that the bubble is sufficiently long so that its length does not affect δ.

1.2. Extensions of classic models – the Hana and Shikazono models

At higher speeds, when the Reynolds number is no longer negligible, the bubble front deforms under the influence of inertial forces – it becomes 'sharper', leading to a thickening of the liquid film compared to the predictions of purely visco-capillary models. The most widely used correlation accounting for this effect is the empirical relationship by Han and Shikazono [7], which extends the Aussillous–Quéré form to include terms involving the Reynolds (Re) and Weber (We) numbers:

$$\frac{\delta}{D} = \frac{0.670 \cdot Ca^{2/3}}{1 + 3.13 \cdot Ca^{2/3} + 0.504 \cdot Ca^{0.672} \cdot Re^{0.589} - 0.352 \cdot We^{0.629}}$$

As $Re \to 0$ and $We \to 0$, the correlation reduces to the Aussillous–Quéré form: $0.670 \cdot Ca^{2/3}$ in the numerator reproduces the Bretherton regime, whilst the term $3.13 \cdot Ca^{2/3}$ in the denominator

accounts for the Taylor asymptote. The terms involving $Re^{0.589}$ and $We^{0.629}$ constitute an inertial correction responsible for film thickening at high velocities. The model's scope of applicability covers laminar flows ($Re < 2000$).

2. Research methodology

This section details the experimental setup (Figure 2), the procedures for raw data processing, and the algorithm used to analyze the liquid film thickness. Furthermore, the method for determining bubble velocity and length via high-speed imaging is described.

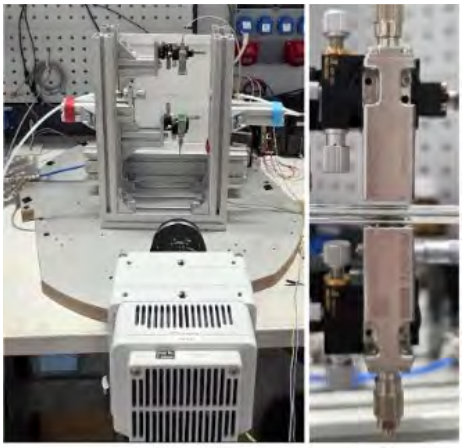


Figure 2. View of the test setup from the high-speed camera's perspective (a) and the arrangement of the confocal sensors in relation to the glass pipe (b).

2.1. Experimental setup

The experimental setup was constructed using a rigid aluminum frame to ensure stability. The measurement section consisted of borosilicate glass tubes. To measure the liquid film thickness, two Keyence CL-V050 confocal displacement sensors were mounted on the frame, positioned to probe the tube from the top and bottom. The fluid flow was driven by a G528 peristaltic pump and a LEADFLUID TYD02 syringe pump. Ethanol (99.8% purity) was used as the liquid phase, and air as the gas phase. The liquid flow rate was controlled by adjusting the DC voltage supplied to the peristaltic pump, allowing for Reynolds numbers in the range of 300–1000. Air was injected via a T-junction during the liquid phase standby periods using the syringe pump, ensuring the generation of repeatable single bubbles. The overall configuration is illustrated in Figure 2.

2.2. Liquid Film Thickness measurement

The thickness of the liquid film was measured simultaneously from the top and bottom of a horizontally oriented borosilicate glass tube. The measurement system comprised two CL-V050 heads, CL-V050N optical units, and a CL-3000 controller. These confocal sensors are designed for challenging environments, featuring a reference distance of $50\ mm$, a measurement range of $\pm 4\ mm$, a linearity of $\pm 1.4\ \mu m$, and a resolution of $0.25\ \mu m$ with a laser spot diameter of approximately $40\ \mu m$. The thickness was determined using the displacement method for transparent

objects (Figure 3). This technique relies on the detection of four reflection points of light beams with different wavelengths. The sensor registers the reflected rays, which are then converted into distance values relative to a reference level.

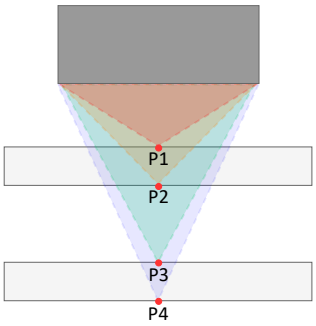


Figure 3. Schematic diagram illustrating the principle of operation of a confocal sensor during measurements in a glass pipe.

To ensure accuracy, reference measurements of the empty tube were first performed to define the precise position of the inner wall. In the presence of ethanol, the glass–liquid interface becomes invisible to the sensor, allowing only the liquid–gas interface to be detected. The film thickness was calculated as the difference between the distance P_2 recorded during bubble passage and the reference distance P_2 from the empty tube. Data post-processing was performed using a custom Python script according to the following procedure:

1. Reading the data with reference measurement and calculating the median position of the internal wall of the tube for the top and bottom sensors.
2. Identification of the output channels corresponding to the film thickness.
    - Filtering of the signal based on the reference value: $\Delta = Ref - V_i$, where $0 \leq \Delta \leq \Delta_{Max}$. For top liquid film $\Delta_{Max} = 400\ \mu m$, and for bottom liquid film $\Delta_{Max} = 900\ \mu m$,
    - Selection of the optimal measurement closest to the reference: $V^* = \min(\Delta)$,
3. Calculation of the film thickness.
    - Calculation of the apparent thickness:
      $\delta_{Top,poz} = Ref_{Top} - V^*_{i,Top}$ $\delta_{Bottom,poz} = Ref_{Bottom} - V^*_{i,Bottom}$
    - Calculation of the physical thickness: $\delta = \delta_{poz} * n$, where n is the refractive index of ethanol.
    - Application of a clipping function to the final result:

$$\delta_{final} = \begin{cases} 0 & \delta < 0 \\ \delta & 0 \leq \delta \leq 2000 \\ 2000 & \delta > 2000 \end{cases}$$

The key objective of the analysis was to determine the effect of flow velocity, represented by the capillary number Ca, on the asymmetry of the liquid phase distribution. To quantify the effect of the flow velocity (represented by the capillary number Ca) on the liquid distribution, a dimensionless asymmetry parameter $\delta_{Top}/\delta_{Bottom}$ was introduced. Depending on the value obtained for this parameter, three distinct cases can be identified:

A) $\frac{\delta_{Top}}{\delta_{Bottom}} < 1$ Asymmetry resulting from a thinner upper liquid film

B) $\frac{\delta_{Top}}{\delta_{Bottom}} = 1$ Symmetry of a liquid film

C) $\frac{\delta_{Top}}{\delta_{Bottom}} > 1$ Asymmetry resulting from a thicker upper liquid film

In the final step, the average liquid film thickness was calculated for the central region of the bubble. This excluded values that might inflate the average, appearing at the front and in the rippling region at the rear of the bubble. The graph shown in Figure 4 illustrates an example of a measurement, with the time range over which the liquid film thickness was averaged marked in purple.

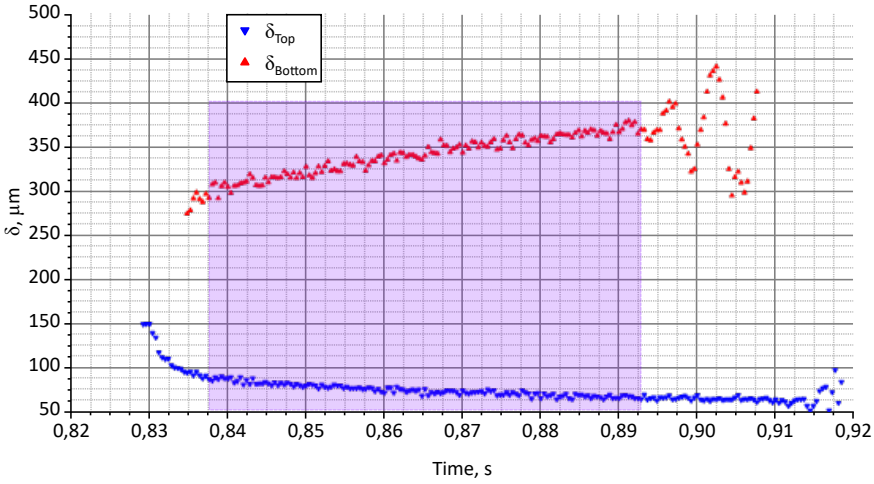


Figure 4. Example of liquid film thickness measurement with highlighted area of value averaging.

2.3. Flow velocity measurement

The analysis of flow velocity and gas bubble length was performed based on recordings acquired from a Phantom VEO340L high-speed camera. This system is equipped with a 12-bit CMOS sensor with a resolution of 4 Mpix and a pixel size of approximately $10\ \mu m$, ensuring high sensitivity and superior image quality. The bubble flow was recorded at a frame rate of 1000 fps with an exposure time of $20\ \mu s$. A Tamron SP 28–75 mm f/2.8 XR Di (Macro) lens was employed; its aperture (f/2.8) allowed for the use of short exposure times, which effectively minimized motion blur during the registration of high-velocity phenomena.

Measurements were conducted for tubes with internal diameters of 3 mm and 4 mm. The image resolution was configured to 2048 px along the tube axis and 180 px in the vertical axis. For the 4 mm diameter tube, the observation area was 103.5 mm, resulting in a spatial resolution of 0.05054 mm/px. For the 3 mm tube, the captured area length was 109 mm, which corresponded to a spatial resolution of 0.05322mm/px.

The determined velocity represents the average translation speed of the gas bubble during the period of liquid film thickness acquisition. It is important to emphasize that this parameter describes the average translation of the bubble within the tube, rather than the velocity of the liquid phase; this value was used as the basis for calculating all relevant dimensionless numbers. The bubble length was defined as the distance between the front (head) and the rear (tail) of the bubble, measured at

the moment of its passage through the film thickness measurement point. The uncertainty of the results primarily arises from the spatial resolution of the optical system and the subjective error of the operator during the image analysis process.

3. Results and discussion

This section presents and discusses the experimental results regarding the liquid film thickness during the flow of air bubbles in ethanol. The data are analyzed as a function of the Capillary number (Ca), which represents the ratio of viscous forces to surface tension forces. The primary metrics evaluated are the relative film thickness (the ratio of film thickness to pipe diameter, δ/D) and the asymmetry index (the ratio of the upper film thickness to the lower film thickness, $\delta_{Top}/\delta_{Bottom}$). All presented values are averages from a series of five independent measurements per data point, with the standard deviation indicated by error bars on the plots.

To ensure consistency across the experimental set, the ratio of bubble length to channel radius was maintained within a narrow range of 19.3 to 21, minimizing the influence of bubble geometry on the film thickness.

3.1. Results for 3 mm tube

The results for the pipe with an internal diameter of 3 mm are shown in Figure . The measurements were conducted within a Capillary number range of $0.008 \leq Ca \leq 0.028$. It was observed that the liquid film thickness increases with Ca, although a pronounced asymmetry in this growth was detected. While the thickness of the bottom film increases dynamically as a function of Ca, the upper film grows significantly slower, asymptotically approaching a value of $100\ \mu m$. This suggests that in the 3 mm} pipe, the influence of gravity on the liquid distribution is significant, leading to a preferential accumulation of the liquid phase at the bottom of the channel.diameter pipe, calculated for a series of measurements at different capillary numbers.

3.2. Results for 4 mm tube

The results for the 4 mm pipe are presented in Figure 5. In this case, the Capillary number range was $0.0067 \leq Ca \leq 0.0195$. Although the general trend of increasing film thickness with Ca persists, the nature of the changes differs from those observed in the 3 mm pipe. At low Ca values, the bottom film thickness remains relatively stable, fluctuating within a narrow range of $460 - 470\ \mu m$, before showing a gradual increase. In contrast, the upper film exhibits a steady, successive increase. Notably, within the overlapping Ca range, the thickness of the upper film in the 4 mm pipe is comparable to that observed in the 3 mm pipe, indicating that the upper film thickness may be less sensitive to the pipe diameter than the bottom film.

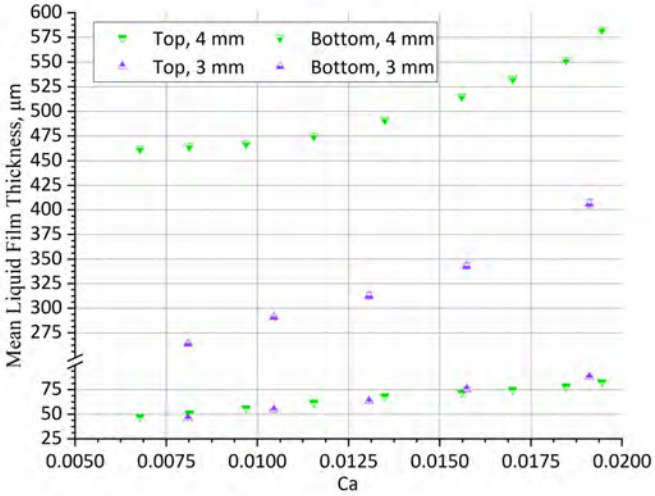


Figure 5.5 The average values of the liquid film thickness in a 3mm and 4 mm diameter pipe, calculated for a series of measurements at different capillary numbers.

3.3. Analysis of asymmetry

The asymmetry of the liquid film was further analyzed using the dimensionless ratio of film thickness to pipe diameter (δ/D, Figure) and the asymmetry ratio ($\delta_{Top}/\delta_{Bottom}$, Figure 6). In Figure , a smaller divergence between the curves for the upper and lower films indicates a higher degree of flow symmetry. For both diameters, the δ/D values for the upper film are comparable, with slightly higher values recorded for the 3 mm pipe. However, for the bottom film, the δ/D ratio was significantly lower for the smaller pipe diameter. The asymmetry ratio presented in Figure reveals that the 3 mm pipe exhibits lower asymmetry in the range $Ca < 0.02$. For both pipe diameters, a general decrease in asymmetry was observed as the Capillary number increased, although the characteristics of this trend varied. For the 4 mm pipe, the rate of asymmetry reduction decelerated above $Ca \approx 0.013$. For the 3 mm pipe, the downward trend continued until $Ca \approx 0.015$, after which a sharp increase in asymmetry was observed. This abrupt change in the 3 mm pipe suggests a transition in the flow regime or a critical point where gravitational forces begin to dominate the film redistribution more aggressively as the velocity increases.

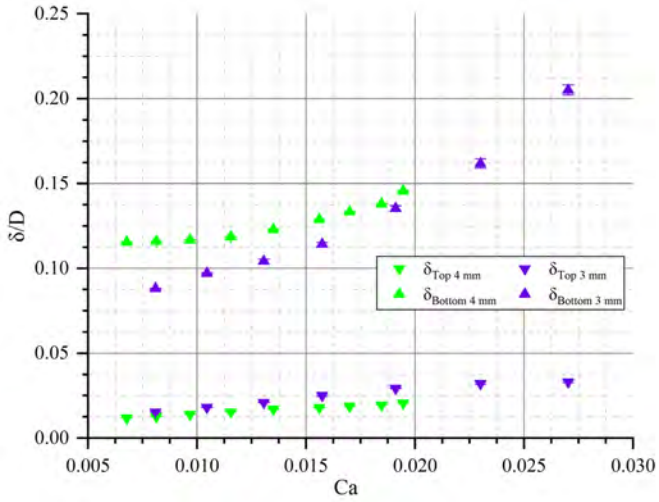


Figure 6 6. The ratio of liquid film thickness to channel diameter for 3 mm and 4 mm pipes, depending on the capillary number.

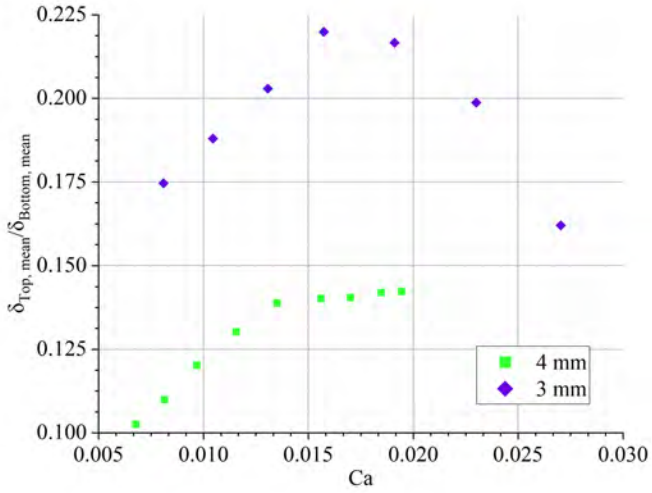
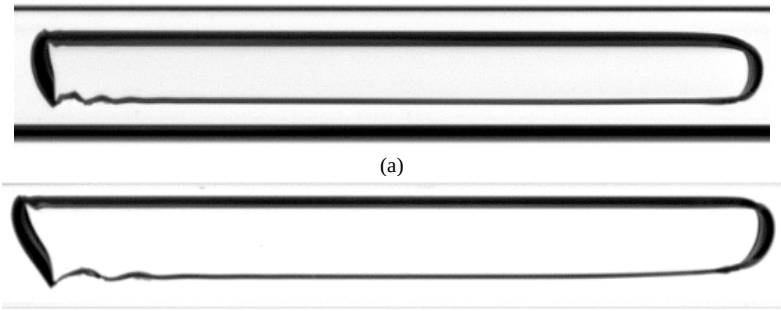


Figure 77. The calculated liquid film asymmetry index for pipes with a diameter of 3 mm and 4 mm, depending on the capillary number.

As illustrated in Figure , high-speed cameras were utilised to capture images of the bubble shape for $3\ mm$ and $4\ mm$ tubes. In the $3\ mm$ channel ($Ca = 0.0195$), as shown in Figure (a), the lower liquid film exhibits three capillary waves, whereas the upper liquid film displays a single wave. For $4\ mm$ channel ($Ca = 0.0138$), shown in Figure (b), capillary waves are also evident and extend over a larger portion of the bubble surface. Furthermore, a distinct difference in the rear meniscus was observed: while in the $3\ mm$ channel retained a characteristic symmetric Taylor-bubble shape with associated wave structures, the rear meniscus in the $4\ mm$ channel became asymmetric, reflecting the increased influence of buoyancy forces on bubble morphology. Similarly, the leading-meniscus geometry differed between the investigated channels. The bubble tip was deflected dwonwards relative to the channel centreline in the $3\ mm$ channel, whereas an upward deflection was observed in the $4\ mm$ channel.



(a)

(b)

Figure 8 8. The shape of the bubble captured by a high-speed camera for the (a) $3\ \mathrm{mm}$ channel ($\mathrm{Ca} = 0.0195$) and for the (b) $4\ \mathrm{mm}$ channel ($\mathrm{Ca} = 0.0138$).

4. Comparison with existing correlations

The experimental results for the liquid film thickness were compared with established correlations from the literature. It is important to note that the majority of these correlations were developed for channels with diameters significantly smaller than those used in this study—specifically, channels operating strictly within the capillary regime where gravitational effects are negligible. This study evaluates three representative models: the classical correlation by Bretherton [4], the refined model by Aussillous and Quéré [6], and the more recent approach by Han and Shikazono [7]. These three models represent the evolution of the hydrodynamics of Taylor bubbles in small-diameter channels.

The Bretherton model serves as the theoretical baseline for low Capillary numbers; it is based on a strict analytical solution within the framework of lubrication theory, describing the behavior of very thin films. The correlation by Aussillous and Quéré extends this analysis to a wider range of velocities typical of microfluidic systems, introducing a correction that describes the transition from a thin film to a state where the thickness reaches a limit of approximately half the channel radius. Finally, the model proposed by Han and Shikazono accounts for inertial forces and the dynamic parameters of the bubble. This addition is crucial for capturing deviations from purely visco-capillary models that occur at higher velocities or in channels where the lubrication approximation is no longer fully valid.

4.1. Comparison with correlations

Figure 9 presents a comparison between the experimental data for the 3 mm diameter pipe and the selected theoretical models. A significant discrepancy was observed between the experimental measurements and the correlations, particularly for the bottom liquid film. For the upper film, the literature models show higher agreement, although they systematically overestimate the thickness. The closest match to the experimental trends was achieved using the correlations of Aussillous & Quéré and Han & Shikazono. The latter, by accounting for a broader spectrum of viscous and surface tension forces, relatively well captures the trends observed in smaller-diameter pipes. In contrast, the Bretherton model exhibited the largest deviations. This is likely due to its nature as a classical model based on the assumption of very low Ca and the complete neglect of gravity, which leads to substantial estimation errors in flows characterized by pronounced asymmetry. A similar phenomenon was observed for the 4 mm pipe (Figure 9), where the models of Aussillous & Quéré and Han & Shikazono again provided the best, albeit imperfect, fit.

The observed discrepancies strongly suggest that the "intermediate scale" of the channels used in this study introduces gravitational effects that are not captured by current visco-capillary correlations. The fact that models overestimate the upper film while underestimating the bottom film confirms that gravity induces a redistribution of the liquid phase, shifting the mass from the top to the bottom of the pipe.

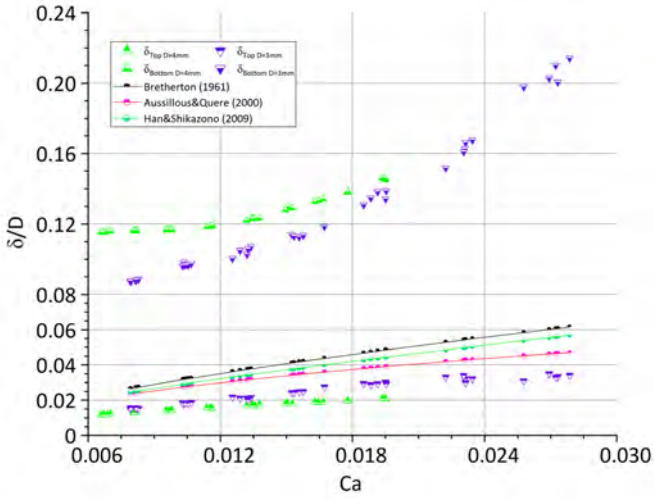


Figure 9.9 A comparison of the measurement results for a 3 mm and 4 mm diameter pipe with existing correlations.

Summary

The conducted research demonstrated a strong dependence of the liquid film thickness on the Capillary number. A systematic increase in asymmetry between the upper and lower liquid layers was observed as the flow velocity increased. In the 3 mm pipe, a critical point was identified at $Ca \approx 0.015$, beyond which asymmetry increases abruptly. In the 4 mm pipe, these changes are more gradual, and the bottom liquid film shows a tendency toward stabilization before further growth.

The comparative analysis with theoretical models highlights the significant impact of gravitational forces. The results deviate markedly from the classical Bretherton theory and show only partial agreement with the models of Han & Shikazono and Aussillous & Quéré. While these more modern correlations better describe the upper film, they fail to accurately predict the behavior of the bottom film. This confirms that existing correlations, developed primarily for micro-channels, are insufficient for pipes operating near the capillary limit, where the balance between surface tension and gravity is shifted.

Acknowledgements

Part of the work was carried out under the Collaborative Research Project of the Institute of Fluid Science, Tohoku University (Project code: J26I041), and National Science Centre under OPUS project number 2024/55/B/ST8/01704. Part of the data analysis was performed using resources provided by Wroclaw Centre for Networking and Supercomputing via grant 441 (http://wcss.pl).

Nomenclature

Bo	Bond number (–)
Ca	capillary number (–)
D	channel diameter (m)
g	gravitational acceleration (m/s²)
L_b	bubble length (m)
R	channel radius (m)
Re	Reynolds number (–)
U	bubble velocity (m/s)
We	Weber number (–)

Greek symbols

δ	liquid film thickness (m)
μ	dynamic viscosity (Pa·s)
σ	surface tension (N/m)
ρ	density (kg/m³)

Bibliography

[1] A. I. Nowak, L. Pietrasanta, C. Czajkowski, M. Marengo, and S. Pietrowicz, 'Bubble coalescence and break-up in confined oscillating two-phase flows under microgravity conditions', *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2022, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.122905.
[2] A. I. Nowak, C. Czajkowski, P. Błasiak, and S. Pietrowicz, 'Thermal Performances Of A Pulsating Heat Pipe With Different Inclination Angles, Filling Ratios and Working Fluids', 2019.
[3] H. Akachi, 'Structure of a heat pipe', US4921041A, May 01, 1990 Accessed: Dec. 03, 2025. [Online]. Available: https://patents.google.com/patent/US4921041A/en
[4] F. P. Bretherton, 'The motion of long bubbles in tubes', *J. Fluid Mech.*, vol. 10, no. 02, p. 166, Mar. 1961, doi: 10.1017/S0022112061000160.
[5] G. I. Taylor, 'Deposition of a viscous fluid on the wall of a tube', *J. Fluid Mech.*, vol. 10, no. 02, p. 161, Mar. 1961, doi: 10.1017/S0022112061000159.
[6] P. Aussillous and D. Quéré, 'Quick deposition of a fluid on the wall of a tube', *Phys. Fluids*, vol. 12, no. 10, pp. 2367–2371, Oct. 2000, doi: 10.1063/1.1289396.
[7] Y. Han and N. Shikazono, 'Measurement of the liquid film thickness in micro tube slug flow', *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 30, no. 5, pp. 842–853, Oct. 2009, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2009.02.019.
[8] D. Tsuneoka and J. Okajima, 'Modification of Taylor's law based on the Reynolds number effects on liquid film thickness', *Phys. Fluids*, vol. 36, no. 12, p. 122008, Dec. 2024, doi: 10.1063/5.0238010.
[9] P. A. Kew and K. Cornwell, 'Correlations for the prediction of boiling heat transfer in small-diameter channels', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 17, no. 8–10, pp. 705–715, Aug. 1997, doi: 10.1016/S1359-4311(96)00071-3.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_46

Physics-Informed Generative Design of TPMS Compact Heat Exchangers Using Neural Operators

MOIZUDDIN S. KHAJA[1], DARIUSZ MIKIELEWICZ[1]

[1]Gdansk University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering and Ship Technology,
Gabriela Narutowicza 11/12, Gdańsk, Poland

[1]E-mail: moizuddin.khaja@pg.edu.pl; dariusz.mikielewicz@pg.edu.pl

Keywords: triply periodic minimal surface; compact heat exchanger; conjugate heat transfer; Fourier neural op-erator; surrogate modelling

Triply periodic minimal surface (TPMS) cores offer high surface-area density, smooth periodic flow passages, and a natural route to metal additive manufacturing. Their design space is difficult to exploit, however, because every candidate can require implicit geometry generation, robust meshing, conjugate CFD convergence, and post-processing before one thermal–hydraulic point is known. This cost makes broad Pareto exploration impractical when morphology, cell size, wall thickness, flow rate, inlet temperature, and heat load vary together.

This paper introduces a field-resolved surrogate workflow for early TPMS core design. A three-dimensional Fourier neural operator is trained on a laminar conjugate CFD dataset to map voxelised geometry, signed-distance information, and operating conditions to velocity, pressure, solid/fluid temperature fields, and the scalar objectives ΔP_{core} and $T_{\text{max,solid}}$. The surrogate is therefore more than a scalar response surface: it retains spatial fields for hotspot inspection and physical consistency checks while providing inexpensive objective estimates for screening.

On held-out CFD data, the model predicts peak solid temperature with $R^2 = 0.972$ and 0.53% mean absolute percentage error. Pressure drop is less reliable in absolute value ($R^2 = 0.574$), but retains moderate ordering information (Spearman $\rho = 0.777$ over positive finite predictions), so it is used as a coarse hydraulic filter rather than a final ranking coordinate. A Pareto-style screen of 206 valid held-out candidates identifies 19 nondominated candidates, with selected points spanning 50–129 Pa and 325–358 K. For assembled voxel tensors, logged training plus $10\,000$ batched scalar evaluations requires about 16.8 h, compared with about $33\,500$ h for direct CFD on the reference per-case scale. These results show that neural operators can move TPMS heat-exchanger exploration from repeated CFD evaluation toward rapid, field-aware screening, while final hydraulic ranking remains reserved for pressure-aware refinement and targeted CFD verification.

1. INTRODUCTION

1.1. Motivation: TPMS CHX cores and the optimisation bottleneck

Compact heat exchangers are central to waste-heat recovery, aerospace thermal management, and advanced power cycles because high area density translates directly into smaller and lighter equipment at a given duty [12, 13]. Triply periodic minimal surfaces are attractive cores because they combine three properties: geometric continuity (no sharp corners typical of strut lattices), a high surface-area-to-volume ratio, and compatibility with metal additive manufacturing that permits control over cell size, wall thickness, and local porosity [14, 44].

Quantitatively, these properties translate into significant thermal-hydraulic gains at the unit-cell and device level. Review-level evidence reports several-fold increases in Nusselt number and up to 60% smaller envelope relative to conventional exchangers at matched duty [12], while device studies docu-ment overall thermal-performance improvements of 15–100% against printed-circuit heat exchangers
in sCO_2 service [22] and a 55% increase in effectiveness of a 3D-printed gyroid core versus a thermodynamically equivalent counter-flow exchanger at one-tenth the volume [11]. These gains come with pressure-drop penalties whose magnitude depends on morphology and operating point, so design is

an explicit trade-off between thermal and hydraulic objectives rather than a scalar ranking problem.

The difficulty is that *exploratory* optimisation in this space remains costly. For every candidate design, geometry generation, meshing of periodic surfaces, pseudo-transient convergence of the coupled flow–conduction system, and post-processing dominate the wall time. Review-level work on topology optimisation of heat exchangers stresses precisely this point: high-fidelity CFD and multi-physics coupling limit how many designs can be screened, motivating reduced-order models, analytical surrogates, or learning-based accelerators [7, 13, 38]. The framework developed here targets that bottleneck by using a trained neural operator for field-aware screening after controlled offline dataset generation, while retaining field-resolved outputs so that local pathologies (hotspots, recirculation, interfacial flux concentrations) remain diagnosable after surrogate substitution.

The presentation follows a reproducible laminar conjugate benchmark: a single coolant stream interacting with an electrically heated TPMS solid. This single-stream abstraction does not emulate a complete two-fluid exchanger with headers or manifold losses; it isolates intrinsic core convection and conduction at modest Reynolds numbers so that mesh automation and dataset growth remain manageable while methodology is frozen for publication.

1.2. Roadmap

Section 2 summarises TPMS morphology evidence, CFD optimisation bottlenecks, neural operators, and the position of this study (Figure 1). Section 3 formalises the decoupled conjugate lattice problem (Figure 2), Fluent configuration, voxelised surrogate inputs, physics-motivated loss, and meshing rationale (Figures 3–4). Sections 4–5 document data preparation and training; empirical training curves appear in Figure 6. Section 6 defines an NSGA-II/CMA-ES-ready surrogate loop (Figures 7–8). Section 7 reports validation, amortised runtime, Pareto screening, and held-out scalar comparison, followed by limitations and future research directions.

1.3. Contributions

1. A *decoupled conjugate CFD benchmark* for TPMS cores—single-fluid laminar channel, volumetrically heated solid, Ansys Fluent with polyhedral-hexcore meshing without inflation, coupled pressure–velocity and pseudo-transient stabilisation at a time-step factor of 0.01—designed to remain robust across large variations in cell type, thickness, and operating conditions.
2. A *geometry and SDF pipeline* that drives commercial lattice generation (nTopology) with VDB/MSH export and produces a voxel signed-distance field at 64^3; mesh sizing is derived algorithmically from the unit-cell size, thickness, and cell type rather than hand-tuned per case.
3. A three-dimensional dual-head *FNO* consuming nine voxelised physics/condition channels plus appended normalised (x, y, z) coordinates inside the spectral trunk, yielding six continuum fields plus $(\Delta P_{\text{core}}, T_{\text{max,solid}})$. Training combines masked supervision with physically motivated regularisers (narrow-band thermal continuity across the immersed boundary, hotspot weighting); discretised PDE residuals on the Cartesian grid are not part of the loss.
4. An *iterative refinement protocol* that combines space-filling initial sampling (uniform, LHS, or Sobol) with an optional Monte Carlo dropout acquisition heuristic [15] acting on the scalar heads.
5. A *surrogate loop* prepared for later NSGA-II [9] or CMA-ES [17] design campaigns; the present results are held-out Pareto screening.
6. A *reproducibility workflow* with deterministic sampling, duplicate-geometry checks, and fixed train–validation reporting.

1.4. Problem statement

The design task addressed here is exploratory multi-objective improvement of periodically tiled TPMS cores under laminar conjugate convection in a simplified single-stream benchmark. Practical motivation

comes from needing many candidate evaluations inside a thermal–hydraulic Pareto search, whereas each high-fidelity lattice solve couples fragile mesh generation, nonlinear flow, and conjugate diffusion with internal generation. Repeated CFD therefore becomes the limiting cost. The methodological problem is to retain field-resolved velocity, modified pressure, and solid–fluid temperatures alongside integral ΔP and peak-solid temperature, while replacing inner-loop CFD with an operator surrogate. The workflow separates *(i)* amortised supervised learning on an offline CFD dataset from *(ii)* surrogate screening and optimisation-ready forward passes. Auxiliary requirements are robust geometric encoding across cell types, avoidance of voxel-level Navier–Stokes residuals, and an acquisition path that reduces scalar risk before evolutionary search.

Scope. Steady, incompressible, laminar flow; $Re \approx 100$–400; no turbulence closure. Three unit-cell types (Gyroid, Schwarz-primitive, Diamond). Design variables and bounds are tabulated in Sec. 3.2.

2. LITERATURE REVIEW

2.1. TPMS thermal--hydraulic morphology

Cell-type comparisons at matched surface area, porosity, or Reynolds number consistently find trade-offs that depend on morphology. Al-Ketan et al. [1] report a 32% increase in convective heat-transfer coefficient for a Diamond solid-network heat sink relative to a Gyroid baseline at comparable area, at the cost of a proportional pressure-drop rise. Flow-oriented studies corroborate the pattern: Barakat and Sun [6] obtain up to 32.7% higher convective heat-transfer coefficients by controlled Gyroid deformation, and Tang et al. [39] find Diamond Nusselt numbers exceeding an equivalent finned heat sink by 9–196% in the range $Re \approx 170$–940. Liang et al. [26] report that Schwarz-D cores outperform Primitive cores by 41–52% and Gyroid cores by 4–12% in cross-flow service. Secondary-flow investigations by Iyer et al. [18] show high friction factors, with Schwarz-D giving the most favourable combined heat-transfer/pressure-drop behaviour among seven TPMS and periodic-nodal-surface candidates.

Together, these studies show why a useful TPMS design workflow must preserve the trade-off between heat transfer and pressure drop. They also motivate a surrogate that can compare morphology classes rather than being trained for one fixed lattice.

2.2. Hybrid and graded TPMS cores

Blending primitive TPMS classes or grading cell size and thickness unlocks trade-offs that single-class lattices cannot access. Min et al. [31] report improved heat-exchange efficiency for Gyroid–Diamond and Primitive-based hybrids, while Wang et al. [40] show that a Gyroid-to-Diamond graded design can improve heat transfer while reducing flow resistance. Oh et al. [34] further demonstrate that filtering and smoothing TPMS inlet and outlet regions can strongly reduce pressure drop in printed prototypes. These findings support the choice of cell size, wall thickness, and morphology as optimisation variables.

2.3. Multi-objective optimisation of TPMS exchangers

The nonlinear coupling between geometry and thermal-hydraulic performance has motivated evolutionary optimisation. Attarzadeh et al. [5] apply a genetic algorithm to TPMS heat-recovery cores, Modrek et al. [32] connect topology-optimised porous designs with gyroid heat sinks, and Alteneiji et al. [3] develop characteristic maps for crossflow TPMS compact heat exchangers. In these workflows, each fitness evaluation normally calls a CFD solver, so computational cost becomes a practical limitation. Detailed conjugate lattice studies also show that mesh generation and solver convergence can be fragile in complex TPMS passages [18, 36]. This is the central justification for amortising CFD through a trained operator surrogate.

2.4. Neural operators, mesh-based surrogates, and physics-informed learning

Neural operators approximate PDE solution operators between function spaces rather than single solution instances, and admit discretisation-invariant families [21, 27]. The Fourier neural operator (FNO) of Li et al. [23] performs learned spectral convolutions on regular grids and has shown large speed-ups on canonical PDE benchmarks. Geometry-informed variants extend this family to irregular three-dimensional domains by combining signed-distance inputs with learned operator representations [24]. Physics-informed neural operators can add PDE residual terms to the training objective [25], following the broader physics-informed learning literature [20, 37]. The framework used here remains supervised and field-resolved: physics enters through masks, interface-band continuity, and hotspot weighting, not through discretised Navier–Stokes or energy residuals on the voxel grid.

2.5. Methodological positioning

Figure 1 positions the present workflow against recent TPMS exchanger, optimisation, and scientific machine-learning studies. The comparison includes compact TPMS device and hybrid-core work [30, 35, 41, 45], topology-optimisation extensions for turbulent or porous-effective TPMS settings [19, 29], and physics-informed operator-learning studies in adjacent heat-transfer or transport problems [8, 10, 16, 28, 33, 43, 46]. The figure is qualitative: it does not claim numerical superiority, but it clarifies the distinct combination pursued here—field-resolved neural-operator prediction, TPMS morphology exploration, surrogate screening with an optimisation-ready interface, and selective validation with a defined CFD-verification path in one reproducible workflow.

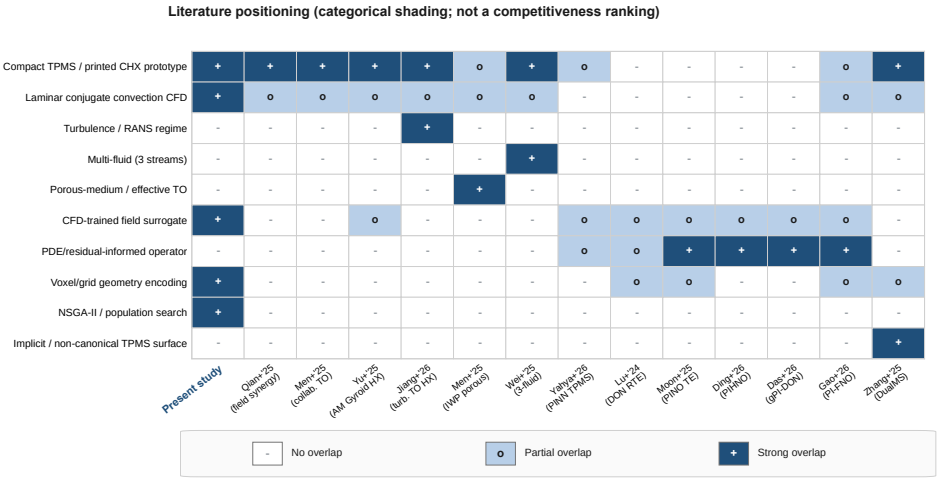


Figure 1: Methodological positioning of the present study against recent TPMS exchanger, optimisation, and operator-learning work. Symbols denote absent (−), partial (o), and strong (+) alignment with each criterion; shaded cells indicate thematic overlap rather than quantitative performance.

Source: own elaboration.

3. METHODOLOGY

3.1. Decoupled-domain convective-core benchmark

A full CHX involves two fluid streams, headers and manifolds, and—at device scale—both convective resistances, wall conduction, and flow-distribution artefacts [3, 4]. Optimising such a system directly for ΔP and effectiveness couples both sides and typically spans wider Reynolds-number regimes than the

laminar benchmark targeted here, yielding a high-dimensional simulation problem. To isolate the *core's intrinsic convective performance* as a controlled unit problem, this work adopts a decoupled-domain configuration:

- The computational domain contains *a single fluid stream* flowing through a channel in which the TPMS lattice is the structural core.
- The solid lattice is modelled as an *actively heated solid* with volumetric heat generation q''' (equivalently, a prescribed total Q_{watts} mapped to a uniform q''' over the solid volume). Outer channel walls are *adiabatic no-slip*.
- Conjugate heat transfer is solved at the solid–fluid interface.

The justification is a resistance-network argument. For a fluid–fluid exchanger, overall thermal resistance can be written schematically as

$$R_{\text{tot}} = R_{\text{h}} + R_{\text{wall}} + R_{\text{c}}, \qquad R_{\text{h}} \sim \frac{1}{h_{\text{h}} A_{\text{h}}}, \qquad R_{\text{c}} \sim \frac{1}{h_{\text{c}} A_{\text{c}}}. \tag{1}$$

If the goal is to improve the *core morphology* that determines A, mixing, and local convection on a given side, it is natural to optimise a single-side convective resistance proxy. Under fixed $Q_{\text{watts}} = \dot{Q} = \int_{\Omega_s} q''' \, \mathrm{d}V$ and adiabatic outer walls, minimising the peak solid temperature $T_{\text{max,solid}}$ corresponds to minimising a hotspot-based thermal resistance,

$$R_{\text{th,peak}} = \frac{T_{\text{max,solid}} - T_{\text{in}}}{\dot{Q}}, \qquad K_{\text{th,peak}} = \frac{1}{R_{\text{th,peak}}}. \tag{2}$$

When solid conductivity is high enough that conduction in the ligaments is not limiting, $R_{\text{th,peak}}$ is dominated by solid–fluid convection and by the distribution of interfacial area, so it is a useful geometry-dependent proxy for intrinsic core performance. Figure 2 summarises the configuration.

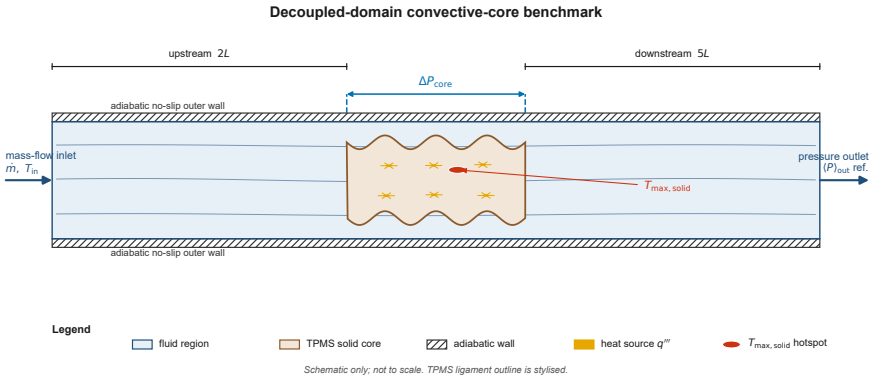


Figure 2: Decoupled-domain convective-core configuration. A single-fluid channel with upstream ($2L$) and downstream ($5L$) extensions surrounds a TPMS lattice core with volumetric heat generation q'''; the outer channel walls are hatched to indicate the adiabatic no-slip condition. Mass flow $\dot{m}$ and inlet temperature T_{in} are imposed at the inlet; the outlet is a pressure outlet anchored to $\langle P \rangle_{\text{out}}$. The core pressure drop ΔP_{core} is the difference of the anchored pressure field P' between the two dashed core planes; $T_{\text{max,solid}}$ is the peak solid temperature inside the lattice. Schematic only; not to scale.
Source: own elaboration.

3.2. Geometry: TPMS lattices and design variables

3.2.1. Implicit TPMS forms

Design rules for printable TPMS heat-transfer hardware emphasise accessible length scales and minimum feature sizes imposed by additive processes [2, 34]; the parameterisation used here is chosen so that sampled designs remain within the printable region typically reported for graded and hybrid TPMS cores in the literature [31, 42]. On a unit cell with lengths (L_x, L_y, L_z) and scaled coordinates $\tilde{x} = 2\pi x/L_x$, $\tilde{y} = 2\pi y/L_y$, $\tilde{z} = 2\pi z/L_z$, the Primitive (Schwarz P), Gyroid, and Diamond (Schwarz D) reference forms are

$$f_P = \cos\tilde{x} + \cos\tilde{y} + \cos\tilde{z}, \tag{3}$$

$$f_G = \sin\tilde{x}\cos\tilde{y} + \sin\tilde{y}\cos\tilde{z} + \sin\tilde{z}\cos\tilde{x}, \tag{4}$$

$$f_D = \sin\tilde{x}\sin\tilde{y}\sin\tilde{z} + \sin\tilde{x}\cos\tilde{y}\cos\tilde{z} + \cos\tilde{x}\sin\tilde{y}\cos\tilde{z} + \cos\tilde{x}\cos\tilde{y}\sin\tilde{z}. \tag{5}$$

Hybrid forms reported in the literature interpolate on the simplex, $f_H = w_P f_P + w_G f_G + w_D f_D$ [31, 42]. In the present pipeline the topology class is a *categorical* design variable (Gyroid, Schwarz-primitive, Diamond), and the continuous levers are the cell sizes (L_x, L_y, L_z), the wall thickness, and the implicit iso-value/thickness as produced by the geometry kernel. The signed-distance field ϕ used by the surrogate is computed on 64^3 from the exported VDB/MSH rather than from evaluating f_H analytically on the grid.

3.2.2. Optimisation decision vector

The screening interface uses eight scalar design variables: cell sizes (L_x, L_y, L_z), wall thickness, cold-side mass flow $\dot{m}$, inlet temperature T_{in}, total heat load Q_{watts}, and a categorical unit-cell index. The heat load is mapped to $q''' = Q_{\text{watts}}/V_s$ using the solid volume from geometry metadata. Bounds used in the present study are summarised in Table 1.

Table 1: Design-space bounds and fixed simulation settings. Geometry variables feed the Sobol sampler; boundary-condition variables feed the LHS sampler.

Variable	Range / values	Unit	Sampler
Design variables (continuous unless noted)			
Unit-cell length L_x	$[20.0,\ 30.0]$	mm	Sobol
Unit-cell length L_y	$[20.0,\ 30.0]$	mm	Sobol
Unit-cell length L_z	$[20.0,\ 30.0]$	mm	Sobol
Wall thickness	$[1.0,\ 1.5]$	mm	Sobol
Cell type	{Gyroid, Schwarz, Diamond}	—	categorical
Cold mass flow $\dot{m}$	$[0.01,\ 0.05]$	kg s^{-1}	LHS
Cold inlet temperature T_{in}	$[297.0,\ 303.0]$	K	LHS
Total heat load Q_{watts}	$[180.0,\ 220.0]$	W	LHS
Fixed simulation settings			
Fluid	water-liquid	—	constant properties
Solid	steel	—	constant properties
Viscous model	laminar	—	no turbulence closure
Target Reynolds number	≈ 100–400	—	hydraulic-scale
Voxel grid	64^3	voxels	SDF / FNO target

Source: own elaboration.

3.3. Governing equations for the decoupled conjugate problem

The coupled problem is incompressible laminar flow in Ω_f together with steady conduction with internal heat generation in Ω_s.

3.3.1. Fluid: steady incompressible Navier--Stokes plus energy

In Ω_f,

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0, \qquad \rho\,(\mathbf{u}\cdot\nabla)\mathbf{u} = -\nabla p + \mu\,\nabla^2\mathbf{u}, \qquad \rho\,c_p\,(\mathbf{u}\cdot\nabla)T_f = k_f\,\nabla^2 T_f, \tag{6}$$

with $\mathbf{u} = (u, v, w)$, fluid temperature T_f, and constant properties ρ, μ, c_p, k_f.

3.3.2. Solid: conduction with volumetric heat generation

In Ω_s,

$$k_s\,\nabla^2 T_s + q''' = 0. \tag{7}$$

3.3.3. Interface, walls, inlet/outlet, and metrics

At the solid–fluid interface: no-slip $\mathbf{u} = \mathbf{0}$, temperature continuity $T_f = T_s$, and equality of normal heat fluxes. On the outer channel walls: no-slip and adiabatic, $\nabla T_f \cdot \mathbf{n} = 0$. The inlet is a mass-flow inlet with prescribed $\dot{m}$ and T_{in}; the outlet is a pressure outlet. Pressure fields are anchored to

$$P' = P - \langle P \rangle_{\text{out}}, \tag{8}$$

the mean pressure over the outlet plane of the cropped core. The hydraulic objective is ΔP_{core} from P'; the thermal objective is $T_{\text{max,solid}} = \max_{\Omega_s} T_s$.

3.4. CFD ground truth (Ansys Fluent)

The core occupies the TPMS unit cell of lengths (L_x, L_y, L_z). Straight fluid extensions of length $2L$ upstream and $5L$ downstream are added. Outer channel walls are adiabatic no-slip. Steady, incompressible, laminar flow at $Re \approx 100$–400 is solved without a turbulence model.

Topology-conformal polyhedral-hexcore meshing is used; boundary-layer inflation is *suppressed* to avoid collapse in narrow TPMS necks [18, 26, 36]. Mesh sizes are computed from geometry metadata and a fixed skewness threshold of 0.9. Figure 3 illustrates the rationale.

Ansys Fluent uses a pressure-based incompressible formulation, coupled pressure–velocity treatment, and pseudo-transient stabilisation with a time-step factor of 0.01. Results are exported as CGNS data and mapped to the 64^3 voxel grid. Table 2 summarises the solver recipe.

Table 2: CFD solver configuration used for all training samples.

Item	Setting
Flow model	steady, laminar, incompressible
Pressure–velocity	coupled, pseudo-transient (time-step factor 0.01)
Mesh	polyhedral-hexcore; inflation off; sizes derived from geometry
Skewness threshold	0.9
Inlet	mass-flow; $\dot{m}$ and T_{in} per-sample
Outlet	pressure outlet
Outer walls	adiabatic no-slip
Post-processing	anchored P'; CGNS export to 64^3 voxel grid

Source: own elaboration.

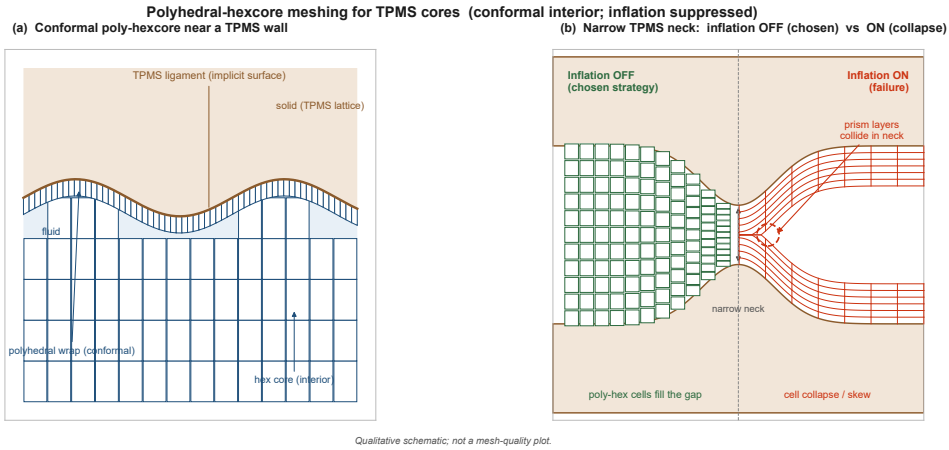


Figure 3: Polyhedral-hexcore meshing rationale for TPMS cores. Panel (a): conformal near-wall polyhedral wrap around a TPMS ligament transitioning to a hex-core interior. Panel (b): narrow-neck geometry with inflation suppressed (left) versus inflation enabled (right), showing prism-layer collision. Qualitative schematic. Source: own elaboration.

3.5. Neural-operator formulation

3.5.1. Voxel tensors and appended coordinates

Sampling lives on a 64^3 Cartesian grid, with X aligned to the streamwise direction. Mimicking geometry-aware operator formulations [24], the solid boundary is conveyed by a clipped signed-distance scalar ϕ and a Boolean solid mask M_s. Channels (0)–(8) collect $(\phi, M_s, k, q''', L_x, L_y, L_z, \dot{m}, T_{\text{in}})$. Before the Fourier trunk, normalised (x, y, z) coordinates are appended on the voxel grid prior to widening to width 48. Targets comprise six continuum stacks $\mathbf{y}_f = [u, v, w, P', T_s, T_f]$ alongside $\mathbf{y}_s = [\Delta P_{\text{core}}, T_{\text{max,solid}}]$ [25].

3.5.2. Architecture and loss

The lift stacks physical inputs with repeating normalised grids for (x, y, z) before a $1{\times}1{\times}1$ convolution $(12 \to W{=}48)$. Five spectral blocks follow with right-only padding $P_x{=}8$ on the finite X extent before spectral mixing; padding is peeled off prior to decoding. Fourier multiplies use quadrant-partitioned complex weights mirrored by identical-width $1{\times}1{\times}1$ bypass paths, eight-group normalisation, GELU, and residuals. Outputs branch to a shallow two-layer $1{\times}1{\times}1$ field map (six tensors) plus a concatenation of global-average and softmax attention pooled features routed through $[2W \to 192 \to 96 \to 2]$ dense layers (0.1 dropout on hidden units for MC querying). Figure 4 sketches the supervision pathways (diagrammatic).

Let hats denote predictions and $M_f = 1 - M_s$. The *masked field loss* uses MSE for (u, v, w, P', T_f) on M_f and for T_s on M_s. The *interface term* penalises $(\hat{T}_s - \hat{T}_f)^2$ in the band $|\phi| < 0.15$. The *hotspot term* soft-thresholds at the 0.9 quantile of true solid temperature (upper tail / top decile). The *scalar term* is Huber loss ($\delta_s = 1.0$) on $(\Delta P_{\text{core}}, T_{\text{max,solid}})$. The total loss is

$$\mathcal{L} = w_f \, \mathcal{L}_{\text{field}} + w_i \, \mathcal{L}_{\text{iface}} + w_h \, \mathcal{L}_{\text{hot}} + w_s \, \mathcal{L}_{\text{scalar}}, \tag{9}$$

with defaults $w_f = 1.0$, $w_i = 0.5$, $w_h = 0.3$, $w_s = 0.1$. No Navier–Stokes or energy residuals are added on the voxel grid.

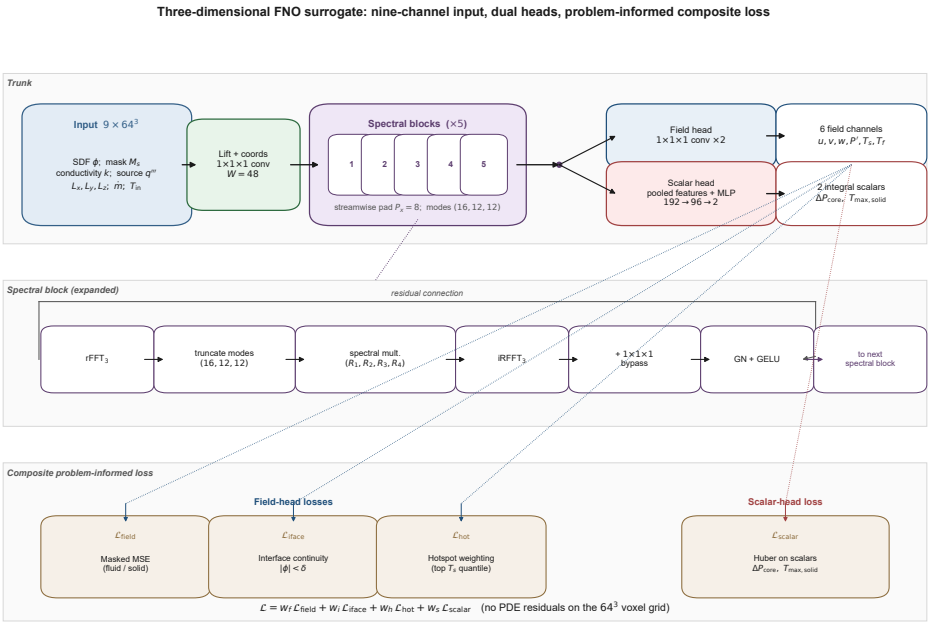


Figure 4: Three-dimensional FNO surrogate: nine-channel input, spectral trunk, dual heads, and composite problem-informed loss (Section 3.5.2). Qualitative schematic.
Source: own elaboration.

Table 3: Default model and loss hyperparameters.

Parameter	Value
Grid	64^3
Width W, blocks, modes (k_x, k_y, k_z)	48, 5, $(16, 12, 12)$
Streamwise padding P_x	8 voxels
Scalar MLP hidden / dropout	192 / 0.1
Loss weights w_f, w_i, w_h, w_s	$1.0,\ 0.5,\ 0.3,\ 0.1$
Interface-band δ; hotspot quantile; Huber δ_s	0.15; 0.9; 1.0

Source: own elaboration.

3.6. Data preprocessing and normalisation

CFD fields are sampled onto the voxel grid by supersampled probing in the interpolator. Per-channel z-score normalisation is applied to inputs (except M_s, kept on a fixed scale). Field and scalar targets use mask-aware statistics. Optional Y/Z reflection augmentation flips the domain with sign changes on velocity components consistent with reflection symmetry.

4. DATASET PREPARATION STRATEGY

Figure 5 shows the offline per-sample path from lattice generation to training tensors. Each successful sample produces voxelised fields and contributes to the normalisation statistics used at inference.

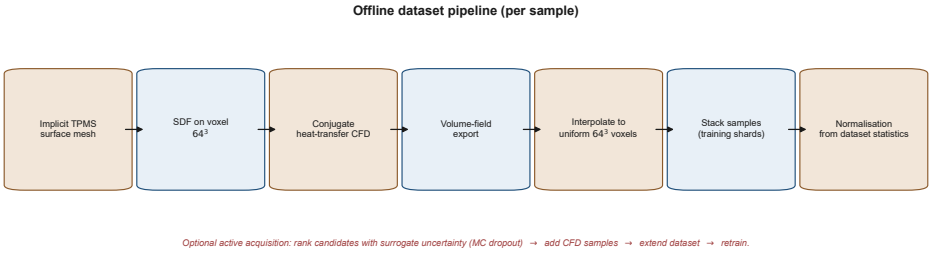


Figure 5: Offline dataset pipeline per sample: implicit TPMS surface mesh, SDF on a 64^3 voxel grid, conjugate heat-transfer CFD, volume-field export, interpolation to the uniform voxel grid, stacking of training shards, and normalisation from dataset statistics. Optional active refinement adds targeted CFD cases via acquisition (Section 4.1).
Source: own elaboration.

4.1. Iterative refinement and active acquisition

Phase 1 samples initial parameter vectors (uniform, LHS, or Sobol), runs the full geometry–SDF–CFD–interpolator pipeline, assembles the training tensors, and trains the FNO. *Phase 2* iterates until scalar-error thresholds on ΔP_{core} and $T_{\text{max,solid}}$ are met on a held-out validation set, or an iteration cap is reached. Each iteration either adds a random new design or scores a candidate pool using geometry and SDF only, evaluates MC dropout on the scalar heads, and selects high-uncertainty candidates for full CFD. The model is retrained after each append. Dropout uncertainty is a heuristic acquisition signal, not a calibrated Bayesian posterior [15].

4.2. Reproducibility controls

Each dataset build uses deterministic sampling seeds derived from a named study identifier. This makes Sobol and LHS sequences repeatable for a given study while keeping independent studies separated.

Sampled geometries are fingerprinted before CFD launch so duplicate designs are not re-run. The dataset therefore grows monotonically and can be audited from the generated design table.

The same deterministic split is used for validation metrics, training curves, and the surrogate screening study reported below.

5. TRAINING STRATEGY

The default training configuration uses batch size 16, AdamW ($lr = 10^{-3}$, weight decay 10^{-4}), up to 200 epochs, gradient global-norm clipping at 1.0, mixed precision on GPU, and a cosine learning-rate schedule with a 5-epoch linear warmup. Table 4 lists the high-level schedule; architectural knobs are in

Table 3.

Table 4: Default training settings.

Setting	Value
Optimiser	AdamW, $lr = 10^{-3}$, weight decay 10^{-4}
Batch / epochs	16 / up to 200
AMP / grad-clip	on / 1.0
Schedule	cosine with 5-epoch warmup (or OneCycle)

Source: own elaboration.

Figure 6 reports the training history for the default hyperparameter recipe (Table 4). The composite objective decreases monotonically on the validation split; the minimum-validation epoch is selected for downstream evaluation. None of the four loss components diverges late, indicating that the relative weights (w_f, w_i, w_h, w_s) in Eq. (9) do not provoke instabilities at this dataset scale.

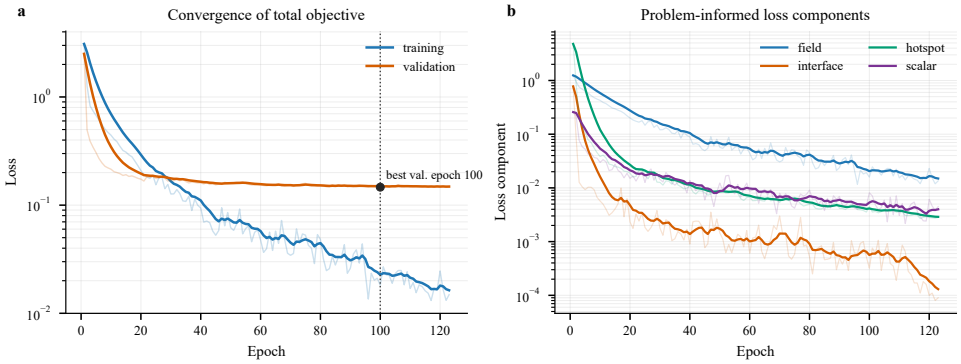


Figure 6: Training dynamics of the dual-head FNO. Faint traces are raw logged values; solid traces are a log-space exponential moving average used only for readability. The validation objective reaches its minimum at epoch 100 with loss 0.1466; field, interface-band, hotspot, and scalar terms decrease without late-stage divergence.

Source: own elaboration.

6. SURROGATE SCREENING AND OPTIMISATION INTERFACE

Given a trained checkpoint, the implementation defines an interface through which NSGA-II [9] can later search the eight-variable decision box with non-dominated sorting on $(\Delta P_{\text{core}}, T_{\text{max,solid}})$. Weighted-sum CMA-ES [17] provides a scalarised alternative. Each candidate evaluation would build geometry and SDF only, assemble the nine-channel tensor, and run a deterministic or MC-dropout forward pass. Optional robust objectives use $\mathbb{E}[\cdot] + w\,\mathrm{Std}[\cdot]$ over dropout samples [15]. The numerical results in this manuscript demonstrate the validated screening mode on held-out tensors rather than a completed new-design NSGA-II campaign. Figure 7 highlights the intended surrogate loop; Figure 8 places it in the full workflow.

7. RESULTS AND DISCUSSION

This section reports the behaviour of the trained FNO on held-out CFD data, the cost amortisation expected from replacing repeated CFD calls with surrogate evaluations on assembled tensors, and the thermal–hydraulic structure obtained from a Pareto-style surrogate screening of the held-out candidate pool. These results are interpreted at screening level because pressure-drop prediction remains the least accurate part of the model and new-design CFD confirmation is still required before final ranking.

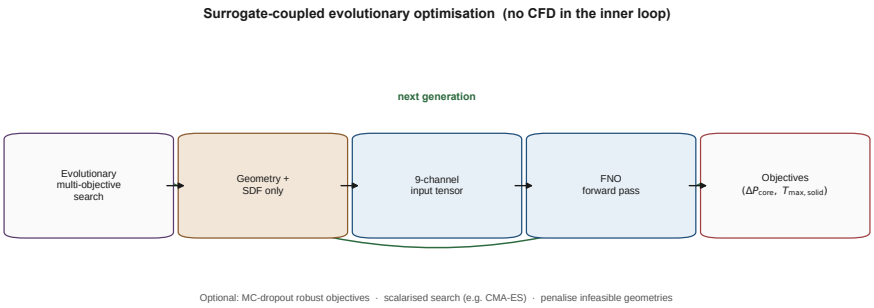


Figure 7: Optimisation-ready surrogate loop. In a future evolutionary campaign, candidate designs would be realised as geometry and SDF only; the FNO would return objectives for non-dominated sorting. The results reported here use held-out screening rather than newly generated NSGA-II designs.
Source: own elaboration.

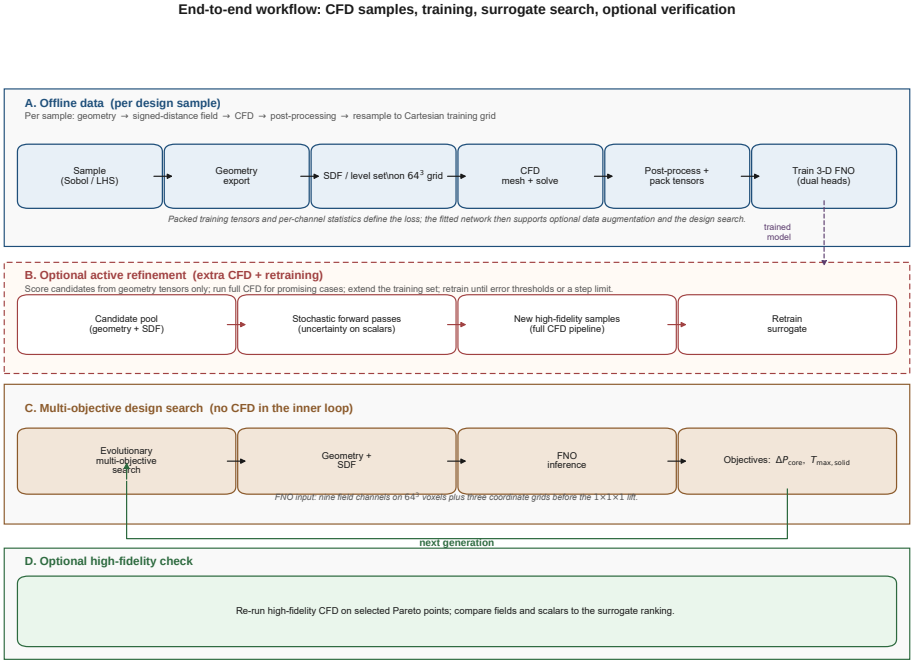


Figure 8: End-to-end workflow: batch generation follows geometry → SDF → high-fidelity CFD → post-processing → voxel resampling, with optional active refinement that scores geometry-only tensors (e.g. MC dropout), extends the dataset, and retrains; multi-objective search can use the surrogate in a later inner loop without CFD; targeted verification re-runs CFD on selected shortlisted points.
Source: own elaboration.

7.1. Runtime cost and amortisation

Each high-fidelity CFD sample requires geometry export, polyhedral-hexcore meshing, pseudo-transient conjugate convergence, and field post-processing [5]. In contrast, the measured scalar FNO forward pass is on the order of 2.0×10^{-2} s per candidate when evaluated in batches of eight on the available CUDA device. Figure 9 and Table 5 therefore report a narrow tensor-pool screening budget: the candidate tensors are assumed to have already been generated and normalised. The 3.37 min inference-only number is not the complete wall time for generating, voxelising, and evaluating $10\,000$ new geometries. For the assembled-candidate scenario, logged training plus batched scalar inference is about 16.8 h, while direct CFD at the same candidate count would be about $33\,500$ h on the reference per-case scale. Full end-to-end design campaigns must add geometry generation, SDF/tensor assembly, and CFD verification of shortlisted candidates; these additional costs are not measured in the present runtime figure.

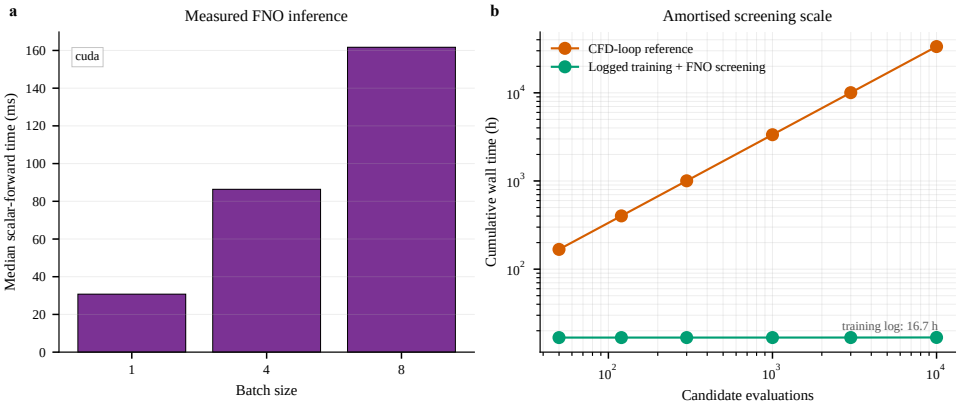


Figure 9: Measured runtime amortisation for surrogate-assisted TPMS screening of assembled voxel tensors. *Left*: batched scalar FNO forward time for the trained checkpoint on the available CUDA device. *Right*: cumulative wall time for direct CFD evaluation on a reference per-case scale versus logged FNO training plus batched surrogate screening.

Source: own elaboration.

7.2. Field and scalar validation

$$\epsilon_{L_2}(\psi) = \frac{\|\hat{\psi} - \psi\|_2}{\|\psi\|_2} \qquad \text{for } \psi \in \{u, v, w, P', T_s, T_f\}. \tag{10}$$

Held-out statistics are aggregated over the validation split. Thermal channels are favourable: mean relative L_2 errors on T_f and T_s are of order 10^{-3}, and the parity scatter for $T_{\text{max,solid}}$ is tight ($R^2 = 0.97$, MAPE 0.53%). Velocity components carry larger relative norms ($\epsilon_{L_2} \approx 0.18$–$0.28$ on M_f) yet RMS errors remain $\mathcal{O}(10^{-3})$ m s^{-1} in the dataset scaling, which is consistent with the moderate velocity magnitude inside the fluid mask.

Pressure is the outlier at field level: $\epsilon_{L_2}(P') \approx 1.32$ with RMS error ≈ 15 Pa, reflecting both the anchored-pressure projection and sensitivity in narrow passages meshed without prism inflation. The scalar ΔP_{core} inherits this weakness in absolute value (MAPE $\approx 42.6\%$, $R^2 = 0.57$). Its rank behaviour is more useful for screening: over the 206 validation cases with positive finite FNO pressure predictions, Spearman ρ is 0.777 and pairwise pressure ordering agrees with CFD in 80.4% of comparable pairs. This supports use of ΔP_{core} as a coarse hydraulic indicator, whereas peak-solid temperature tracks CFD closely enough for hotspot screening before committing further Fluent cases.

Figure 11 localises the thermal residual on one slice: MAE 3.1 K, RMSE 3.6 K, and a worst-mask voxel error ≈ 16 K. These numbers describe this illustrative plane only; they sit alongside the global means

Table 5: Runtime budget used for the amortisation estimate.

Budget item	Value	Interpretation
Reference CFD sample time	3.35 h	Geometry, meshing, solve, and post-processing scale
Logged FNO training time	16.74 h	Single training history for the reported checkpoint
Measured FNO scalar forward pass	0.020 s	Forward pass on assembled voxel tensors, batch size 8
FNO inference, 10 000 assembled candidates	3.37 min	Surrogate-only scalar screening time
Logged training + FNO, 10 000 assembled candidates	16.79 h	Training time plus batched scalar inference
Geometry/SDF/tensor assembly for new candidates	not measured	Additional cost required for end-to-end new-design campaigns
Direct CFD, 10 000 candidates	33 500 h	Reference brute-force screening budget

Source: own elaboration.

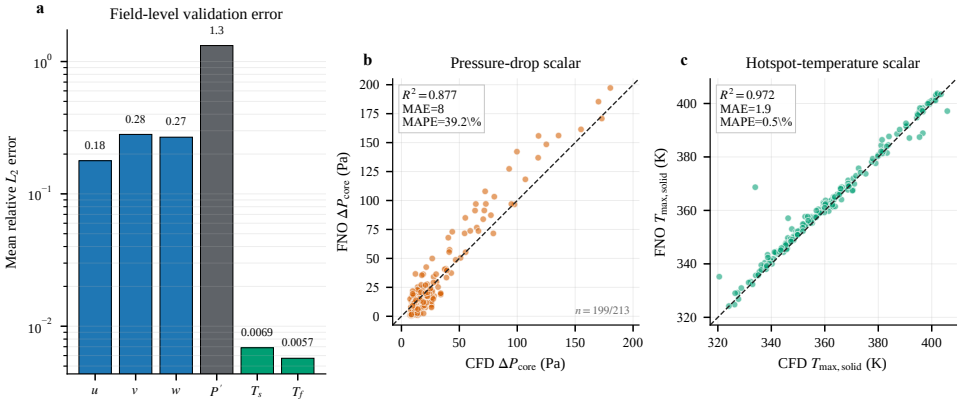


Figure 10: Held-out validation summary for the trained FNO. *Left*: masked mean relative L_2 error per predicted field. *Right*: scalar parity for ΔP_{core} and $T_{\text{max,solid}}$ on the validation set.
Source: own elaboration.

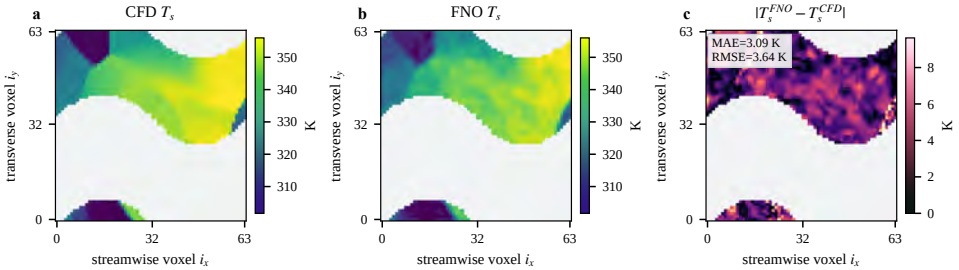


Figure 11: Mid-plane solid-temperature prediction on a representative validation case (validation index 0). Panels share a colour scale; the right panel is the absolute error inside the solid mask. Grey regions are outside the solid phase.

Source: own elaboration.

in Table 6 rather than replacing them.

Table 6: Held-out accuracy on the validation split (cached metrics from the trained-model export). Velocity RMS errors are m s^{-1}; P' RMSE is Pa; temperature RMSE is K. Scalar rows report MAPE (%) and coefficient of determination R^2 from parity fits.

Quantity	Metric	Value
u, v, w	ϵ_{L_2} mean on M_f	$0.178,\ 0.281,\ 0.268$
	RMS	$7.0,\ 4.3,\ 4.8 \times 10^{-3}$
P'	ϵ_{L_2} mean on M_f	1.32
	RMS	15.4
T_f	ϵ_{L_2} mean on M_f	5.73×10^{-3}
	RMS	2.64
T_s	ϵ_{L_2} mean on M_s	6.87×10^{-3}
	RMS	2.99
ΔP_{core}	MAPE (%); R^2	$42.6;\ 0.57$
	Spearman ρ; pairwise ordering	$0.777;\ 80.4\%$
$T_{\text{max,solid}}$	MAPE (%); R^2	$0.534;\ 0.97$
T_{max} consistency	diagnostic (K)	1.39

Source: own elaboration.

7.3. Physical consistency of thermal fields

Figure 12 complements the slice-level map in Figure 11. The surrogate tracks mean streamwise solid temperature within sub-kelvin RMS on the validation ensemble and matches the low-wavenumber content of T_s. This supports use of the operator for thermal screening even though integral hydraulic quantities remain noisy (Table 6). The pressure-channel gap is plausibly tied to anchored-pressure projection on the 64^3 grid through narrow TPMS necks, where prism inflation is suppressed and small local velocity errors can translate into disproportionate ΔP_{core} changes.

7.4. Surrogate Pareto screening

The finalized surrogate screen uses the trained FNO predictions on the held-out validation tensors. Of 213 validation candidates, 206 have positive finite pressure-drop predictions, and 19 are nondominated in $(\Delta P_{\text{core}}, T_{\text{max,solid}})$. Figure 13 shows the resulting Pareto-style trend: reducing predicted $T_{\text{max,solid}}$ generally requires accepting a higher predicted hydraulic cost. The labelled practical-pressure candidates

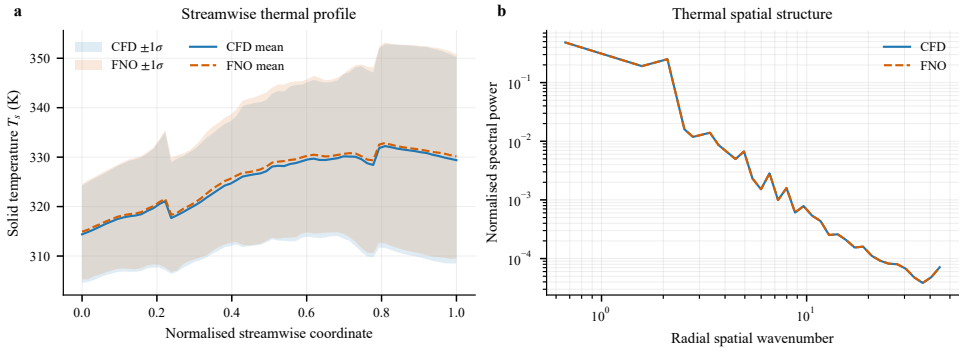


Figure 12: Validation-set thermal consistency of the FNO. *Left*: streamwise mean T_s profile with one-sigma cross-sample band (CFD versus FNO). *Right*: normalised radial power spectra of T_s. Profile RMSE is 0.67 K; the spectrum L_1 distance is $\sim 3 \times 10^{-4}$, indicating agreement in bulk thermal trend and in the dominant spatial structure of the CFD solid-temperature field.
Source: own elaboration.

span 50–129 Pa and 325–358 K. Because ΔP_{core} is the weakest scalar output, the hydraulic coordinate is treated as a coarse filter for shortlisting rather than as a final ranking metric. The screen is therefore best interpreted as evidence that the trained model organises the validation design space coherently, not as final proof of new optimal geometries.

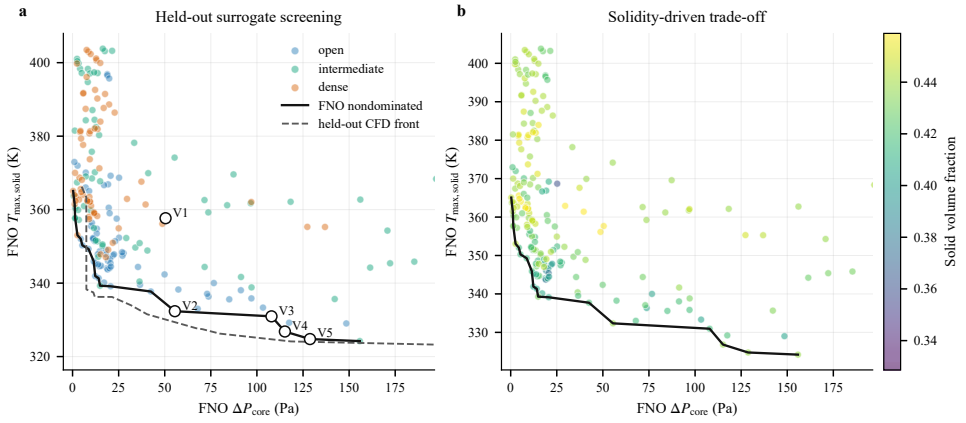


Figure 13: Held-out surrogate screening for $(\Delta P_{\text{core}}, T_{\text{max,solid}})$. The black curve identifies FNO-nondominated validation candidates, the dashed curve shows the corresponding held-out CFD front, and labelled points mark the practical-pressure samples selected for scalar comparison. The second panel colours the same candidate space by solid volume fraction.
Source: own elaboration.

Figure 14 summarises the same validation population using solid volume fraction as the morphology proxy and cold-side mass-flow tertiles as operating reg imes. The solid fraction is computed from the binary solid-mask channel, so the sign is not an inverted fluid-fraction convention. Most valid samples lie between solid fractions of 0.399 and 0.460, and this interval is used for the d isplay. Sparse lower-solid-fraction outliers remain in the CSV but are not allowed to dominate the visual framing. Within this window, the local trimmed-mean trends show a moderate positive association between solid fraction and predicted $T_{\text{max,solid}}$ ($r = 0.429$) and a moderate negative association between solid fraction and predicted ΔP_{core} ($r = -0.396$). The negative pressure trend is counterintuitive if interpreted as an isolated geometric law; in this sampled validation set, solid fraction is confounded with cell type, cell

size, passage smoothness, and mass-flow regime, and pressure drop is also the least accurate model output. These curves are therefore conditional dataset summaries, not universal TPMS scaling laws or evidence that denser cores necessarily reduce pressure loss.

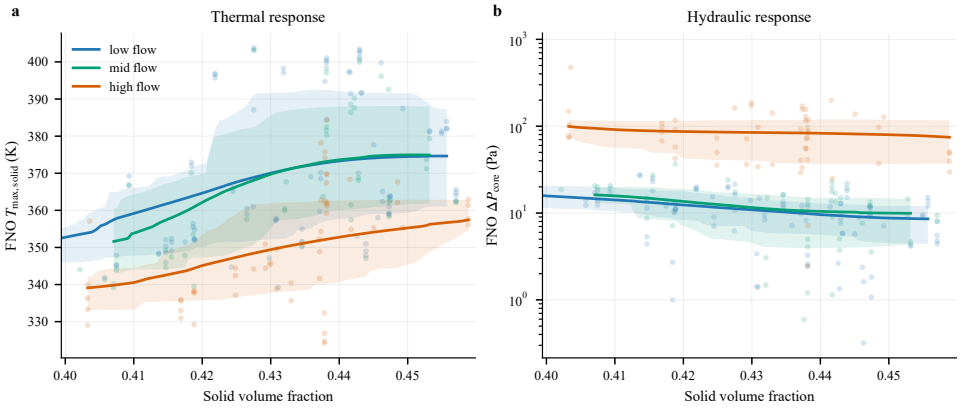


Figure 14: Morphology-proxy trends from trained-FNO predictions on held-out validation tensors. The x-axis is solid volume fraction from the input mask; colours separate low, mid, and high cold-side mass-flow regimes. Solid curves are Gaussian local weighted trimmed means, shaded bands are local interquartile ranges, and faint points show the underlying samples.

Source: own elaboration.

7.5. Held-out comparison of nondominated points

Five samples were selected from the practical-pressure segment of the held-out FNO-nondominated set. Figure 15 and Table 7 compare the scalar FNO predictions with the CFD values already present in the validation dataset. Peak solid-temperature differences range from -1.49 to $+5.03$ K, with a mean absolute difference of about 2.05 K. Pressure-drop differences are larger, from -1.1% to $+71.7\%$, confirming that the thermal scalar is more mature than the hydraulic scalar. Operationally, ΔP_{core} is used here as a coarse hydraulic filter only: it can flag clearly unfavourable regions and suggest a shortlist, but the final ordering of Pareto candidates must be pressure-refined or CFD-verified. The comparison therefore supports thermal screening and morphology exploration rather than pressure-based design ranking.

Table 7: Scalar comparison for the five selected held-out nondominated samples.

Point	FNO ΔP (Pa)	CFD ΔP (Pa)	FNO T_{max} (K)	CFD T_{max} (K)
V1	50.45	51.03	357.66	352.64
V2	55.48	41.22	332.35	332.98
V3	107.90	72.29	330.95	328.78
V4	115.16	67.07	326.82	327.71
V5	128.78	79.78	324.77	326.26

Source: own elaboration.

8. LIMITATIONS AND PRACTICAL CONSIDERATIONS

The results should be read as a core-scale surrogate methodology, not as a complete heat-exchanger product model. The benchmark uses a single-stream, actively heated solid core under laminar conditions ($Re \approx 100$–400). Headers, manifolds, two-fluid coupling, transitional flow, turbulence, and

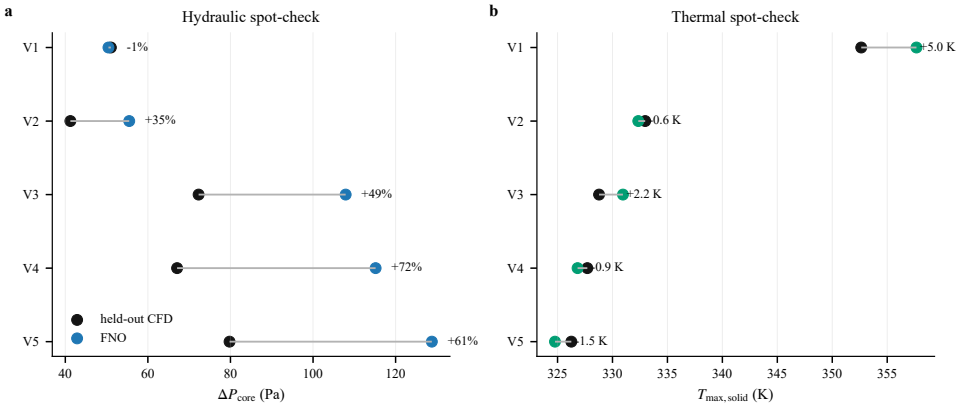


Figure 15: Scalar comparison for five practical-pressure held-out nondominated samples. Temperature predictions remain close to the CFD validation values, while pressure-drop differences are larger; pressure is therefore used as a coarse filter rather than as a final ranking coordinate.
Source: own elaboration.

device-level effectiveness are outside the present scope. This controlled setting is useful because it isolates the morphology–transport relationship, but it should not be interpreted as a direct prediction of full exchanger performance.

The main modelling boundary is hydraulic accuracy. Thermal fields and $T_{\mathrm{max,solid}}$ are accurate enough for early screening, whereas ΔP_{core} is more sensitive to narrow passages, anchored-pressure projection, voxel resolution, and the inflation-off meshing strategy used for robust batch generation. For this reason, pressure drop is treated as a coarse hydraulic filter until pressure-aware refinement or CFD confirmation is available.

The workflow also omits manufacturing and operational constraints that matter before hardware transfer. Minimum printable wall thickness, powder removal, roughness, joining strategy, material properties, fouling tolerance, and off-design operation are not yet enforced. These omissions do not weaken the surrogate concept; they define the boundary between early computational exploration and final engineering qualification.

9. CONCLUSIONS

This study shows that TPMS compact heat-exchanger design can be reframed from repeated CFD evaluation to field-resolved surrogate screening. A dual-head Fourier neural operator maps voxelised geometry and operating-condition tensors to velocity, pressure, and temperature fields, together with ΔP_{core} and $T_{\mathrm{max,solid}}$. This is important because the surrogate preserves spatial information needed for hotspot analysis while making large candidate screens feasible after the offline CFD dataset has been generated.

The strongest evidence is thermal. On held-out CFD data, $T_{\mathrm{max,solid}}$ reaches $R^2 = 0.972$, and the selected held-out scalar checks have a mean absolute peak-temperature difference of about 2.05 K. This supports the use of the model for early thermal screening and morphology comparison. Hydraulic prediction is less mature: pressure drop shows weaker parity and larger selected-sample errors, although its moderate rank consistency supports coarse filtering. Accordingly, ΔP_{core} is not used as a final ranking coordinate.

Within that boundary, the workflow gives a useful screening picture. The held-out Pareto-style screen identified 19 nondominated candidates from 206 valid samples and exposed the expected thermal–hydraulic compromise between lower peak temperature and higher hydraulic cost. The runtime analysis

further shows the practical value of amortisation for assembled tensor pools: once tensors are available, large screening studies can be evaluated by FNO inference in minutes rather than by thousands of hours of direct CFD.

The central contribution is therefore not a claim that CFD is unnecessary. Rather, the work changes where CFD is used: expensive simulations build, refine, and verify the surrogate, while the neural operator enables rapid, field-aware exploration between those high-fidelity calls. This provides a credible path toward faster TPMS core development, with pressure refinement, device-level modelling, and selective CFD verification as the next steps toward engineering deployment.

10. FUTURE RESEARCH DIRECTIONS

Future work should move the method from core-scale thermal screening toward verified exchanger design. The most important directions are:

- Improve hydraulic fidelity through pressure-aware loss weighting, targeted sampling of narrow passages, higher-resolution interface representations, and rank-consistency checks against CFD.
- Close the optimisation loop with new-design NSGA-II or CMA-ES campaigns followed by selective CFD verification of the predicted nondominated set.
- Extend the CFD dataset to transitional and turbulent regimes using a consistent closure strategy and validation protocol across all samples.
- Replace the single-stream active-solid proxy with two-fluid simulations that include headers or manifolds, so that core metrics can be connected to device-level effectiveness.
- Introduce calibrated uncertainty estimates, such as deep ensembles or conformal intervals, to decide which candidate designs most deserve expensive CFD confirmation.
- Integrate additive-manufacturing constraints, including minimum feature size, powder removal, surface roughness, and process dependent material properties, so that screened candidates are closer to fabricable designs.

11. DATA AND CODE AVAILABILITY

The design-space bounds, solver settings, model hyperparameters, and optimisation settings required to reproduce the reported workflow are given in Tables 1–4. Additional implementation files, figure data, and generated screening tables are available from the corresponding author upon reasonable request.

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors thank the XXVI Congress of Thermodynamicists (ZT2026) organisers for the opportunity to present this work. Large-language-model tools were used only for language refinement, translation assistance, and productivity support during manuscript preparation; scientific interpretation, methodology, and responsibility for the content remain with the authors.

NOMENCLATURE

u, v, w	fluid velocity components, m s^{-1}
P'	pressure relative to mean outlet-plane pressure, Pa
T_s, T_f	solid and fluid temperature, K
ϕ	signed-distance / level-set field on the 64^3 grid (SDF channel)
M_s	solid mask (binary; fluid where $M_s < 0.5$)
q'''	volumetric heat generation in the solid, W m^{-3}
$\dot{m}$	cold-side mass flow rate at inlet, kg s^{-1}
Q_{watts}	total thermal load mapped to $q''' = Q_{\text{watts}}/V_s$, W
ΔP_{core}	core pressure drop derived from the anchored pressure field
$T_{\text{max,solid}}$	maximum solid temperature in the core
Re	Reynolds number based on the hydraulic scale ($Re \approx 100$–400)

AM	additive manufacturing
CFD	computational fluid dynamics
CHT	conjugate heat transfer
CHX	compact heat exchanger
CMA-ES	covariance matrix adaptation evolution strategy
FNO	Fourier neural operator
LHS	Latin hypercube sampling
MC	Monte Carlo (dropout)
NSGA-II	non-dominated sorting genetic algorithm II
PINN / PINO	physics-informed neural network / neural operator
SDF	signed distance field
TPMS	triply periodic minimal surface

BIBLIOGRAPHY

[1] Oraib Al-Ketan, Mohamed Ali, Mohamad Khalil, Reza Rowshan, Kamran A. Khan, and Rashid K. Abu Al-Rub. Forced convection computational fluid dynamics analysis of architected and three-dimensional printable heat sinks based on triply periodic minimal surfaces. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 13(2):021010, 2020. doi: 10.1115/1.4047385. URL https://doi.org/10.1115/1.4047385.

[2] Oraib Al-Ketan, Dong-Wook Lee, Reza Rowshan, and Rashid K. Abu Al-Rub. Functionally graded and multi-morphology sheet TPMS lattices: Design, manufacturing, and mechanical properties. *Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials*, 102:103520, 2020. doi: 10.1016/j.jmbbm.2019.103520. URL https://doi.org/10.1016/j.jmbbm.2019.103520.

[3] Moza Alteneiji, Mohamed I. Hassan Ali, Kamran A. Khan, and Rashid K. Abu Al-Rub. Heat transfer effectiveness characteristics maps for additively manufactured TPMS compact heat exchangers. *Energy Storage and Saving*, 1(3):153–161, 2022. doi: 10.1016/j.enss.2022.04.005. URL https://doi.org/10.1016/j.enss.2022.04.005.

[4] Reza Attarzadeh, Marc Rovira, and Christophe Duwig. Design analysis of the Schwartz D based heat exchanger: A numerical study. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 177:121415, 2021. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121415. URL https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121415.

[5] Reza Attarzadeh, Seyed-Hosein Attarzadeh-Niaki, and Christophe Duwig. Multi-objective op-

timisation of TPMS-based heat exchangers for low-temperature waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 212:118448, 2022. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118448. URL https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118448.

[6] Abdallah Barakat and BeiBei Sun. Controlling TPMS lattice deformation for enhanced convective heat transfer: A comparative study of Diamond and Gyroid structures. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 154:107443, 2024. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107443. URL https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107443.

[7] Martin Philip Bendsøe and Ole Sigmund. *Topology Optimization: Theory, Methods, and Applications*. Springer, 2003. doi: 10.1007/978-3-662-05086-6.

[8] Palash Das, Md Ashraful Islam, Fahim Rahman Rijvi, and Mohammad Rafiqur Rashid. Physics-informed operator learning integrated with analytical modeling for transient heat conduction in 2D orthotropic FGMs with arbitrary gradation. *Materials & Design*, 265:115807, 2026. doi: 10.1016/j.matdes.2026.115807. URL https://doi.org/10.1016/j.matdes.2026.115807.

[9] Kalyanmoy Deb, Amrit Pratap, Sameer Agarwal, and T. Meyarivan. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation*, 6(2):182–197, 2002. doi: 10.1109/4235.996017. URL https://doi.org/10.1109/4235.996017.

[10] Shan Ding, Yongfu Tian, Lang Qin, Hongxiang Ma, and Rui Yang. Physics-informed hierarchical neural operator for solving inverse problem of unsteady heat conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 258:128335, 2026. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2026.128335. URL https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2026.128335.

[11] Tisha Dixit, Ebrahim Al-Hajri, Manosh C. Paul, Perumal Nithiarasu, and Shanmugam Kumar. High performance, microarchitected, compact heat exchanger enabled by 3D printing. *Applied Thermal Engineering*, 210:118339, 2022. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118339. URL https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118339.

[12] Krzysztof Dutkowski, Marcin Kruzel, and Krzysztof Rokosz. Review of the state-of-the-art uses of minimal surfaces in heat transfer. *Energies*, 15(21):7994, 2022. doi: 10.3390/en15217994. URL https://doi.org/10.3390/en15217994.

[13] Ahmad Fawaz, Yuchao Hua, Steven Le Corre, Yilin Fan, and Lingai Luo. Topology optimization of heat exchangers: A review. *Energy*, 252:124053, 2022. doi: 10.1016/j.energy.2022.124053. URL https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124053.

[14] Jiawei Feng, Jianzhong Fu, Xinhua Yao, and Yong He. Triply periodic minimal surface (TPMS) porous structures: From multi-scale design, precise additive manufacturing to multidisciplinary applications. *International Journal of Extreme Manufacturing*, 4(2):022001, 2022. doi: 10.1088/2631-7990/ac5be6. URL https://doi.org/10.1088/2631-7990/ac5be6.

[15] Yarin Gal and Zoubin Ghahramani. Dropout as a Bayesian approximation: Representing model uncertainty in deep learning. In *Proceedings of the 33rd International Conference on Machine Learning (ICML)*, pages 1050–1059, 2016. URL https://arxiv.org/abs/1506.02142.

[16] Peng Gao and Yinli Jin. Physics-informed Fourier neural operator for surrogate prediction of tunnel fire temperature field. *Applied Thermal Engineering*, 296:130757, 2026. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2026.130757. URL https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2026.130757.

[17] Nikolaus Hansen and Andreas Ostermeier. Completely derandomized self-adaptation in evolution strategies. *Evolutionary Computation*, 9(2):159–195, 2001. doi: 10.1162/106365601750190398. URL https://doi.org/10.1162/106365601750190398.

[18] Jaisree Iyer, Thomas Moore, Du Nguyen, Pratanu Roy, and Joshuah Stolaroff. Heat transfer and pressure drop characteristics of heat exchangers based on triply periodic minimal and periodic nodal surfaces. *Applied Thermal Engineering*, 209:118192, 2022. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118192. URL https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118192.

[19] Mindi Jiang, Siyuan Wan, Kechen Peng, Xi Xi, Shengli Xu, Bo Wang, and Hong Liu. Topology optimization of TPMS-based heat exchangers for enhanced thermo-hydraulic performance in turbulent convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 264:128783, 2026. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2026.128783. URL https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2026.128783.

[20] George Em Karniadakis, Ioannis G. Kevrekidis, Lu Lu, Paris Perdikaris, Sifan Wang, and Liu Yang. Physics-informed machine learning. *Nature Reviews Physics*, 3(6):422–440, 2021. doi: 10.1038/s42254-021-00314-5. URL https://doi.org/10.1038/s42254-021-00314-5.

[21] Nikola Kovachki, Zongyi Li, Burigede Liu, Kamyar Azizzadenesheli, Kaushik Bhattacharya, Andrew Stuart, and Anima Anandkumar. Neural operator: Learning maps between function spaces with applications to PDEs. *Journal of Machine Learning Research*, 24(89):1–97, 2023. URL https://jmlr.org/papers/v24/21-1524.html.

[22] Weihong Li, Guopeng Yu, and Zhibin Yu. Bioinspired heat exchangers based on triply periodic minimal surfaces for supercritical CO_2 cycles. *Applied Thermal Engineering*, 179:115686, 2020. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115686. URL https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115686.

[23] Zongyi Li, Nikola Kovachki, Kamyar Azizzadenesheli, Burigede Liu, Kaushik Bhattacharya, Andrew Stuart, and Anima Anandkumar. Fourier neural operator for parametric partial differential equations. In *International Conference on Learning Representations (ICLR)*, 2021. URL https://arxiv.org/abs/2010.08895.

[24] Zongyi Li, Nikola B. Kovachki, Chris Choy, Boyi Li, Jean Kossaifi, Shourya Prakash Otta, Mohammad Amin Nabian, Maximilian Stadler, Christian Hundt, Kamyar Azizzadenesheli, and Anima Anandkumar. Geometry-informed neural operator for large-scale 3D PDEs. In *Advances in Neural Information Processing Systems (NeurIPS)*, 2023. URL https://arxiv.org/abs/2309.00583.

[25] Zongyi Li, Hongkai Zheng, Nikola Kovachki, David Jin, Haoxuan Chen, Burigede Liu, Kamyar Azizzadenesheli, and Anima Anandkumar. Physics-informed neural operator for learning partial differential equations. *ACM/IMS Journal of Data Science*, 1(3):9:1–9:27, 2024. doi: 10.1145/3648506. URL https://doi.org/10.1145/3648506.

[26] Dong Liang, Chenwei Shi, Weihong Li, Wei Chen, and Minking K. Chyu. Design, flow characteristics and performance evaluation of bioinspired heat exchangers based on triply periodic minimal surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 201:123620, 2023. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123620. URL https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123620.

[27] Lu Lu, Pengzhan Jin, Guofei Pang, Zhongqiang Zhang, and George Em Karniadakis. Learning nonlinear operators via DeepONet based on the universal approximation theorem of operators. *Nature Machine Intelligence*, 3:218–229, 2021. doi: 10.1038/s42256-021-00302-5. URL https://doi.org/10.1038/s42256-021-00302-5.

[28] Xiaoyi Lu and Yi Wang. Surrogate modeling for radiative heat transfer using physics-informed deep neural operator networks. *Proceedings of the Combustion Institute*, 40:105282, 2024. doi: 10.1016/j.proci.2024.105282. URL https://doi.org/10.1016/j.proci.2024.105282.

[29] Zhichao Men, Wenjiong Chen, Quhao Li, and Shutian Liu. Topology optimization of the IWP triply periodic minimal surfaces (TPMS) heat sink based on porous media effective model. *International*

Journal of Heat and Mass Transfer, 240:126657, 2025. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.126657. URL https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2024.126657.

[30] Zhichao Men, Wenjiong Chen, and Shutian Liu. Collaborative topology optimization method for two-type triply periodic minimal surfaces (TPMS) heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 169:109840, 2025. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.109840. URL https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.109840.

[31] Rui Min, Zhaohui Wang, Haonan Yang, Rongqing Bao, and Ningjia Zhang. Heat transfer characterisation of waste heat recovery heat exchanger based on flexible hybrid triply periodic minimal surfaces (TPMS). *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 157:107760, 2024. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107760. URL https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2024.107760.

[32] Mohamad Modrek, Asha Viswanath, Kamran A. Khan, Mohamed I. Hassan Ali, and Rashid K. Abu Al-Rub. An optimisation case study to design additively manufacturable porous heat sinks based on triply periodic minimal surface (TPMS) lattices. *Case Studies in Thermal Engineering*, 36:102161, 2022. doi: 10.1016/j.csite.2022.102161. URL https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102161.

[33] Hyeonbin Moon, Songho Lee, Wabi Demeke, Byungki Ryu, and Seunghwa Ryu. Physics-informed neural operators for generalizable and label-free inference of temperature-dependent thermoelectric properties. *npj Computational Materials*, 11(1):272, 2025. doi: 10.1038/s41524-025-01769-1. URL https://doi.org/10.1038/s41524-025-01769-1.

[34] Seo-Hyeon Oh, Chan-Hee An, Bomin Seo, Jungwoo Kim, Chang Yong Park, and Keun Park. Functional morphology change of TPMS structures for design and additive manufacturing of compact heat exchangers. *Additive Manufacturing*, 76:103778, 2023. doi: 10.1016/j.addma.2023.103778. URL https://doi.org/10.1016/j.addma.2023.103778.

[35] Chenyi Qian, Jiaxuan Wang, Xiang Qiu, Ruixin Ma, Weicheng Xuan, Binbin Yu, Junye Shi, and Jiangping Chen. Optimization design and heat transfer investigation of TPMS compact heat exchanger based on field synergy principle. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 165:109003, 2025. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.109003. URL https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.109003.

[36] Zahid Ahmed Qureshi, Salah Addin Burhan Al-Omari, Emad Elnajjar, Oraib Al-Ketan, and Rashid K. Abu Al-Rub. On the effect of porosity and functional grading of 3D printable TPMS-based architected lattices embedded with a phase change material. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 183:122111, 2022. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122111. URL https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122111.

[37] Maziar Raissi, Paris Perdikaris, and George Em Karniadakis. Physics-informed neural networks: A deep learning framework for solving forward and inverse problems involving nonlinear partial differential equations. *Journal of Computational Physics*, 378:686–707, 2019. doi: 10.1016/j.jcp.2018.10.045. URL https://doi.org/10.1016/j.jcp.2018.10.045.

[38] Ole Sigmund and Kurt Maute. Topology optimisation approaches: A comparative review. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 48:1031–1055, 2013. doi: 10.1007/s00158-013-0978-6. URL https://doi.org/10.1007/s00158-013-0978-6.

[39] Wei Tang, Hua Zhou, Yun Zeng, Minglei Yan, Chenglu Jiang, Ping Yang, Qing Li, Zhida Li, Junheng Fu, Yi Huang, and Yang Zhao. Analysis on the convective heat transfer process and performance evaluation of TPMS based on Diamond, Gyroid and IWP. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 201:123642, 2023. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123642. URL https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123642.

[40] Jiaxuan Wang, Chenyi Qian, Fengrui Zhang, Xiang Qiu, Binbin Yu, Junye Shi, and Jiangping Chen. Experimental and numerical analysis of functionally graded hybrid TPMS heat exchangers for enhanced flow and thermal performance. *Applied Thermal Engineering*, 264:125528, 2025. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2025.125528. URL https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.125528.

[41] Xiaofei Wei, Yejian Qian, Yao Li, Zhen Gong, Mingyao Yao, Duode Qian, and Biqian Hu. Investigation on the flow and heat transfer of a novel three-fluid heat exchanger based on TPMS. *Energy*, 314:134072, 2025. doi: 10.1016/j.energy.2024.134072. URL https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.134072.

[42] Hong Xu, Wenhui Yu, Yuan Zhang, Suli Ma, Zhiyuan Wu, and Xiaohu Liu. Flow and heat transfer performance of bionic heat transfer structures with hybrid triply periodic minimal surfaces. *Applied Energy*, 351:121847, 2023. doi: 10.1016/j.apenergy.2023.121847. URL https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2023.121847.

[43] Mohammed Yahya and Mohamad Ziad Saghir. Machine learning and physics-informed neural networks for thermal behavior prediction in porous TPMS metals. *Fluids*, 11(2):29, 2026. doi: 10.3390/fluids11020029. URL https://doi.org/10.3390/fluids11020029.

[44] Kirttayoth Yeranee and Yu Rao. A review of recent investigations on flow and heat transfer enhancement in cooling channels embedded with triply periodic minimal surfaces (TPMS). *Energies*, 15(23):8994, 2022. doi: 10.3390/en15238994. URL https://doi.org/10.3390/en15238994.

[45] Xinyi Yu, Tiago Augusto Moreira, Baixi Chen, Behzad Rankouhi, Dan J. Thoma, Mark H. Anderson, and Xiaoping Qian. Data-driven optimization, additive manufacturing and thermohydraulic testing of a high-temperature Gyroid-based TPMS heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 280:128422, 2025. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2025.128422. URL https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.128422.

[46] Weizheng Zhang, Hao Pan, Lin Lu, Xiaowei Duan, Xin Yan, Ruonan Wang, and Qiang Du. DualMS: Implicit dual-channel minimal surface optimization for heat exchanger design, 2025. URL https://arxiv.org/abs/2504.02830.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_47

Badanie wrzenia czynników chłodniczych w kompaktowym wymienniku ciepła wykonanym technologią przyrostową

Investigation the boiling of refrigerant in a compact heat exchanger made using Additive Manufacturing

TADEUSZ BOHDAL[1], MARCIN KRUZEL[1], GRZEGORZ ROBAKOWSKI[1]

[1] Politechnika Koszalińska, Wydział Inzynierii Mechanicznej
ul. Racławicka 15-17, 75-638 Koszalin
[1] e-mail: tadeusz.bohdal@tu.koszalin.pl

Słowa kluczowe: wrzenie, wymiana ciepła, miniwymienniki, proekologiczne czynniki chłodnicze, zależności obliczeniowe, druk 3D.

W pracy przedstawiono wyniki badań doświadczalnych dotyczących wrzenia proekologicznych czynników chłodniczych w kompaktowym płaszczowo-rurowych wymienniku ciepła wytworzonym metodą przyrostową. Proces wrzenia zachodził w mikroprzestrzeni płaszcza wymiennika, na powierzchni poziomych rur ogrzewanych od wewnątrz strumieniem ciepłej wody. Analizę przeprowadzono dla czterech czynników chłodniczych: R1234ze, R1234yf, R134a oraz HFE7100.
W ramach badań zaprojektowano i wykonano nową strukturę miniwymiennika ciepła oraz opracowano profil termiczny opisujący przebieg procesu wymiany ciepła, ze szczególnym uwzględnieniem procesu wrzenia w minikompaktowym wymienniku ciepła. Stwierdzono, że w przypadku wrzenia w mikroprzestrzeni występuje wykładnicza zależność współczynnika przejmowania ciepła od gęstości strumienia ciepła na ogrzewanej powierzchni.
Na podstawie wyników badań zaadaptowano autorski model empiryczny umożliwiający wyznaczanie współczynnika przejmowania ciepła podczas wrzenia czynników chłodniczych w miniprzestrzeni na powierzchni poziomych rur. Opracowana korelacja pozwala na wyznaczanie wartości współczynnika przejmowania ciepła z dokładnością około ±25%.

Wstęp

Rozwój technologii wytwarzania przyrostowego umożliwia projektowanie i wytwarzanie kompaktowych wymienników ciepła o rozwiniętej powierzchni wymiany ciepła. Kształty powierzchni mogą być bardzo różnorodne o złożonej geometrii opracowanej konstrukcji [1, 2]. Istnieje ponadto możliwość wytwarzania bardzo małych wymienników ciepła wewnątrz, których będą występować kanały o mini- lub mikro- średnicach. Pozwali to na zwiększenie kompaktowości wymiennika opisanej stosunkiem powierzchni wymiany ciepła do jego objętości. Dotyczy to zarówno wymienników z kanałami w postaci rurek o dowolnym przekroju poprzecznym (kołowym, kwadratowym, prostokątnym, trójkątnym, trapezowym itp.) jak również innej struktury geometrycznej. Obecnie metody druku 3D umożliwiają wytwarzanie wymienników ciepła opartych na potrójnie okresowej minimalnej powierzchni (*Triply Periodic Minimal Surface - TPMS*) z wykorzystywaniem dużej różnorodności materiałów. Bardzo często ich kształty są wzorowane na budowie komórek roślinnych. Jest to specjalny typ powierzchni geometrycznej, która: ma minimalne pole powierzchni w danym układzie, powtarza się trójwymiarowo w przestrzeni w sposób okresowy, nie zawiera ostrych krawędzi ani punktów przegięcia, czyli jest gładka i ciągła. TPMS charakteryzują się wysokim stosunkiem powierzchni do objętości (A/V), co przekłada się na znacznie lepszą wydajność wymiany

ciepła w porównaniu do geometrii klasycznych wymienników kompaktowych. Projektanci ciągle starają się doskonalić konstrukcje wymienników, aby zwiększyć ich sprawność, energooszczędność i co najważniejsze poprawić ich niezawodność. Ponadto, podejmowane są ciągle wysiłki w celu ich minimalizacji, przy jednoczesnym zwiększeniu wydajności.

W kompaktowych wymiennikach ciepła zachodzi wymiana ciepła pomiędzy co najmniej dwoma czynnikami roboczymi. Podobnie jak w wymiennikach konwencjonalnych czynnikami roboczymi w kompaktowych wymiennikach ciepła mogą być jednorodne ciecze lub gazy oraz mieszaniny dwu- i wielofazowe. Mogą także tutaj zachodzić przepływy płynów z przemianami fazowymi wrzenia lub skraplania, gdzie intensywność wymiany ciepła jest znacznie większa w stosunku do przepływów jednofazowych. Dlatego kompaktowe wymienniki ciepła znalazły szerokie zastosowanie w procesach grzania (skraplacze) i chłodzenia (parowniki) [3, 4]. Mając powyższe na uwadze autorzy przeprowadzili badania procesu wrzenia w miniprzestrzeni kompaktowego wymiennika ciepła. Ze względu na małe rozmiary został on wytworzony metodą druku 3D z proszków metali (ze stopu stali SS316L). Technologia druku 3D pozwoliła na precyzyjne wykonanie zaprojektowanego wymiennika o zaproponowanej geometrii. Przeprowadzone badania pozwoliły na opracowanie charakterystyk cieplnych wymiennika oraz zastosowanie zależności pozwalającej na wyznaczenie wartości współczynnika przejmowania ciepła podczas wrzenia czynnika chłodniczego w miniprzestrzeni.

1. Wrzenie w miniprzestrzeni

Ogólnie pod pojęciem wrzenia rozumie się przemianę fazową cieczy w parę, której towarzyszy przekazywanie ciepła od ścianki do cieczy. Przemiana wrzenia, w odróżnieniu od parowania, które przebiega tylko na powierzchni, zachodzi wewnątrz cieczy. W procesie tym temperatura ścianki jest wyższa niż temperatura nasycenia pary przy danym ciśnieniu cieczy. Jeżeli zjawisko to występuje podczas ruchu płynu, wówczas można go zakwalifikować jako przepływ dwufazowy, to znaczy przepływ mieszaniny fazy ciekłej i parowej (przepływ diabatyczny z wrzeniem lub wrzenie w przepływie) [5].

Podczas wrzenia faza ciekła cieczy odparowuje, a proces zachodzi wewnątrz cieczy. Energia dostarczana jest do cieczy za pomocą ciepła z powierzchni grzejnej, przy czym muszą być spełnione dwa warunki: istnienie gradientu temperatury na ogrzanej powierzchni ścianki (w tzw. przegrzanej cieczy) oraz istnienie zarodków nowej fazy (tj. zarodków pary). Zarodki pary tworzą się na nierównościach powierzchni, a ich powstawaniu mogą sprzyjać fluktuacje gęstości cieczy i zanieczyszczenia. Temperatura cieczy T, z której ma powstać nowa faza pary, musi być wyższa niż temperatura nasycenia T_s, odpowiadająca ciśnieniu bezwzględnemu na granicy faz. Oznacza to, że temperatura na ogrzanej ściance powinna być wyższa niż na zewnątrz warstwy granicznej. W takiej sytuacji warstwa graniczna zawiera przegrzaną ciecz w warunkach braku równowagi trwałej. Powoduje to, że układ dąży do osiągnięcia stanu równowagi i rozpoczyna się proces wrzenia. Na ogrzewanej powierzchni tworzą się pęcherzyki pary, które rosną i odrywają się od ścianki. Podczas wrzenia ciecz zamienia się w gaz, a istniejąca struktura układu dwufazowego jest mieszaniną cieczy i pęcherzyków parowych. Aby pęcherzyk pary mógł istnieć w cieczy, ciśnienie pary w jego wnętrzu musi być wyższe niż ciśnienie cieczy ze względu na działanie sił napięcia powierzchniowego. Podczas przemiany fazowej następuje wymiana ciepła, pędu i masy [6, 7]. Pęcherzyki pary unoszą się, poruszają, turbulizują i mieszają otaczającą ciecz, pobierając z niej ciepło parowania. Następuje ciągły

spadek masy cieczy i wzrost masy pary. Ten rodzaj wrzenia nazywa się wrzeniem pęcherzykowym. Dalszy wzrost strumienia ciepła na ogrzewanej ściance może doprowadzić do tzw. pierwszego kryzysu wrzenia, w którym pęcherzyki pary łączą się i tworzą warstwę pary na rozgrzanej powierzchni, co stanowi wysoki opór dla wymiany ciepła. Następuje gwałtowny wzrost temperatury ścianki i spadek wartości współczynnika przejmowania ciepła. Nadmiar wytworzonej pary odrywa się od ścianki w postaci dużych pęcherzy. Ten typ wrzenia nazywa się wrzeniem błonowym. Możliwa jest również pośrednia forma wrzenia, zwana wrzeniem przejściowym. Jednak bez równowagi stabilnej. Wrzenie pęcherzykowe charakteryzuje się znacznie większą intensywnością wymiany ciepła. Jest ono znacznie częściej stosowane w praktyce niż wrzenie błonowe, które jest niepożądane ze względu na możliwość zniszczenia ogrzewanej powierzchni przy nadmiernie dużej gęstości strumienia ciepła. Zależność gęstości strumienia ciepła od różnicy temperatur nasycenia i ogrzewanej ścianki, jako funkcji stopnia przegrzania ścianki, nazywana jest krzywą wrzenia. Jeżeli kształt przestrzeni, w której zachodzi zjawisko wrzenia, nie ma istotnego wpływu na wymianę ciepła, wówczas mamy do czynienia z wrzeniem w objętości. Jeśli kształt tej przestrzeni ma istotny wpływ, wtedy mówimy o wrzeniu w przepływie. Procesy wrzenia są szeroko stosowane w technice i praktyce przemysłowej. Wynika to z faktu, że podczas przemiany fazowej następuje wymiana dużej ilości ciepła, a współczynniki przejmowania ciepła osiągają znaczne wartości, kilkakrotnie wyższe niż w układach jednofazowych. Dlatego produkcja pary wiąże się z poborem ciepła z otoczenia, zjawisko wrzenia jest powszechnie wykorzystywane w procesach chłodzenia. Dotyczy to zarówno obiektów wysokotemperaturowych (ogrzewnictwo), jak i niskotemperaturowych (chłodnictwo i klimatyzacja). Praktyczne zastosowanie procesów wrzenia przynosi wymierne korzyści w postaci uzyskania wysokiej intensywności wymiany ciepła i stałej temperatury procesu, która zależy od wartości panującego ciśnienia. Zmniejsza to rozmiary wymienników ciepła i ułatwia kontrolę procesu wymiany ciepła. Procesy wrzenia są stosowane w dużych przemysłowych elektrowniach cieplnych oraz małych instalacjach chłodniczych pracujących na potrzeby lokalnego chłodzenia. Dotyczy to także miniinstalacji energetycznych do chłodzenia podzespołów elektronicznych, procesorów komputerowych, sprzętu medycznego i kosmicznego itp.

Analiza danych literaturowych sugeruje, że miniprzestrzenie, czyli małe, ograniczone przestrzenie, mogą zmieniać temperaturę wrzenia cieczy poprzez wpływ na ciśnienie i napięcie powierzchniowe. W miniprzestrzeniach ciśnienie może być wyższe niż w warunkach normalnych, co prowadzi do wyższej temperatury wrzenia. Ponadto małe przestrzenie mogą wpływać na napięcie powierzchniowe cieczy, co również może zmieniać temperaturę wrzenia [8, 9].

Kolejnym istotnym problemem jest zastosowanie nowych, ekologicznych czynników chłodniczych, zamienników freonów wycofywanych z techniki chłodniczej. Należy również zwrócić uwagę na to, że obecnie następuje powrót do ponownego stosowania naturalnych czynników chłodniczych, takich jak dwutlenek węgla, propan, butan, amoniak itp. Powszechnie dąży się do stosowania czynników chłodniczych o niskim GWP. Oznacza to, że wskazanym jest prowadzenie dalszych badań eksperymentalnych i teoretycznych nad wykorzystaniem proekologicznych czynników chłodniczych, zarówno w warunkach wrzenia w objętości, jak i w przepływie. Wypełnią one lukę informacyjną, co będzie przydatne zarówno do celów poznawczych, jak i aplikacyjnych.

Należy nadal prowadzić badania eksperymentalne i teoretyczne nad wykorzystaniem czynników chłodniczych, zarówno w warunkach wrzenia w objętości, jak i w przepływie. Wypełnią one lukę informacyjną, co będzie przydatne zarówno do celów poznawczych, jak i aplikacyjnych. Mając

powyższe na uwadze, autorzy przeprowadzili badania eksperymentalne i analizy teoretyczne wrzenia nowych proekologicznych czynników chłodniczych w warunkach wrzenia w miprzestrzeni kompaktowego wymiennika ciepła. Proces wrzenia prowadzono na powierzchni poziomych, gładkich rurek umieszczonych wewnątrz płaszcza kompaktowego wymiennika. Ze względu na małą objętość kompaktowego wymiennika, intensywność wymiany ciepła na poszczególnych rurkach wymiennika nie była badana oddzielnie. Traktowano je łącznie, wyznaczając średnie wartości współczynników wymiany ciepła. Niniejsza praca zawiera wyniki badań eksperymentalnych oraz propozycję uogólnionej korelacji obliczeniowej, która pozwala na wyznaczenie wartości współczynnika przejmowania ciepła. Może być stosowany do projektowania kompaktowych wymienników ciepła do bezpośredniego chłodzenia cieczy oraz układów pośrednich do chłodzenia mini-elementów układów elektronicznych, układów medycznych itp. [11, 12, 13].

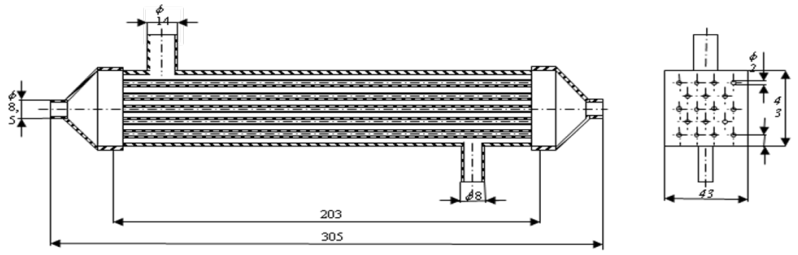
2. Przedmiot badań

Badania eksperymentalne wrzenia czynników chłodniczych w objętości przeprowadzono na specjalnie zaprojektowanym i zbudowanym stanowisku doświadczalnym, które składało się z następujących zasadniczych elementów:

1. układu badawczego zawierającego sekcje pomiarowe z oprzyrządowaniem,
2. instalacji zasilania układu czynnikiem chłodniczym,
3. instalacji elektrycznej,
4. instalacji wody grzewczej,
5. aparatury kontrolno-pomiarowej współpracującej z komputerowym systemem rejestracji i przetwarzania danych.

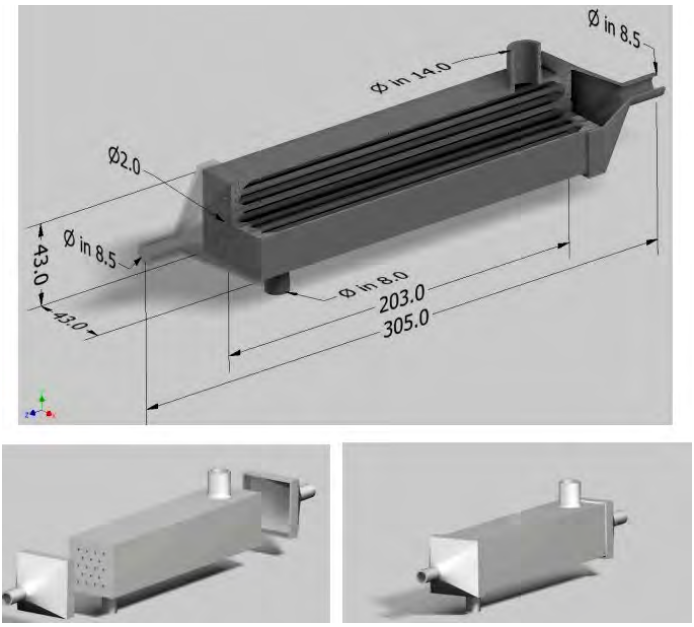
Obieg czynnika roboczego składał się ze zbiornika, przepływomierza masowego *Coriolisa*, czujnika ciśnienia, czujników temperatury na wylocie ze zbiornika, chłodnicy oraz na wlocie i wylocie miniwymiennika ciepła.

Obieg czynnika grzewczego składał się z ultratermostatu regulującego temperaturę cieczy, pompy o płynnej regulacji wydajności oraz przepływomierza masowego *Coriolisa*. Aby zapewnić równomierny rozkład masowego natężenia przepływu wody przez poszczególne kanały grzewcze, porównywano opory przepływu na całej długości kanałów. Różnice między wartościami dla poszczególnych kanałów mieściły się w granicach ±2%. Temperaturę obu mediów mierzono za pomocą termopar typu *K*. Dane pomiarowe rejestrowano za pomocą rejestratora danych. Przedmiotem badań był miniaturowy wymiennik ciepła płaszczowo-rurowy. Widok ogólny wymienników ciepła przedstawiono na rys. 1.



Rysunek. 1**.** Schemat poglądowy wymiennika płaszczowo-rurowego o przekroju kołowym wykonanym metodą przyrostową ze stopu stali (SS316L)

Badania eksperymentalne procesu wrzenia w objętości przeprowadzono z wykorzystaniem czterech czynników chłodniczych: R1234yf, R1234ze i R134a oraz HFE7100. Zakres zmian parametrów wynosił: masowe natężenie przepływu G = 1 ÷ 22 kg/h, ciśnienie p = 0,1 ÷ 0,8 MPa, temperatura T = 25 ÷ 35°C, gęstość strumienia ciepła q = 0,5 ÷ 30 kW/m^2.



Rysunek 2. Widok ogólny badanego wymiennika ciepła

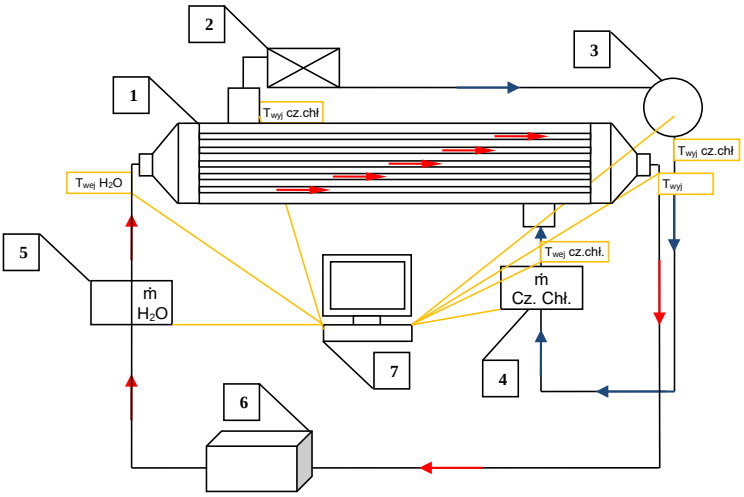
Badany wymiennik został wykonany metodą przyrostową ze stopu stali SS316L składał się on z 18 minikanałów o przekroju kołowym d_e = 3 mm w układzie poziomym szachownicowym, korpusu o przekroju kwadratowym 43 x 43 mm i długości L = 203 mm. Objętość wymiennika wynosiła 3,754x10^{-4} m^3. W miniwymienniku zastosowano poziome kanały rurowe o średnicy zewnętrznej. Porównując średnice rur ze średnicami stosowanymi w praktyce w klasycznych wymiennikach ciepła, stają się one minikanałami. Zgodnie z klasyfikacją *Mehendale'a*, kanały o tej średnicy zaliczane są do kompaktowych wymienników ciepła (średnica hydrauliczna d_h = 1 ÷ 6 mm). Na podstawie tego kryterium, kanał o średnicy d_e = 6 mm można zaklasyfikować jako minikanał (kompaktowy wymiennik ciepła). Kanały ułożone były równolegle; miniwymiennik wyposażony był we wlot i wylot, stanowiące odpowiednio dopływ i odpływ czynnika roboczego do miniwymiennika. Taka konstrukcja wymiennika zapewniała wrzenie czynnika chłodniczego w objętości określonej przez wymiary płaszcza. Kompaktowy wymiennik ciepła był praktycznie zalany cieczą chłodniczą o temperaturze nasycenia, która swobodnie parowała na powierzchni rurek, będących źródłem ciepła niezbędnego do zajścia przemiany fazowej. Ubytek cieczy spowodowany jej parowaniem był na bieżąco uzupełniany grawitacyjnie. Po połączeniu wszystkich elementów korpus miniwymiennika poddano próbie ciśnieniowej szczelności. Po 24 godzinach nie stwierdzono żadnych nieszczelności w układzie, dlatego przystąpiono do badań. Miniwymiennik i pozostała część instalacji zostały zaizolowane termicznie warstwą izolacji ciepnej w celu ograniczenia strat ciepła. Przepływ czynnika roboczego był wymuszony grawitacyjnie dzięki przepływowi ogrzanej wody przez rury miniwymiennika. Czynnik roboczy wpływał do miniwymiennika i tam, podgrzewany osiemnastoma minikanałami do temperatury powyżej

wrzenia, przechodził z fazy ciekłej w fazę gazową. W wyniku nagrzania czynnik parował z określoną intensywnością, zależną od ilości energii cieplnej dostarczonej do wnętrza zbiornika. Rozwiązanie to regulowało natężenie przepływu czynnika w układzie pomiarowym. Po opuszczeniu mini-wymiennika czynnik roboczy docierał do skraplacza poprzez króciec wlotowy, a później do zbiornika. Następnie jednorodna ciecz czynnika roboczego przepływała przez przepływomierz *Coriolisa* w celu pomiaru masowego natężenia przepływu czynnika. Pompa wymuszała przepływ wody grzewczej przez minikanały. Przepływ ten był regulowany poprzez obrót wirnika pompy i za pomocą zaworu głównego umieszczonego przed sekcją pomiarową. Sterowanie prędkością obrotową pompy i zaworem odcinającym zapewniało stały dopływ wody o określonej intensywności. Badania eksperymentalne przeprowadzono z należytą starannością i dokładnością. Przed badaniami zasadniczymi stanowisko doświadczalne poddano badaniom weryfikacyjnym, sprawdzając dokładność przyrządów i sprzętu pomiarowego. W badaniu założono, że czynnik roboczy dostarczany do wymiennika równomiernie wypełniał jego objętość. Temperatura wody w minikanałach zmieniała się nieznacznie na całej długości przepływu (mniej niż ± 1 K). Rolą ultratermostatu było stabilizowanie temperatury wody grzewczej. Opór cieplny rur miedzianych został uwzględniony w obliczeniach wymiany ciepła we wzorach (3.5) i (3.6). W przypadku strat ciepła do otoczenia należy stwierdzić, że wymiennik był bardzo dobrze zaizolowany warstwą izolacji poliuretanowej o grubości 5 cm. Szacowane straty ciepła do otoczenia wyniosły około 2% mocy cieplnej wymiennika. W Tabeli 1 podano zestawienie urządzeń pomiarowych wraz z zakresem i dokładnością pomiaru.

Tabela 1. Zestawienie urządzeń pomiarowych wraz z zakresem i dokładnością pomiaru

Mierzona wielkość	Przyrząd	Zakres pomiarów	Max. błąd pomiaru
Masowe natężenie przepływu	Przepływomierz masowy	0 ÷ 450 [kg·h^{-1}]	±0,15%
Ciśnienie absolutne	Czujnik ciśnienia	0 ÷ 2500 [kPa]	±0,05%
Temperatura	Termopara typu TP-201K-1B-100	-40 ÷ +475 [°C]	±0,2 K

Schemat stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku. 3, a jego widok na rysunku 4.



Rysunek 3. Schemat poglądowy stanowiska badawczego: 1 -kompaktowy wymiennik ciepła wyprodukowany przy użyciu technologii wytwarzania addytywnego, 2 - skraplacz czynnika chłodniczego, 3 - zbiornik ciekłego czynnika chłodniczego, 4 - przepływomierz *Coriolisa* do pomiaru natężenia przepływu

czynnika chłodniczego, 5 - przepływomierz Coriolisa do pomiaru natężenia przepływu czynnika grzewczego – wody, 6 - ultratermostat do czynnika grzewczego – wody, 7 - urządzenie rejestrujące dane.



Rysunek 4. Widok stanowiska badawczego

3. Metodyka badań

Badania eksperymentalne procesu wrzenia w miniprzestrzenii przeprowadzono na dedykowanym stanowisku wyposażonym w precyzyjną aparaturę badawczą. Konstrukcja stanowiska pomiarowego umożliwiła pomiar parametrów cieplnych i przepływowych czynnika chłodniczego oraz wody grzewczej. Mierzono następujące parametry:
- ciśnienie czynnika chłodniczego w układzie,
- temperaturę czynnika chłodniczego na wlocie i wylocie badanego wymiennika,
- masowe natężenie przepływu czynnika chłodniczego w badanym wymienniku ciepła,
- temperaturę czynnika chłodniczego w skraplaczu i zbiorniku cieczy,
- temperaturę wody grzewczej na dopływie i wypływie badanego wymiennika,
- masowe natężenie przepływu wody w badanym wymienniku ciepła,
- temperaturę wody w ultatermostacie.

Badania prowadzono w warunkach ustalonych.

Bezpośrednie pomiary parametrów cieplnych i przepływowych pozwoliły na wyznaczenie wartości opisujących proces wymiany ciepła podczas wrzenia czynnika chłodniczego w badanym wymienniku ciepła. Obliczono następujące wartości:

- moc cieplna wymiennika ciepła

$$\dot{Q} = \dot{m}\, \varkappa \ , \tag{3.1}$$

gdzie:

$\dot{m}$ – masowe natężenie przepływu czynnika chłodniczego,
r – ciepło parowania,

- gęstość strumienia ciepła na ogrzanej ściance kanału

$$q = \frac{\dot{Q}}{A_e}\ , \tag{3.2}$$

gdzie:

A_e - zewnętrzna powierzchnia siedmiu rur wymiennika,

- średnia logarytmiczna różnica temperatur LMTD

$$LMTD = \frac{\Delta T' - \Delta T''}{ln\frac{\Delta T'}{\Delta T''}}, \tag{3.3}$$

gdzie:

$\Delta T'$ - różnica temperatur między wodą a czynnikiem chłodniczym po jednej stronie wymiennika,
$\Delta T''$- różnica temperatur między wodą a czynnikiem chłodniczym po drugiej stronie wymiennika,

- całkowity współczynnik przenikania ciepła wymiennika ciepła

$$k = \frac{\dot{Q}}{A_e \cdot LMTD}\ , \tag{3.4}$$

- współczynnik przejmowania ciepła dla wrzenia czynnika chłodniczego wyznaczono na podstawie zależności opisującej przenikanie ciepła przez przegrodę cylindryczną

$$\dot{Q} = \frac{\pi \cdot l \cdot LMTD}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_i} + \frac{1}{2,6} ln\frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_e}}\ , \tag{3.5}$$

gdzie:
α_1 – współczynnik przejmowania ciepła od strony wody grzewczej,
α_2 – współczynnik przejmowania ciepła od strony wrzącego czynnika chłodniczego,
d_i – średnica wewnętrzna rury wymiennika ciepła,
d_e – średnica zewnętrzna rury wymiennika ciepła,
λ – współczynnik przewodzenia ciepła materiału rury, miedź, λ = 370 W(m^2·K),

$$\alpha_2 = \frac{1}{d_e \cdot \left(\frac{\dot{Q}}{\pi \cdot l \cdot LMTD} - \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_i} - \frac{1}{2,6} ln\frac{d_e}{d_i}\right)}, \tag{3.6}$$

- wartość współczynnika przejmowania ciepła od strony wody α_1 wyznaczono z zależności kryterium *Żaworonkowa* dla ruchu przejściowego [5]:

$$Nu = 0{,}00069 \cdot Re^{1,24} \cdot Pr^{0,5}, \tag{3.7}$$

którą można stosować do kanałów o przekroju kołowym w zakresie *Re* = 2000 - 10^4,

gdzie:

$$Nu = \frac{\alpha_1 \cdot d_i}{\lambda}\ . \tag{3.8}$$

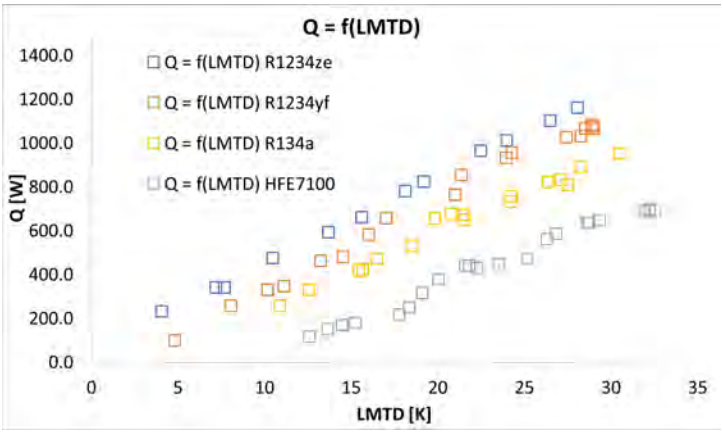
Moc cieplna wymiennika $\dot{Q}$ wyznaczona ze wzoru (3.1) została porównana z wartością mocy cieplnej wyznaczoną po stronie wody grzewczej. Stwierdzono, że różnice między tymi wartościami nie były duże i mieściły się w zakresie błędu ±2%, co uznano za zadowalającą dokładność.

4. Wyniki badań eksperymentalnych

Poniżej przedstawiono wyniki obliczeń kluczowych wielkości ciepła i przepływu w procesie wrzenia w kompaktowym wymienniku płaszczowo-rurowym. Wyznaczono wartości mocy cieplnej wymiennika

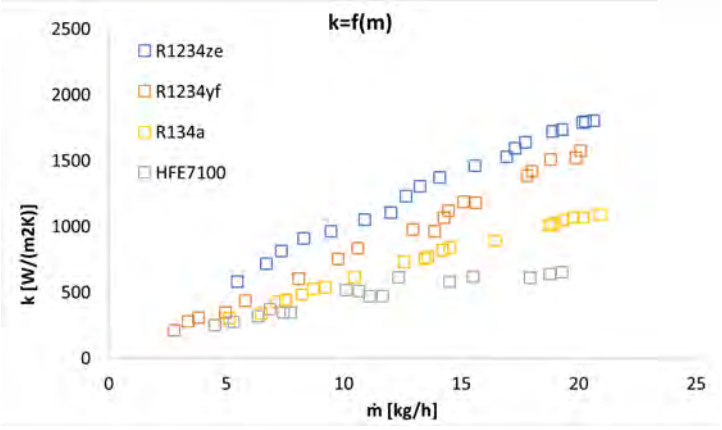
$\dot{Q}$, współczynnika przenikania ciepła k, gęstości strumienia ciepła q oraz współczynnika przejmowania ciepła α dla wrzenia czynnika chłodniczego na ogrzewanej powierzchni.

Rysunek 5 przedstawia zależność mocy cieplnej wymiennika ciepła $\dot{Q}$ od wartości średniej logarytmicznej różnicy temperatur LMTD. Jak widać, wartość mocy cieplnej wymiennika ciepła $\dot{Q}$ silnie zależy od wartości logarytmicznej średniej różnicy temperatur LMTD. Wzrost wartości LMTD powoduje wzrost mocy cieplnej wymiennika ciepła $\dot{Q}$. Wielkość wzrostu mocy cieplnej zależy od rodzaju zastosowanego czynnika chłodniczego i jego właściwości. Najwyższa moc wymiennika ciepła występuje podczas wrzenia czynnika chłodniczego R1234ze przy podobnym poziomie LMTD. Najniższą wartość $\dot{Q}$ odnotowano podczas przepływu czynnika chłodniczego HFE7100. Różnica w tych wartościach wynosi około 50% w odniesieniu do mocy cieplnej przy zastosowaniu czynnika chłodniczego R1234ze.



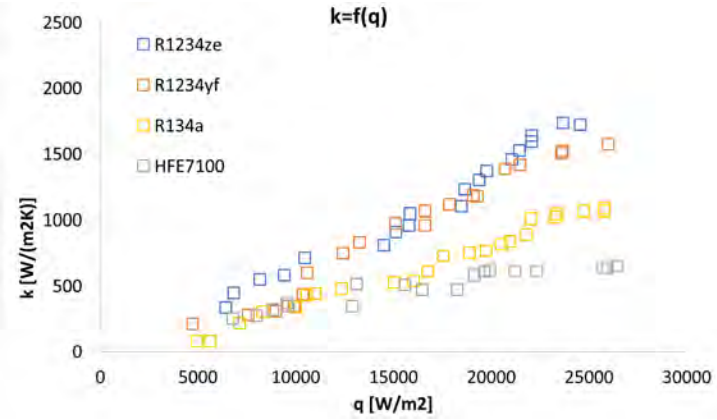
Rysunek 5. Wpływ logarytmicznej średniej różnicy temperatur LMTD na moc cieplną wymiennika $\dot{Q}$

Na rysunku 6 przedstawiono zależność współczynnika przenikania ciepła k od masowego natężenia przepływu czynnika chłodniczego $\dot{m}$, a na rys. 7 od gęstości strumienia ciepła q na ogrzewanej ściance minikanału.



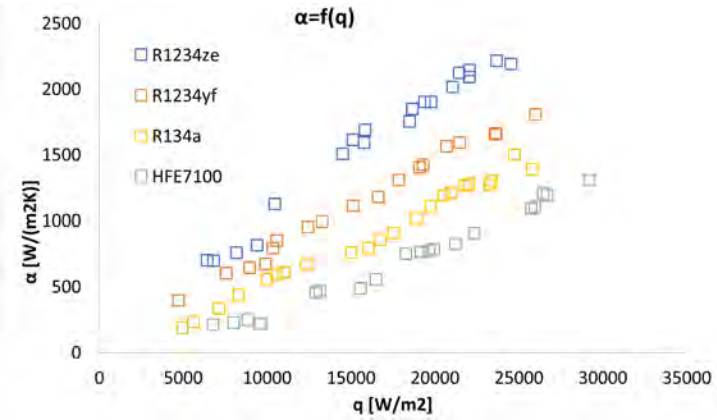
Rysunek 6. Wpływ masowego natężenia przepływu czynnika chłodniczego $\dot{m}$ na wartość współczynnika przenikania ciepła k

Współczynnik przenikania ciepła *k* rośnie wraz ze wzrostem masowego natężenia przepływu czynnika chłodniczego $\dot{m}$ oraz gęstości strumienia ciepła *q*. Wielkość tego wzrostu zależy od rodzaju zastosowanego czynnika chłodniczego i jego właściwości. Najwyższe wartości współczynnika przenikania ciepła *k* zaobserwowano przy masowym natężeniu przepływu $\dot{m}$ = 22 kg/h. Podobna tendencja dotyczy wszystkich czynników chłodniczych. Najwyższe wartości współczynnika *k* wystąpiły podczas wrzenia fluoroolefiny (R1234ze/yf). Najniższe wartości *k* wystąpiły podczas wrzenia w objętości czynnika chłodniczego HFE7100.



Rysunek 7. Zależność wartości współczynnika przenikania ciepła *k* od gęstości strumienia ciepła *q* na ogrzewanej ściance minikanału

Na podstawie zależności obliczeniowej (3.6) wyznaczono wartości współczynnika przejmowania ciepła α dla wrzenia każdego z badanych czynników chłodniczych. Na rys. 8 przestawiono zależność tych wartości od gęstości strumienia ciepła na ogrzewanej ściance minikanału. Wartość współczynnika przejmowania ciepła α podobnie jak współczynnika przenikania ciepła *k* rośnie wraz ze wzrostem gęstości strumienia ciepła *q*. Wielkość tego wzrostu zależy od rodzaju zastosowanego czynnika chłodniczego i jego właściwości. Najwyższe wartości współczynnika przejmowania ciepła α zaobserwowano przy gęstości strumienia ciepła *q* = 28 kW/m^2. Podobna tendencja dotyczy wszystkich czynników chłodniczych. Najwyższe wartości współczynnika α wystąpiły podczas wrzenia fluoroolefiny (R1234ze/yf). Najniższe wartości α wystąpiły podczas wrzenia w objętości czynnika chłodniczego HFE7100.



Rysunek 8. Zależność wartości współczynnika przejmowania ciepła α od gęstości strumienia ciepła *q* na ogrzewanej ściance minikanału

W pracy [14] autorzy przedstawili wyniki badań eksperymentalnych procesu wrzenia czynników chłodniczych w miniprzestrzeni kompaktowego wymiennika ciepła wykonanego metodą tradycyjną. Konstrukcja tego wymiennika była podobna do obecnie badanego. Jednak składał się on z 7 miedzianych minikanałów (wobec obecnie 18) o średnicy wewnętrznej d_i = 4 mm, korpusu o średnicy wewnętrznej D_i = 30 mm (obecnie przekrój kwadratowy o boku 43 mm) i praktycznie takiej samej długości L = 200 mm. W miniwymienniku zastosowano poziome kanały rurowe o średnicy zewnętrznej d_e = 6 mm (obecnie 3 mm). Podobnie jak obecnie kanały ułożone były równolegle, miniwymiennik wyposażony był we wlot i wylot, stanowiące odpowiednio dopływ i odpływ czynnika roboczego do miniwymiennika. Zasada działania obu wymienników była podobna. Podsumowaniem prezentowanych badań w pracy [14] było wyznaczenie zależności obliczeniowej pozwalającej określać wartość współczynnika przejmowania ciepła α podczas wrzenia czynnika chłodniczego w minprzestrzeni na poziomych minikanałach rurowych. Jest to zależność wykładnicza typu $\alpha = C \cdot q^n$, powszechnie stosowana do wrzenia objętościowego w układach konwencjonalnych [5]:

$$\alpha = 7{,}69\left(\frac{P_S}{P_{cr}}\right)^{-0{,}11} \cdot q^{0{,}52} \tag{3.9}$$

gdzie:

- p_{cr} – ciśnienie krytyczne,

- p_s – ciśnienie nasycenia,

  - C = 7,69,
  - m = -0,11,
  - n = 0,52.

Wyniki eksperymentalne prezentowane w niniejszej pracy porównano z wynikami obliczeń według równania (3.9) [14]. W wyniku porównania uzyskano wysoką zgodność wyników modelowania z wynikami eksperymentalnymi. Średni bezwzględny błąd procentowy wynosi 12,5%, a 93,4% rozbieżności analizowanych punktów mieści się w przedziale mniejszym niż 25%, co uznaje się za zadowalające. Maksymalne błędy pomiaru podstawowych parametrów cieplnych i przepływowych wynoszą: ciśnienie, p = ±0,05% (maks. 100 kPa); strumień ciepła, $\dot{Q}$ = ±2% (maks. 5 [W]); temperatura, T = ±0,2 K; całkowity współczynnik przenikania ciepła, k = ±3% (maks. 5,4 [W m^{-2} K]) i lokalny współczynnik przejmowania ciepła, α = ±5% (maks. 50 [W m^{-2} K]).

W pracy [14] oraz niniejszej przedstawiono wyniki badań dla płynów wysokociśnieniowych (R1234ze, R1234yf, R134a) i niskociśnieniowych (HFE7100). Oznacza to, że właściwości fizyczne tych płynów znacząco się różnią ze względu na różne wartości ciśnienia przy podobnych temperaturach podczas badań. Wynika to z odmiennej relacji ciśnienia w wymienniku do ciśnienia krytycznego dla danego płynu. Wprowadzenie do modelu ciśnienia zredukowanego, będącego stosunkiem ciśnienia aktualnego do ciśnienia krytycznego, pozwoliło na względnie ujednolicone modelowanie i porównania dla płynów niskociśnieniowych i wysokociśnieniowych. Można to zaobserwować na wykresach sporządzonych w układzie współrzędnych: log p-h, które wyraźnie pokazują położenie punktu testowego względem punktu krytycznego.

Wnioski

1. Zbadano wrzenie czynników chłodniczych w kompaktowym wymienniku ciepła płaszczowo-rurowym wykonanym metodą przyrostową. Proces wrzenia zachodził w mikroprzestrzeni płaszcza wymiennika na powierzchni poziomych rur, ogrzewanych od wewnątrz ciepłą wodą. Przepływ czynnika chłodniczego odbywał się grawitacyjnie. Wymiennik ciepła był praktycznie zalany ciekłym czynnikiem chłodniczym o temperaturze nasycenia, który po odparowaniu wypływał w postaci gazowej. Badania przeprowadzono dla czterech czynników chłodniczych: R1234ze, R1234yf, R134a (czynniki chłodnicze wysokociśnieniowe) i HFE7100 (czynnik chłodniczy niskocisnieniowy).

2. Na podstawie uzyskanych wyników opracowano charakterystyki cieplne opisujące proces wymiany ciepła w całym kompaktowym wymienniku ciepła oraz w przypadku samego procesu wrzenia.
3. Wyznaczono zależność mocy cieplnej wymiennika ciepła $\dot{Q}$ od logarytmicznej średniej różnicy temperatur *LMTD*. Wzrost wartości *LMTD* powoduje wzrost mocy cieplnej wymiennika ciepła $\dot{Q}$, a wielkość tego wzrostu zależy od rodzaju zastosowanego czynnika chłodniczego i jego właściwości.
4. Współczynnik przenikania ciepła rośnie wraz ze wzrostem masowego natężenia przepływu czynnika chłodniczego oraz gęstości strumienia ciepła q na ogrzewanej ściance minikanału. Wielkość tego wzrostu jest różna dla każdego czynnika chłodniczego. Najwyższe wartości *k* wystąpiły podczas wrzenia fluoroolefiny (R1234ze/yf), a najniższe dla czynnika chłodniczego HFE7100.
5. Wyznaczono wartości współczynnika przejmowania ciepła α dla wrzenia czynnika chłodniczego. Stwierdzono, że dla tych samych wartości gęstości strumienia ciepła, wartości te są różne dla badanych czynników chłodniczych. Jednakże, jakościowo charakter zależności wartości współczynnika przejmowania ciepła od gęstości strumienia ciepła jest podobny. Jest to zależność wykładnicza, powszechnie stosowana do wrzenia objętościowego w układach konwencjonalnych, opisana wzorem (3.9).
6. Wyniki badań eksperymentalnych porównano z wynikami obliczeń według równania (3.9) [14]. W wyniku porównania uzyskano wysoką zgodność wyników modelowania z wynikami eksperymentalnymi. Średni bezwzględny błąd procentowy wynosi 12,5%, a 93,4% rozbieżności analizowanych punktów mieści się w przedziale mniejszym niż 25%.
7. Autorzy planują prowadzenie dalszych badań z wykorzystaniem nowych, ekologicznych czynników chłodniczych oraz innych kompaktowych konstrukcji wymienników ciepła wykonanych metodą druku 3D.

Bibliografia

[1] Chen W. Fu, Inanlu Y. M.J., Thukral T.S., Miljkovic J. Li, N. (2024). Enhanced pool boiling of refrigerants R-134a, R-1336mzz(Z) and R-1336mzz(E) on micro- and nanostructured tubes. *International Journal Heat Mass Transfer* 220, 124983. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.12498318

[2] Liu L.-S., Li J.-F., Lian T.-C., Liu X.-C., Liu H.-L. (2025). Experimental study on the effect of fouling in tubes on pool boiling heat transfer characteristics. International Communications in Heat and Mass Transfer 163, 108710. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2025.108710

[3] Mortada S., Zoughaib A., Arzano-Daurelle C., Clodic D. (2012). Boiling heat transfer and pressure drop of R-134a and R-1234yf in minichannels for low mass fluxes, International Journal of Refrigeration, 962–973. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.03.004

[4] Qiu Y.-H., Liu Z.-H., (2004). Boiling heat transfer of water on smooth tubes in a compact staggered tube bundle, Applied Thermal Engineering 24, 1431–1441. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.11.021

[5] Bohdal T., Charun H. (2011, 2013), Zasady transportu ciepła, Wydawnictwo Politechniki Koszalińskiej, cz. I i cz. II.

[6] Gupta, J.S. Saini, H.K. Varma (1995). Boiling heat transfer in small horizontal tube bundles at low cross-flow velocities, International Journal Heat Mass Transfer 38, 599–605. https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)00282-Z

[7] Zhang J., Liu L., Fan M., Liu L., Liu H., Li J., Liu X. (2024). Experimental study on heat transfer characteristics of R245fa pool boiling outside horizontal tubes, Case Studies in Thermal Engineering 61. https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.104939

[8] Li L., Gou Y., Min H., Gao N., Li Q. (2024). Experimental study on the pool boiling heat transfer of R134a outside various enhanced tubes, International Journal Heat Mass Transfer 235. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer,126140

[9] Muneeshwaran M., Yang C.M., Cakmak E., Nawaz K. (2024). Pool boiling heat transfer characteristics of low-GWP refrigerants in a horizontal tube bundle configuration, Applied Thermal Engineering 248. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123202

[10] Gong S., Cheng P. Direct numerical simulations of pool boiling curves including heater's thermal responses and the effect of vapor phase's thermal conductivity. (2017). International Communications in Heat and Mass Transfer 87, 61–71. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.06.023

[11] Sajjad U., Yan W.M., Hussain I., Mehdi S., Sultan M., Ali H.M., Said Z., Wang C.C. (2024). Physics and correlations informed deep learning to foresee various regimes of the pool boiling curve, Engineering Applications of Artificial Intelligence136. https://doi.org/10.1016/j.engappai.2024.108867

[12] Cooper M.G. (1984). Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling-a wide-ranging examination using reduced properties. Advances in Heat Transfer 16, 157–239, https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70205-3

[13] Kumar A., Wang C.C. (2022). Nucleate pool boiling heat transfer of R-1234ze(E) and R-134a on GEWA-B5H and smooth tube with the influence of POE oil. Applied Thermal Engineering 201, 117779. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117779

[14] Kruzel M., Bohdal T., Dutkowski K., Wołosz K.J., Robakowski G. (2025).The Heat Transfer Coefficient During Pool Boiling of Refrigerants in a Compact Heat Exchanger. Energies 18, 4030. https://doi.org/10.3390/en18154030

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_48

Badania nieustalonej pracy przemysłowych wymienników ciepła przy użyciu modeli matematycznych stanu ustalonego po stronie czynnika o niższym strumieniu pojemności cieplnej

MARIUSZ GRANDA[1], MARCIN TROJAN[1]

[1] Politechnika Krakowska im. T. Kościuszki, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, Katedra Procesów Cieplnych, Ochrony Powietrza i Utylizacji Odpadów, ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków
[1] e-mail: mariusz.granda@pk.edu.pl

Słowa kluczowe: wymienniki ciepła, nieustalony, pojemność cieplna, stała czasowa, modelowanie numeryczne

Aktualnie każda branża przemysłu, z uwagi na rosnący udział OZE (Odnawialnych Źródeł Energii) i jego wpływ na krajowy system elektroenergetyczny, narażana jest na zmienne warunki pracy całej instalacji. Wobec tego, coraz częściej pojawia się potrzeba badań nieustalonych stanów pracy krytycznych urządzeń instalacji, w tym urządzeń które odpowiedzialne są za wymianę ciepła. Badania te mają na celu poprawę sprawności urządzeń instalacji oraz analizę ich trwałości, co ostatecznie wpływa na ograniczenie emisji zanieczyszczeń środowiska, jak również koszty eksploatacyjne. Niestety ogólnie dostępne narzędzia do analizy stanów nieustalonych czynią analizę kosztowną i czasochłonną. Modelowanie nieustalonej pracy tego typu urządzeń uzależnione jest od niskiej wartości kroku czasowego, co wpływa na powyższe. Klasyczne metody rozwiązywania równań różniczkowych zwyczajnych, w których występuje pochodna po czasie, posiadają stabilne rozwiązanie dla określonej wartości kroku czasowego, który dobierany jest dla komponentu o najniższej bezwładności. W niniejszej pracy przedstawiono innowacyjną metodę modelowania stanów nieustalonych, która pozwala na bardzo szybką i tanią analizę nieustalonej pracy wymiennika ciepła. Metoda ta wykorzystuje model matematyczny stanu ustalonego po stronie czynnika o mniejszym strumieniu pojemności cieplnej. Podejście to umożliwia zwiększenie wartości kroku czasowego oraz zachowanie stabilnego rozwiązania w czasie wielokrotnie krótszym niż tradycyjne podejście. Co istotne, ultraszybka metoda modelowania, nie tylko przyspiesza projektowanie i ocenę pracy wymienników ciepła, ale również umożliwia śledzenie ich parametrów pracy w trybie online, co pozwala na bieżącą poprawę sprawności lub wczesne wykrywanie potencjalnego ryzyka awarii. Badania analizują zakres pracy wymiennika ciepła, dla którego metoda jest dokładna. Wyniki badań pokazują, że błąd względny temperatury czynnika o mniejszej pojemności cieplnej może być mniejszy niż 1%, zapewniając jednocześnie taką samą dokładność rozwiązania po stronie czynnika o wyższej pojemności cieplnej.

Wstęp

W ostatnich latach środowisko naukowe zajmujące się wymianą ciepła, coraz to większą uwagę poświęca optymalizacji pracy wymienników ciepła. Badane są różne czynniki wpływające na ich działanie: typ wymiennika, konfiguracja i charakter przepływu czynników, ożebrowanie oraz rodzaj czynników. Coraz częściej też analizuje się parametry pracy w warunkach nieustalonych. Wobec czego rośnie potrzeba opracowywania metod, które nie tylko upraszczają obliczenia wymienników ciepła, ale przede wszystkim zapewniają szybkie ich obliczenia przy jednoczesnym zachowaniu ich wysokiej dokładności. Takie podejście przyczynia się w efekcie do redukcji kosztów obliczeniowych lub może służyć do monitorowania krytycznych elementów instalacji, co służy minimalizacji ryzyka ewentualnej awarii.

Niniejszy artykuł przedstawia innowacyjną metodę stosowaną do analizy stanów nieustalonych wymienników ciepła na przykładzie układu rura w rurze, w którym wykorzystuje się płyny o różnej pojemności cieplnej. Metoda ta rozwiązuje stan nieustalony po stronie, czynnika o niższym strumieniu pojemności cieplnej, przy użyciu zlinearyzowanych równań stanu ustalonego. Wyniki modelowania stanów nieustalonych całego wymiennika ciepła nie różnią się od wyników uzyskiwanych przy użyciu klasycznych technik rozwiązywania równań różniczkowych, które opisują stan nieustalony. Metoda ta zapewnia, w odpowiednich warunkach, rząd wielkości krótszy czas obliczeń nieustalonego stanu pracy urządzenia, co można wykorzystać w badaniach nad poprawą elastyczności bloków energetycznych [1-2]. Na przykład, w pracy [1], rozdział 10, omawia trudności, z jakimi boryka się energetyka zawodowa w aspekcie rosnącego udziału odnawialnych źródeł energii (OZE) w strukturze wytwarzania energii elektrycznej. Autor podkreśla wpływ zmian obciążenia sieci na pracę bloków parowych, które opalane są węglem. Autor opisuje w pracy tam pośredni system spalania oraz innowacyjny układ kogeneracyjny przeznaczony do kotłów produkujących gorącą wodę. Z kolei, w pracy [2], autorzy proponują magazyny gorącej wody, dla których prowadzą stosowne obliczenia numeryczne. Badana metoda może również zostać wykorzystana przy badaniach, które skupiają się na poprawie efektywności cieplnej kompaktowych wymienników ciepła [3]. We wspomnianej pracy analizowano bowiem kompaktowy wymiennik ciepła o przepływie krzyżowym, przy użyciu badań eksperymentalnych. W pracy tej zwrócono uwagę na niedobór badań w tym obszarze, szczególnie w zakresie przepływu powietrza.

1. Aktualny stan wiedzy w badaniach i obliczeniach nieustalonych stanów pracy wymienników ciepła

Pracę wymiennika ciepła można oceniać eksperymentalnie (przy użyciu aparatury pomiarowej) lub analitycznie (z wykorzystaniem równań opisujących wymianę ciepła). Podejście eksperymentalne ma zarówno zalety, jak i wady. Zastosowanie pomiarów do odwzorowania zagadnienia obarczone jest różnego rodzaju błędami. Złożona geometria urządzenia utrudnia wykonywanie pomiarów. Zwykle trudno jest dokonać pomiarów w miejscach, w których potencjalny wpływ zakłóceń mezurandu jest zminimalizowany. Aparatura pomiarowa jest kosztowna, wymaga też okresowej kalibracji. Istotną zaletą pomiaru jest rzeczywiste odwzorowanie parametrów pracy badanego obiektu. Podejście analityczne może być realizowane na dwa sposoby. Pierwszym jest wykorzystanie równań, które opisują prawa fizyki. W porównaniu z analizą eksperymentalną jest ona szybka i tania. Główną wadą tej analizy jest wpływ założeń i uproszczeń na ostateczne wyniki obliczeń oraz obszar jej zastosowania. Dobrą praktyką jest ograniczanie liczby przypadków eksperymentalnych poprzez poszukiwanie rozwiązań analitycznych i ich dalsza weryfikacja, dla wybranych przypadków, w sposób eksperymentalny. W przypadku pracy wymienników ciepła w stanie ustalonym, teoria jest dość dobrze rozwinięta. Podstawy termodynamiki [4] oraz wymiany ciepła [5] pomagają zrozumieć działanie takich urządzeń. Bardziej szczegółowe informacje przydatne w procesie projektowania różnych typów wymienników ciepła opisano w literaturze [6-7]. Prace te dość szczegółowo opisują zagadnienia związanie z projektowaniem tego typu urządzeń. Tutaj należy wspomnieć, że głównymi parametrami opisującymi warunki pracy wymiennika ciepła są maksymalny strumień ciepła przekazywany w jego wnętrzu oraz jego sprawność [5]. Ten pierwszy często decyduje o gabarytach wymiennika. Ponadto, do obliczeń projektowych wymienników ciepła często stosuje się metodę NTU (Number of Transfer Units), niemniej jednak powyższe metody (oprócz badań eksperymentalnych) odnoszą się do ustalonych stanów pracy tych urządzeń. W przypadku zagadnień nieustalonych, w których wszystkie parametry zmieniają się w czasie, podejście analityczne wykracza poza powyższą literaturę. Oczywiście, dla prostych przypadków możliwe jest wyznaczenie reprezentatywnych parametrów pracy.

Jak wiadomo, dla nieustalonego przewodzenia ciepła zachodzącego wraz z konwekcyjną wymianą ciepła należy wyznaczyć liczbę Biota (Bi) [8]. Dla małych wartości Bi (Bi < 0,1) rozkład temperatury w ciałach stałych jest niemal płaski. Błąd temperatury wewnątrz ciała jest pomijalnie mały. Taki przypadek nazywany jest modelem o parametrach skupionych [9]. Dla wyższych wartości Bi, przy których rozkład temperatury nie jest już płaski, tj. temperatura zmienia się w czasie i przestrzeni, należy przyjąć, że model jest modelem o parametrach rozłożonych. Inną ważną liczbą opisującą nieustalony stan pracy jest liczba Fouriera (Fo) [9]. Dostępne w literaturze metody analityczne wyznaczania przebiegu temperatury w czasie [10], ograniczają się jednak tylko do prostych geometrii. Ponadto obowiązują one dla liczby Fouriera większej niż 0,2. Problemy nieustalone rozwiązuje się również z wykorzystaniem transformaty Laplace'a [11]. W powyższej pracy przedstawione jest rozwiązanie problemu nieustalonego przewodzenia ciepła przy użyciu transformat. Podejście to eliminuje konieczność wykorzystania metod kroczących w czasie, które są czasochłonne. Badania wskazuję, że metoda jest nie tylko szybka, ale przede wszystkim dokładna. Podobnie, autor pracy [12] badał płaszczowo-rurowy wymiennik ciepła z wykorzystaniem transformat Laplace'a. W pracy tej analizowano odpowiedź układu w kierunku promieniowym dla różnych liczb Bi. Tutaj wykazano, że tylko dla Bi < 0,05, nieustalone przewodzenie ciepła w ściance rury w kierunku promieniowym może być traktowane jak stan ustalony, co w istocie upraszcza zagadnienie. Badania nieustalonego przewodzenia ciepła w rurze przeprowadzono również w [13], gdzie zastosowano metodę McCormacka [14]. Wyniki badań [13] wykazały istotny wpływ ścianek na temperaturę płynów przepływających w kanałach wymiennika. Jest on tym większy, im mniejsza jest wartość dyfuzyjności cieplnej materiału ścianek. Jest on też istotny wówczas, gdy ścianki są grube. Transformaty nie mają zastosowania dla zagadnień złożonych przestrzennie, które omawiane są w [15-16]. Prace te pokazują, że należy uwzględnić przewodzenie ciepła wzdłuż przepływu czynnika. Istotna jest także pojemność cieplna zarówno płynu, jak i ścianki rury. Autorzy prac [15-16] jednoznacznie wskazują, że w stanach nieustalonych nie można też pomijać pojemności cieplnej wody. W innych przypadkach nie istnieje ogólna rozwinięta teoria nieliniowych problemów wymiany ciepła. W takiej sytuacji opracowywane są modele matematyczne konkretnych urządzeń, których pracę można opisać przy pomocy równań różniczkowych. Równania te rozwiązuje się, po przekształceniu pochodnej przestrzennej do postaci dyskretnej, przy użyciu Metody Elementów Skończonych (FEM) [17], Metody Różnic Skończonych (FDM) [18] lub Metody Objętości Skończonych (FVM) [19]. Rozwiązywanie układu równań różniczkowych zwyczajnych, które opisują zmianę nieustalone przewodzenie ciepła, polega na dyskretyzacji pochodnej przestrzennej oraz stosowaniu, wspomnianych wcześniej, metod kroczących w czasie. Aktualnie, nie istnieją inne niż numeryczne, metody analizy wymienników ciepła, których geometria jest złożona, a temperatura zmienia się w czasie i przestrzeni. Do tego typu analiz najczęściej wykorzystywane jest komercyjne [20-22] lub niekomercyjne [23] oprogramowanie do symulacji procesów cieplno-przepływowych. W pracach [20] oraz [21] modelowano pracę przegrzewacza pary. W pracy [20] badano wpływ uruchomienia wtryskiwaczy wody chłodzącej na bezwładność tego typu wymienników ciepła. W obu pracach zwrócono uwagę na złożoność samego procesu modelowania CFD. W pracy [22] zaproponowano metodę współsymulacji kotła opalanego pyłem węglowym. Metoda ta łączy modelowanie CFD z systemowym narzędziem do modelowania procesowego. Takie podejście umożliwia uwzględnienie nierównomiernego rozdziału strumienia pary wewnątrz kotła przy niskich obciążeniach oraz wynikającego z niego wpływu na temperaturę elementów metalowych. Praca [23] koncentruje się na badaniach płytowego wymiennika ciepła z minikanałami. Badanie zjawisk zachodzących wewnątrz wymiennika prowadzono, przy użyciu indywidualnie opracowanego w środowisku OpenFOAM, modelu numerycznego wymiennika. Z kolei, w [24] analizowano

nieustalony stan pracy wymiennika ciepła (z minikanałami), ale w przeciwieństwie do schematu pracy badanego w [23] wymiennika, w schemacie współprądowym. W pracy tej wykazano zależność między NTU a odpowiedzią płynu dla różnych liczb Pecleta (Pe). Autorzy stwierdzili, że dla małych wartości NTU wymiennik osiąga stan ustalony w krótkim czasie. W pracy [13] analizowano trójpłynowy wymiennik ciepła. Badano wpływ właściwości termofizycznych rury na nieustalone pole temperatury. Wykazano, że dla materiałów o wysokiej wartości współczynnika przewodzenia ciepła k, przewodzenia ciepła wzdłuż głównego kierunku przepływu płynu, nie można pominąć. W konsekwencji wpływa to na ilość ciepła przekazywanego w kierunku poprzecznym do głównego kierunku przepływu płynu. Zauważono również, że efekt jest silniejszy, im mniejsza pojemność cieplna ścianki przewodu. Prace [25-26] przedstawiają modele matematyczne, o parametrach rozłożonych, wymienników ciepła o złożonej geometrii. Przedstawione w [25-26] modele matematyczne pozwalają na wyznaczenie nieustalonych parametrów pracy energetycznych wymienników ciepła w stosunkowo krótkim czasie. Podobnie zresztą jak w pracach [20-21], rozważane są przegrzewacze konwekcyjne, w których czynnikiem są spaliny i para wodna. Tutaj charakterystycznym jest to, że spaliny posiadają zdecydowanie niższa pojemność cieplną od pary lub wody. Prace [3] oraz [23] przedstawiają badania kompaktowych wymienników ciepła, w których ciecz jest chłodzona powietrzem. Tutaj też powietrze charakteryzuje się niższą wartością ciepła właściwego. Wobec tego, cechą wspólną cechą tych prac jest analiza wymienników, w których przepływają płyny o różnej pojemności cieplnej. Praca [25] wykorzystuje opracowany model matematyczne do monitorowania pracy krytycznych elementów kotłów. Prace [20] i [22] analizowały pracę przegrzewaczy z wykorzystaniem komercyjnego oprogramowania CFD. W każdym z tych przypadków wyniki modelowania były bardzo dokładne. Niewątpliwą zaletą modeli matematycznych tworzonych indywidualnie jest krótki czas i niewielki koszt obliczeń. I tutaj można się powołać na czas obliczeń CFD stanu nieustalonego jednego panelu przegrzewacza konwekcyjnego [20], przedstawi trwały kilkaset tysięcy razy dłużej niż czas pracy tego urządzenia. Opracowane modele matematyczne rozwiązują analogiczne problemy zdecydowanie szybciej, aczkolwiek opisujące pracę tych urządzeń, równania różniczkowe zwyczajne, są równaniami sztywnymi [27]. To znaczy posiadają stabilne rozwiązania poniżej określonej wartości kroku czasowego [28], co nie znaczy, że nie ma technik, które uproszczają rozwiązanie, wpływając na czas i koszt obliczeń.

Coraz więcej prac w literaturze koncentruje się na poprawie stabilności rozwiązań równań różniczkowych, bowiem w [29] przeprowadzono symulacje, których wyniki potwierdzają, że iteracyjny algorytm stanowi prostą i odpowiednią metodę o wysokiej efektywności obliczeniowej przy wyznaczaniu rozwiązań długofalowych nieliniowych równań różniczkowych po czasie. Jednak dopiero w ostatnich latach skupiono się na problemie sztywności równań dla układów o różnej bezwładności [30-31]. Dotyczy to jednak odrębnych dziedzin, tj. automatyki [30] i robotyki [31]. W pracy [30] badane są systemy o różnej sztywności dynamicznej, co stanowi wyzwanie dla symulacji w dziedzinie czasu i projektowania układów sterowania. Proponowane podejście polega na linearyzacji równań układu o zmniejszonej sztywności. Natomiast w badaniach [31] autorzy wskazują, że podejście oparte na teorii systemów jest niezbędne do połączenia różnych obszarów badawczych oraz zrozumienia złożonych interakcji zachodzących pomiędzy energoelektroniką, maszynami elektrycznymi i ich układami sterowania w wielkoskalowych systemach elektroenergetycznych o małej bezwładności.

Nadal brakuje badań dotyczących zastosowania tego typu podejścia w analizie, która dotyczy nieustalonej pracy wymienników ciepła. Wobec tego, zaprezentowano model matematyczny układu rura w rurze, który wykorzystano w badaniach prezentowanej metody, w której równania różniczkowe

zwyczajne opisujące nieustalony przepływ ciepła płynu o niższej bezwładności, są linearyzowane, co pozwala na opis nieustalonego stanu pracy przy użyciu stanu ustalonego po stronie czynnika o niższej bezwładności. Metoda ta umożliwia analizę stanów nieustalonych całego układu przy wyższej wartości kroku czasowego, zapewniając stabilne rozwiązanie pozostałych równań nieliniowych. Opracowane podejście pozwala na skrócenie czasu obliczeń nieustalonego stanu pracy urządzenia, co umożliwia nie tylko monitorowanie rozłożonych w przestrzeni parametrów pracy w trybie online [32-33], ale także tworzenie scenariuszy ich pracy w czasie krótszym niż rzeczywisty. W badaniach analizowano czasy obliczeń opracowanych modeli matematycznych: przy użyciu klasycznego podejścia rozwiązywania układu równań różniczkowych oraz modelu stanu ustalonego po stronie czynnika o niższej bezwładności cieplnej. Niewątpliwą zaletą tego podejścia jest możliwość szybkiego uzyskania rozkładu lokalnych parametrów pracy wymienników ciepła. Rozkład temperatury, ciśnienia lub innych wielkości jest istotny z punktu widzenia oceny trwałości i sprawności urządzenia. Wcześniej wspomniane badania stanów nieustalonych, które ograniczają się do przestrzeni jednowymiarowej, nie pozwalają na taką ocenę. Należy podkreślić, że badania stanów nieustalonych wymienników ciepła są coraz częściej prowadzone ze względu na konieczność dostosowania się do zmieniających się warunków pracy krajowego systemu energetycznego. Wynika to z rosnącego udziału odnawialnych źródeł energii. W przypadku kompaktowych wymienników ciepła rozwijanych w przemyśle motoryzacyjnym, ich nieustalone stany pracy również są coraz częściej analizowane w celu poprawy efektywności chłodzenia silników lub nośników energii, w przypadku samochodów elektrycznych. W konsekwencji minimalizuje to ryzyko awarii oraz zwiększa ich wydajność.

2. Metodologia

W tej sekcji przedstawiono opracowaną metodologię analizy stanu nieustalonego wymiennika ciepła z wykorzystaniem modelu stanu ustalonego dla ośrodka o niższej pojemności cieplnej. Opracowany model matematyczny pozwala na symulację pracy wymiennika w układzie rura w rurze w czasie rzeczywistym. Metodologia obliczeń może być zaadaptowana do monitorowania pracy tego typu urządzeń, a dokładność obliczeń nie odbiega od dokładności z wykorzystaniem klasycznych metod rozwiązywania równań różniczkowych, co zweryfikowano z badaniami eksperymentalnymi. Opracowana metoda jest ultraszybka, co pozwala zaoszczędzić nie tylko czas, ale i koszt obliczeń.

2.1. Model matematyczny wymiennika ciepła w układzie rura w rurze

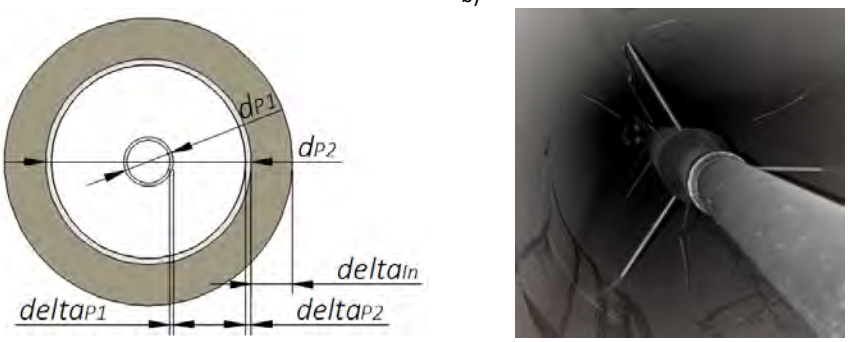
Model matematyczny odnosi się do rzeczywistego wymiennika ciepła w układzie rura w rurze, którego przekrój poprzeczny pokazano na rysunku 1., a charakterystyczne wymiary zestawiono w tabeli 1. Rysunek 2. obrazuje dwuwymiarowy (w układzie współrzędnych cylindrycznych) wymiennik rura w rurze, którego model matematyczny opisano przy użyciu równania różniczkowego nieustalonego przewodzenia ciepła (1). Dyskretyzacja pochodnych przestrzennych, przytoczonego równania, oparta jest o metodę objętości skończonych (FVM).

Tabela 1. Wymiary charakterystyczne wymiennika ciepła w układzie rura w rurze.

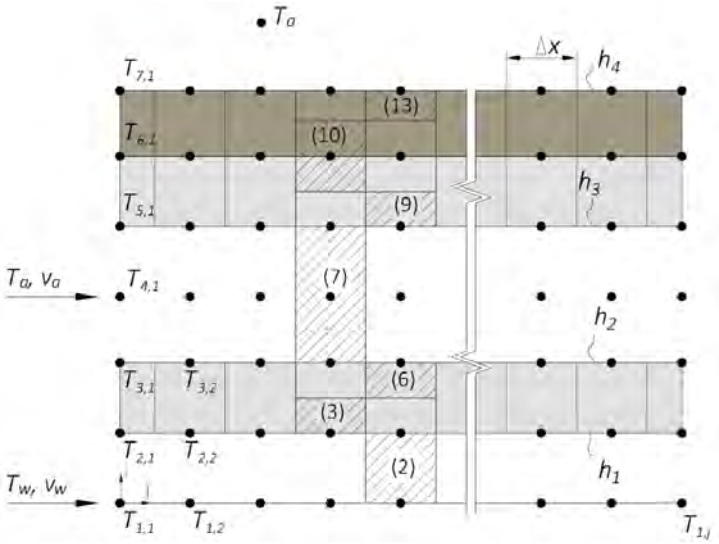
d_{P1}	60.3 mm
$delta_{P1}$	4 mm
dP2	250 mm
$delta_{P2}$	7.3 mm
$delta_{In}$	0.1 mm
L	4 m

Źródło: opracowanie własne

a) b)



Rysunek 1. Przekrój poprzeczny analizowanego wymiennika w układzie rura w rurze: a) wymiary charakterystyczne; b) widok na kanał pierścieniowy. Źródło: opracowanie własne



Rysunek 2. Dwuwymiarowy model dyskretny wymiennika ciepła w układzie rura w rurze.

$$\rho(T)c(T)\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(\mathrm{rk}\frac{\partial T}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right) \quad (1)$$

Opis poszczególnych równań dla wszystkich węzłów opierał się na budowie charakterystycznych równań węzłów zlokalizowanych wzdłuż kierunku promieniowego tj. węzłów: $T_{1,j}$-$T_{7,j}$. Dla węzłów zlokalizowanych na wewnętrznej i zewnętrznej ściance rury oraz na izolacji, gdzie występują temperatury $T_{2,j}$, $T_{3,j}$, $T_{5,j}$ i $T_{7,j}$, przyjęto, że wymiana ciepła jest opisana warunkiem brzegowym trzeciego rodzaju. Współczynniki przejmowania ciepła h_1, h_2, h_3 i h_4 przyjęto zgodnie z założeniami przedstawionymi poniżej, a ich poprawność potwierdzono badaniami eksperymentalnymi przy niepewności pomiarowej wynoszącej 95%. Odnosząc się do Rysunku 2, postać dyskretna równania (1) dla objętości kontrolnych, którymi można przedstawić wymianę ciepła na granicy woda w rurze P1 ścianka rury P1, jest wyrażona równaniem (2):

$$\pi \Delta x r_2^2 \rho_w(T_{1,j}) c_w(T_{1,j}) \frac{dT_{1,j}}{dt} = v_w \pi r_2^2 \rho_w|_{T_{1,j}}^{T_{1,j-1}} c_w|_{T_{1,j}}^{T_{1,j-1}} (T_{1,j-1} - T_{1,j}) + 2\pi r_2 \Delta x h_1 (T_{2,j} - T_{1,j}) \quad (2)$$

Dla objętości kontrolnych związanych z węzłami o indeksie 2,j, postać dyskretna może być zapisana równaniem (3):

$$\begin{aligned} &\pi \Delta x \left[\left(\frac{r_2 + r_3}{2} \right)^2 - r_2^2 \right] \rho_{P1}(T_{2,j}) c_{P1}(T_{2,j}) \frac{dT_{2,j}}{dt} \\ &= \pi \Delta x \left(\frac{r_2 + r_3}{r_3 - r_2} \right) k_{P1}|_{T_{2,j}}^{T_{3,j}} (T_{3,j} - T_{2,j}) \\ &+ \frac{\pi}{\Delta x} \left[\left(\frac{r_2 + r_3}{2} \right)^2 - r_2^2 \right] k_{P1}|_{T_{2,j}}^{T_{2,j-1}} (T_{2,j-1} - T_{2,j}) \\ &+ \frac{\pi}{\Delta x} \left[\left(\frac{r_2 + r_3}{2} \right)^2 - r_2^2 \right] k_i|_{T_{2,j}}^{T_{2,j+1}} (T_{2,j+1} - T_{2,j}) \\ &+ 2\pi r_2 \Delta x h_1 (T_{1,j} - T_{2,j}) \end{aligned} \quad (3)$$

gdzie:

$$r_2 = \frac{d_{P1}}{2} - delta_{P1} \quad (4)$$

$$r_3 = \frac{d_{P1}}{2} \quad (5)$$

Dla węzłów 3,j, zlokalizowanych na zewnętrznej ściance rury P1, wymiana ciepła opisana jest równaniem dyskretnym (6):

$$\begin{aligned} &\pi \Delta x \left[r_3^2 - \left(\frac{r_2 + r_3}{2} \right)^2 \right] \rho_{P1}(T_{3,j}) c_{P1}(T_{3,j}) \frac{dT_{3,j}}{dt} \\ &= \pi \Delta x \left(\frac{r_2 + r_3}{r_3 - r_2} \right) k_{P1}|_{T_{2,j}}^{T_{3,j}} (T_{2,j} - T_{3,j}) \\ &+ \frac{\pi}{\Delta x} \left[r_3^2 - \left(\frac{r_2 + r_3}{2} \right)^2 \right] k_{P1}|_{T_{3,j}}^{T_{3j-1}} (T_{3,j-1} - T_{3,j}) \\ &+ \frac{\pi}{\Delta x} \left[r_3^2 - \left(\frac{r_2 + r_3}{2} \right)^2 \right] k_i|_{T_{3,j}}^{T_{3,j+1}} (T_{3,j+1} - T_{3,j}) \\ &+ 2\pi r_3 \Delta x h_2 (T_{4,j} - T_{3,j}) \end{aligned} \quad (6)$$

Dla objętości kontrolnych powietrza, postać dyskretna przedstawiona jest w równaniu (7):

$$\begin{aligned} &\pi \Delta x (r_5^2 - r_3^2) \rho_a(T_{4,j}) c_a(T_{4,j}) \frac{dT_{4,j}}{dt} \\ &= v_a \pi (r_5^2 - r_3^2) \rho_a|_{T_{4,j}}^{T_{4,j-1}} c_a|_{T_{4,j}}^{T_{4,j-1}} (T_{4,j-1} - T_{4,j}) \\ &+ 2\pi r_5 \Delta x h_3 (T_{5,j} - T_{4,j}) + 2\pi r_3 \Delta x h_2 (T_{3,j} - T_{4,j}) \end{aligned} \quad (7)$$

gdzie:

$$r_5 = \frac{d_{P2}}{2} - delta_{P2} \quad (8)$$

Dla wewnętrznej ścianki rury P2, równanie dyskretne ma postać (9):

$$\begin{aligned}
&\pi\Delta x\left[\left(\frac{r_5+r_6}{2}\right)^2-r_5^2\right]\rho_{P2}(T_{5,j})c_{P2}(T_{5,j})\frac{\mathrm{dT}_{5,j}}{\mathrm{dt}}\\
&=\pi\Delta x\left(\frac{r_5+r_6}{r_6-r_5}\right)k_{P2}|_{T_{5,j}}^{T_{6,j}}(T_{6,j}-T_{5,j})\\
&+\frac{\pi}{\Delta x}\left[\left(\frac{r_5+r_6}{2}\right)^2-r_5^2\right]k_{P2}|_{T_{5,j}}^{T_{5,j-1}}(T_{5,j-1}-T_{5,j})\\
&+\frac{\pi}{\Delta x}\left[\left(\frac{r_5+r_6}{2}\right)^2-r_5^2\right]k_{P2}|_{T_{5,j}}^{T_{5,j+1}}(T_{5,j+1}-T_{5,j})\\
&+2\pi r_5\Delta\mathrm{xh}_3(T_{4,j}-T_{5,j})
\end{aligned}\tag{9}$$

Następnie, dla zewnętrznej ścianki rury P2, postać dyskretna może być wyrażona równaniem (10):

$$\begin{aligned}
&\pi\Delta x\left[r_6^2-\left(\frac{r_5+r_6}{2}\right)^2\right]\rho_{P2}(T_{6,j})c_{P2}(T_{6,j})\frac{\mathrm{dT}_{6,j}}{\mathrm{dt}}\\
&+\pi\Delta x\left[\left(\frac{r_6+r_7}{2}\right)^2-r_6^2\right]\rho_{In}(T_{6,j})c_{In}(T_{6,j})\frac{\mathrm{dT}_{6,j}}{\mathrm{dt}}\\
&=\pi\Delta x\left(\frac{r_5+r_6}{r_6-r_5}\right)k_{P2}|_{T_{6,j}}^{T_{5,j}}(T_{5,j}-T_{6,j})\\
&+\pi\Delta x\left(\frac{r_6+r_7}{r_7-r_6}\right)k_{In}|_{T_{6,j}}^{T_{7,j}}(T_{7,j}-T_{6,j})\\
&+\frac{\pi}{\Delta x}\left[r_6^2-\left(\frac{r_5+r_6}{2}\right)^2\right]k_{P2}|_{T_{6,j}}^{T_{6,j-1}}(T_{6,j-1}-T_{6,j})\\
&+\frac{\pi}{\Delta x}\left[r_6^2-\left(\frac{r_5+r_6}{2}\right)^2\right]k_{P2}|_{T_{6,j}}^{T_{6,j+1}}(T_{6,j+1}-T_{6,j})\\
&+\frac{\pi}{\Delta x}\left[\left(\frac{r_6+r_7}{2}\right)^2-r_6^2\right]k_{In}|_{T_{6,j}}^{T_{6,j-1}}(T_{6,j-1}-T_{6,j})\\
&+\frac{\pi}{\Delta x}\left[\left(\frac{r_6+r_7}{2}\right)^2-r_6^2\right]k_{In}|_{T_{6,j}}^{T_{6,j+1}}(T_{6,j+1}-T_{6,j})
\end{aligned}\tag{10}$$

gdzie:

$$r_6=\frac{d_{P2}}{2}\tag{11}$$

$$r_7=\frac{d_{P2}}{2}+delta_{In}\tag{12}$$

Ostatecznie, dla ostatniego węzła, zlokalizowanego na zewnętrznej powierzchni izolacji, można rozpisać równanie dyskretne (13):

$$\begin{aligned}
&\pi\Delta x\left[r_7^2-\left(\frac{r_6+r_7}{2}\right)^2\right]\rho_{In}(T_{7,j})c_{In}(T_{7,j})\frac{\mathrm{dT}_{7,j}}{\mathrm{dt}}\\
&=\pi\Delta x\left(\frac{r_6+r_7}{r_7-r_6}\right)k_{In}|_{T_{7,j}}^{T_{6,j}}(T_{6,j}-T_{7,j})\\
&+\frac{\pi}{\Delta x}\left[r_7^2-\left(\frac{r_6+r_7}{2}\right)^2\right]k_{In}|_{T_{7,j}}^{T_{7,j-1}}(T_{7,j-1}-T_{7,j})\\
&+\frac{\pi}{\Delta x}\left[r_7^2-\left(\frac{r_6+r_7}{2}\right)^2\right]k_{In}|_{T_{7,j}}^{T_{7,j+1}}(T_{7,j+1}-T_{7,j})\\
&+2\pi r_7\Delta\mathrm{xh}_4(T_a-T_{7,j})
\end{aligned}\tag{13}$$

Równanie stanu ustalonego dla objętości kontrolnej powietrza zakłada, że pochodna temperatury względem czasu jest równa zeru, co ostatecznie sprowadza równanie (7) do postaci równania (14).

$$0 = v_a\pi(r_5^2 - r_3^2)\rho_a|_{T_{4,j}}^{T_{4,j-1}} c_a|_{T_{4,j}}^{T_{4,j-1}}\left(T_{4,j-1} - T_{4,j}\right) + 2\pi r_5 \Delta \mathrm{xh}_3\left(T_{5,j} - T_{4,j}\right) + 2\pi r_3 \Delta \mathrm{xh}_2\left(T_{3,j} - T_{4,j}\right) \quad (14)$$

Równania (2), (3), (6), (7), (9), (10) oraz (13), sformułowane dla kolejnych węzłów modelu dyskretnego, tworzą układ równań nieliniowych, którego rozwiązanie opisuje nieustalony stan pracy analizowanego wymiennika ciepła. W niniejszej pracy układ ten rozwiązano metodą Rungego-Kutty czwartego rzędu (transient model), przy czym krok czasowy Δt został określony zgodnie z warunkiem Couranta–-Friedrichsa-Lewy'ego (CFL). Podejście do modelowania stanu ustalonego polega na wyznaczeniu temperatur: $T_{1,j}$, $T_{2,j}$, $T_{3,j}$, $T_{5,j}$, $T_{6,j}$, $T_{7,j}$ przy użyciu standardowych technik rozwiązywania układów równań różniczkowych, natomiast temperatura $T_{4,j}$ (w danym kroku czasowym) jest uzyskiwana poprzez rozwiązanie układu równań liniowych (tutaj metodą Gaussa-Seidla) opisujących temperaturę czynnika o mniejszej bezwładności cieplnej (steady model). W konsekwencji możliwe jest uzyskanie stabilnego rozwiązania przy większym kroku czasowym, co ostatecznie skraca czas obliczeń i zmniejsza ich koszt. Wymiana ciepła na granicy faz płyn–ciało stałe została określona przy użyciu zależności liczby Nusselta. Dla przepływu wody zastosowano eksperymentalnie zweryfikowaną korelację Talera [34], obowiązującą w zakresach $0{,}1 < Pr < 1000$ oraz $2300 < Re < 10^6$. Po stronie powietrza zastosowano korelację Churchilla-Bernsteina dla $RePr > 0{,}2$, przy czym liczba Prandtla była wyznaczana na podstawie temperatury zewnętrznej ścianki rury wewnętrznej w przypadku h_2 oraz temperatury wewnętrznej ścianki rury zewnętrznej w przypadku h_3. Współczynnik przejmowania ciepła po stronie izolacji (h_4) przyjęto 2 W/m²/K, co jest zgodne z dostępnymi w literaturze wartościami dla konwekcji swobodnej. Powyższy model pozwala wyznaczyć niestacjonarne pole temperatury w dowolnym węźle i,j. Badanie obejmowało również analizę wpływu liczby węzłów zarówno w kierunku promieniowym, jak i osiowym na zbieżność wyników.

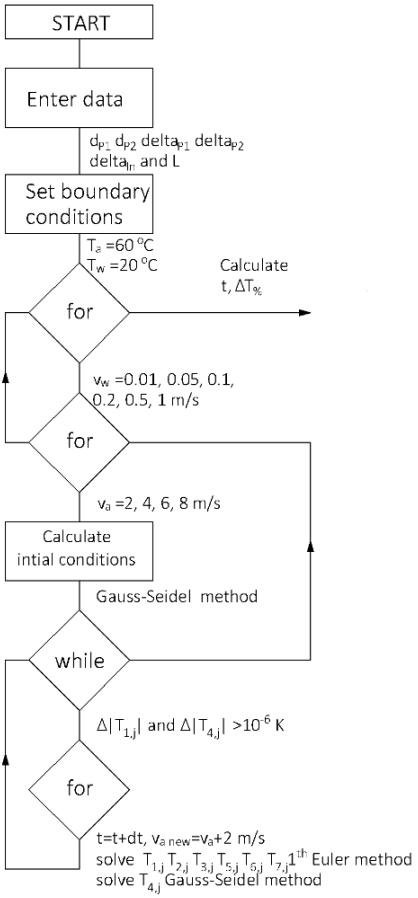
2.2. Badania opracowanej metody modelowania wymiennika ciepła w układzie rura w rurze

Ocena opracowanej metody modelowania nieustalonego dla płynów o różnej bezwładności cieplnej została przeprowadzona na podstawie studium przypadków, w których prędkość powietrza była zmieniana skokowo przy stałym przepływie wody. Warunki brzegowe zdefiniowano na podstawie wartości przepływu typowych dla przemysłowych podgrzewaczy wody (ekonomizerów kotłowych) [35]. W tabeli 2. zestawiono warunki brzegowe i początkowe przyjęte w badaniu oraz zaimplementowane w opisanym powyżej modelu matematycznym. Schemat obliczeniowy, zaimplementowany został do środowiska Matlab, co obrazuje rysunek 3.

Tabela 2. Warunki brzegowe oraz początkowe studium przypadków reprezentujących nieustalony stan pracy wymiennika ciepła w układzie rura w rurze. Źródło: opracowanie własne

Warunek	Przypadek 1	Przypadek 2	Przypadek 3	Przypadek 4	Przypadek 5
v_a, t = 0 s	a) 2 m/s b) 4 m/s c) 6 m/s d) 8 m/s	a) 2 m/s b) 4 m/s c) 6 m/s d) 8 m/s	a) 2 m/s b) 4 m/s c) 6 m/s d) 8 m/s	a) 2 m/s b) 4 m/s c) 6 m/s d) 8 m/s	a) 2 m/s b) 4 m/s c) 6 m/s d) 8 m/s
v_a, t > 0 s	a) 4 m/s b) 6 m/s c) 8 m/s d) 10 m/s	a) 4 m/s b) 6 m/s c) 8 m/s d) 10 m/s	a) 4 m/s b) 6 m/s c) 8 m/s d) 10 m/s	a) 4 m/s b) 6 m/s c) 8 m/s	a) 4 m/s b) 6 m/s c) 8 m/s

Warunek	Przypadek 1	Przypadek 2	Przypadek 3	Przypadek 4	Przypadek 5
				d) 10 m/s	d) 10 m/s
T_a, t = 0 s	60 °C	60 °C	60 °C	60 °C	60 °C
T_a, t > 0 s	const.	const.	const.	const.	const.
v_w, t = 0 s	0.05 m/s	0.05 m/s	0.05 m/s	0.05 m/s	0.05 m/s
v_w, t > 0 s	const.	const.	const.	const.	const.
T_w, t = 0 s	20 °C	20 °C	20 °C	20 °C	20 °C
T_w, t > 0 s	const.	const.	const.	const.	const.
Temperature układu, t = 0 s	stan ustalony	stan ustalony	stan ustalony	stan ustalony	stan ustalony



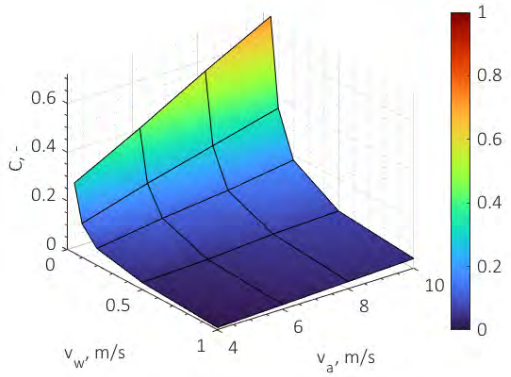
Rysunek 3. Schemat blokowy oceny nieustalonego stanu pracy wymiennika ciepła w układzie rura w rurze przy użyciu metody modelowania modelem stanu ustalonego po stronie powietrza. Źródło: opracowanie własne

Dla stałych prędkości wody równych 0,05; 0,1; 0,2 oraz 1 m/s, prędkość powietrza na wlocie była zmieniana skokowo z 2 do 4, z 4 do 6, z 6 do 8 oraz z 8 do 10 m/s. Obliczenia prowadzono do momentu, aż błąd bezwzględny temperatury na wylocie wody lub powietrza wynosił mniej niż 10^{-6} K. Symulacje wykonano z wykorzystaniem klasycznej metody Rungego–Kutty czwartego rzędu, natomiast

modelowanie stanu ustalonego realizowano metodą Eulera pierwszego rzędu oraz w przypadku równań liniowych (model ustalony) metodą Gaussa-Seidla. Algorytm generował: (i) czas obliczeń dla obu podejść, (ii) czas potrzebny do osiągnięcia stanu ustalonego przez wymiennik przy zadanych założeniach, (iii) strumień pojemności cieplnej, (iv) błąd temperatury powietrza względem podejścia klasycznego oraz (v) czas, w którym analizowana metoda osiąga błąd względny poniżej 0,5%. Ocena błędu temperatury powietrza uzyskanego zaproponowaną metodą opierała się na czasie, w którym temperatura powietrza na wylocie osiągała 63% wartości stanu ustalonego dla danego przypadku, co jest zgodne z właściwościami dynamicznymi termopar. Błąd odniesiono do temperatury obliczonej poprzez rozwiązanie stanu nieustalonego metodą Rungego-Kutty czwartego rzędu (model nieustalony). Ponadto wyniki modelu oceniono eksperymentalnie w zakresie 95% niepewności pomiaru, co pokazuje praca [36]. Należy podkreślić, że układ dążył (nieskończenie w czasie) do nowego stanu równowagi, w którym błąd proponowanej metody dąży do zera.

3. Ocena wpływu strumienia pojemności cieplnej na metodę modelowania stanu nieustalonego przy użyciu modelu stanu ustalonego po stronie powietrza

W tej części przedstawiono i omówiono wyniki analizy stanu nieustalonego wymiennika ciepła typu rura w rurze, pracującego w układzie współprądowym z czynnikami o różnych pojemnościach cieplnych. W celu oceny zaproponowanej metody zastosowano opracowany model matematyczny wymiennika. W badaniu rozpatrzono współprądowy przepływ zimnej wody na wlocie do rury wewnętrznej (P1: T_w = 20 °C) oraz gorącego powietrza na wlocie do kanału pierścieniowego (pomiędzy rurami P1 i P2) (T_a = 60 °C). Temperaturę otoczenia przyjęto równą temperaturze powietrza na wlocie. Przeanalizowano różne prędkości przepływu wody (v_w) i powietrza (v_a), które wpływają na strumienie masowe czynników, a tym samym na zakres badanego strumienia pojemności cieplnej (Rysunek 4.), w którym oceniano metodę. Ponadto, w badanym zakresie strumieni pojemności cieplnej odniesiono się do wielkości charakteryzujących przepływ i wymianę ciepła, co zestawiono w tabeli 3.



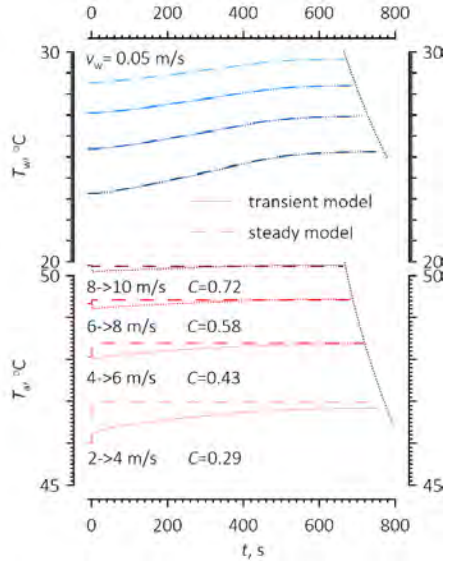
Rysunek 4. Zakres badanego strumienia pojemności cieplnej dla różnych prędkości powietrza oraz wody. Źródło: opracowanie własne

Tabela 3. Strumień badanych pojemności cieplnej (C) w odniesieniu do parametrów charakteryzujących rodzaj przepływu i wymiany ciepła.

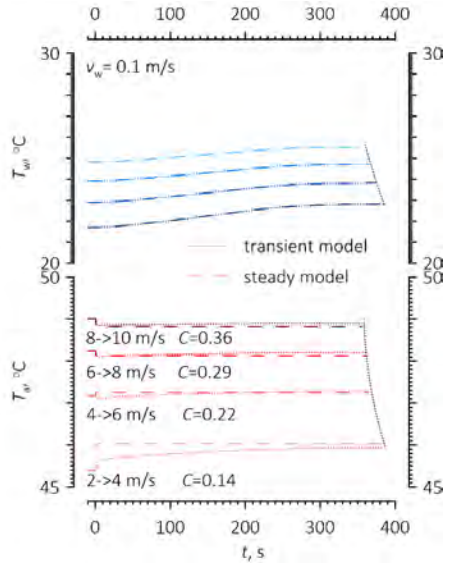
		v_a, m/s	2 skok 4	4 skok 6	6 skok 8	8 skok 10
		Re, -	23000	→		117000
		h, W/m^2/K	22	31	39	46
v_w, m/s	Re, -	h, W/m^2/K	Bi, -	0.0016	0.0022	0.0027	0.0033
0.05	5000	300	0.022	0.29	0.43	0.58	0.72
0.1		650	0.046	0.14	0.22	0.29	0.36
0.2	↓	1250	0.086	0.07	0.11	0.14	0.18
0.5		2700	0.189	0.03	0.04	0.06	0.07
1	100000	5000	0.340	0.01	0.02	0.03	0.04

Źródło: opracowanie własne

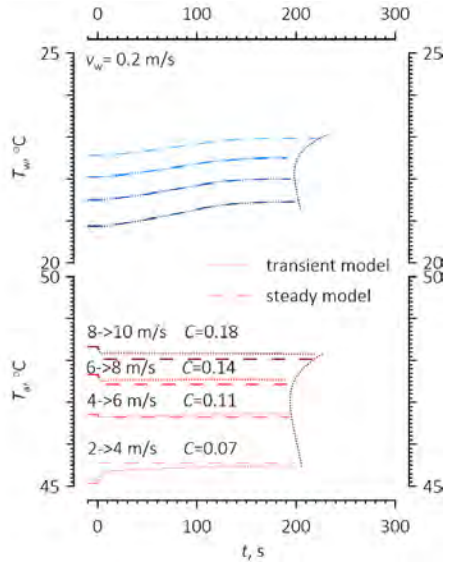
Symulacje dostarczyły przebiegów czasowych temperatur na wylocie dla obu czynników roboczych, uzyskanych z modeli nieustalonego i ustalonego, dla każdego przypadku stałego przepływu wody, co obrazują rysunki 5-9.



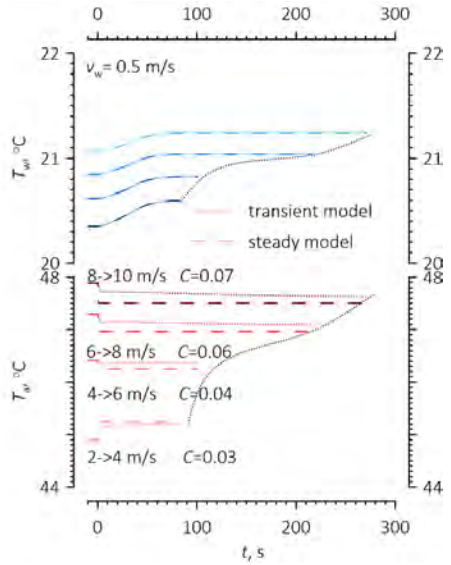
Rysunek 5. Przebiegi czasowe temperatury wody i powietrza na wylocie z układu rura w rurze, dla stałej prędkości przepływu wody (v_w=0.05 m/s). Źródło: opracowanie własne



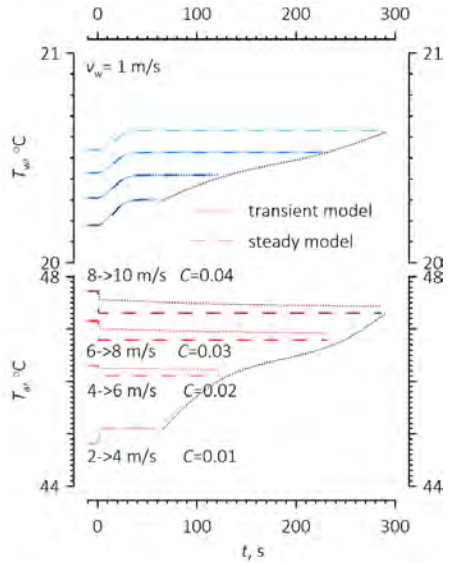
Rysunek 6. Przebiegi czasowe temperatury wody i powietrza na wylocie z układu rura w rurze, dla stałej prędkości przepływu wody (v_w=0.1 m/s). Źródło: opracowanie własne



Rysunek 7. Przebiegi czasowe temperatury wody i powietrza na wylocie z układu rura w rurze, dla stałej prędkości przepływu wody (v_w=0.2 m/s). Źródło: opracowanie własne



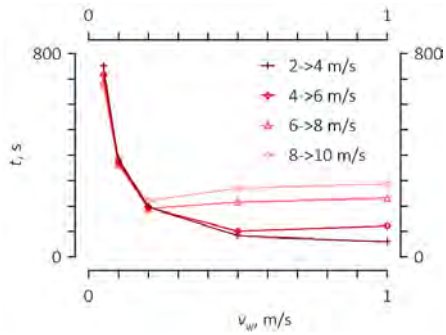
Rysunek 8. Przebiegi czasowe temperatury wody i powietrza na wylocie z układu rura w rurze, dla stałej prędkości przepływu wody (v_w=0.5 m/s). Źródło: opracowanie własne



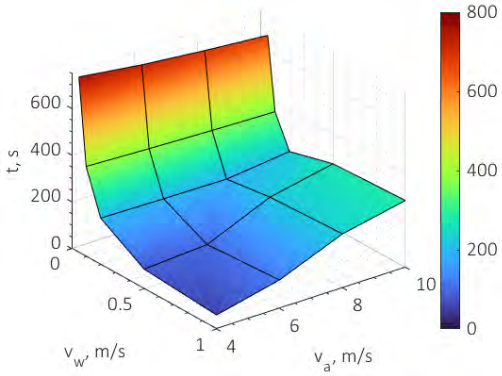
Rysunek 9. Przebiegi czasowe temperatury wody i powietrza na wylocie z układu rura w rurze, dla stałej prędkości przepływu wody (v_w=1 m/s). Źródło: opracowanie własne

Pierwszym istotnym aspektem jest czas potrzebny do osiągnięcia stanu ustalonego. Wyniki jednoznacznie pokazują, że przy większych natężeniach przepływu wody czas ten maleje. Jednak powyżej pewnego zakresu dalsze zwiększanie przepływu wody nie ma istotnego wpływu na stałą czasową wymiennika. Odwołując się do Rysunków 8 i 9, można zauważyć, że dla skokowej zmiany przepływu powietrza z 8 do 10 m/s czas osiągnięcia stanu ustalonego jest niemal identyczny dla przepływów wody 0,5 m/s, rysunek 8., jak i 1 m/s, rysunek 9. Co ciekawe, zwiększenie przepływu

powietrza powoduje wydłużenie czasu potrzebnego do osiągnięcia stanu ustalonego. Zjawisko to wyraźnie przedstawiono na rysunku 10., gdzie pokazano zależność czasu osiągnięcia stanu ustalonego od przepływów wody i powietrza.



Rysunek 10. Czas osiągnięcia stanu ustalonego w funkcji natężenia przepływu wody dla różnych prędkości powietrza. Źródło: opracowanie własne

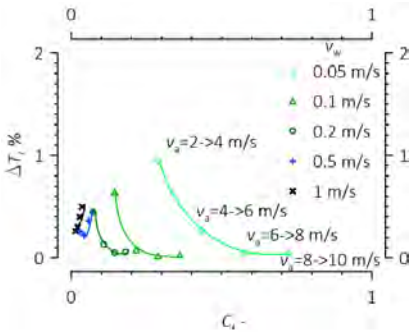


Rysunek 11. Czas, w którym wymiennik ciepła osiągnął stan ustalony, przy założeniu, że bezwzględny błąd temperatury był mniejszy niż 10^{-6} K. Źródło: opracowanie własne

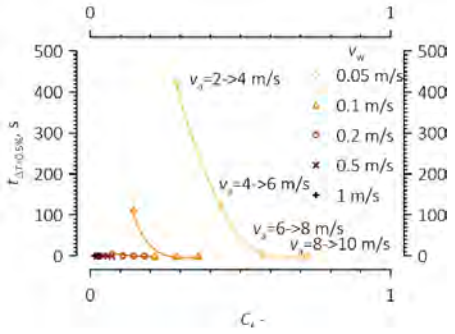
Rysunek 11. wskazuje, że czas ten zależy wyłącznie od przepływu powietrza, a jego kilkukrotne zwiększenie powoduje odpowiedni wzrost czasu potrzebnego do osiągnięcia równowagi. Rysunek 11. pokazuje również, że dla prędkości przepływu wody powyżej 0,5 m/s czas osiągnięcia równowagi pozostaje stały i zależy wyłącznie od przepływu powietrza. Wobec tego zasadnym jest powiązanie przepływów wody i powietrza ze strumieniem pojemności cieplnej, którego wartości zestawiono w tabeli 3. Ponadto parametr ten istotnie wpływa na zastosowaną metodę modelowania stanu nieustalonego przy użyciu równań liniowych dla powietrza.

Kolejnym aspektem wymagającym szerszego omówienia jest ocena opracowanej metody modelowania nieustalonych procesów wymiany ciepła, w której dla czynnika o mniejszej pojemności cieplnej zastosowano model stanu ustalonego. Należy ponownie odwołać się do rysunków 5-9. W przypadku wody, przebieg temperatury nieustalonej uzyskany przy użyciu obu modeli – tj. modelu nieustalonego oraz opracowanego modelu stanu ustalonego (zastosowanego wyłącznie po stronie powietrza) – jest identyczny. Natomiast dla powietrza profil temperatury zbliża się do przebiegu stanu ustalonego wraz ze wzrostem prędkości powietrza, a podobieństwo krzywych staje się bardziej

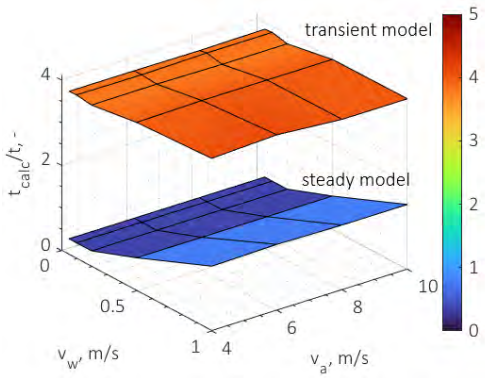
wyraźne przy niższych wartościach C. Metodę tę oceniono w szerokim zakresie wartości C, co przedstawia tabela 3., a wyniki przebiegów temperatury na wylocie w stanie nieustalonym wskazują, że metoda zapewnia wysoką dokładność. Mimo że temperatura czynnika o mniejszej bezwładności cieplnej zmienia się skokowo (w wyniku nagłych zmian jego natężenia przepływu), wynikająca z tego zmiana temperatury jest na tyle niewielka, że błąd metody pozostaje pomijalny. Bardziej konkretna ocena zaproponowanej metodologii polegała na analizie wyników w czasie, w którym temperatura powietrza osiągała 63% docelowej wartości stanu ustalonego. W tym charakterystycznym momencie wyznaczono błąd względny metody dla wszystkich analizowanych przypadków, co przedstawiono na rysunku 12. Wyniki jednoznacznie pokazują, że metoda przewiduje temperaturę powietrza na wylocie z błędem poniżej 1%. Ponadto, wraz ze spadkiem stosunku pojemności cieplnej błąd dodatkowo maleje, osiągając wartości poniżej 0,5%. Dla tego samego progu błędu względnego (ΔT < 0,5%) dla czynnika o mniejszej pojemności cieplnej (powietrza), wyznaczono odpowiadający mu przedział czasu nieustalonego, w którym analizowana metoda gwarantuje taką dokładność, i przedstawiono go na Rysunku 13. Z rysunku 13. wynika, że dla dużych natężeń przepływu czynnika o większej pojemności cieplnej (dla małych wartości C) podejście oparte na modelu stanu ustalonego dla pracy nieustalonej wymiennika daje wyniki zgodne z klasycznym rozwiązaniem nieustalonym. Dla C < 0,2 wymiennik charakteryzuje się na tyle małą stałą czasową, że analizowana metoda zapewnia błąd poniżej 0,5% już w czasie rzędu kilku sekund.



Rysunek 12. Błąd względny metody badanej metody. Źródło: opracowanie własne



Rysunek 13. Czas, po którym badana metoda gwarantuje wyniki z błędem względnym mniejszym niż 0.5%. Źródło: opracowanie własne



Rysunek 14. Stosunek czasu obliczeń do rzeczywistego czasu pracy wymiennika.
Źródło: opracowanie własne

Tego typu analiza pokazuje zdolność do przewidywania odpowiedzi cieplnej ścian wymiennika na długo przed wystąpieniem stanów krytycznych. Szczególnie istotna jest analiza czasu obliczeń, odniesiona do stałej czasowej układu zgodnie z wcześniejszymi założeniami, co pokazano na rysunku 14. Wyniki wskazują, że analizowana metoda dostarcza rozwiązania o wysokiej dokładności w czasie obliczeń od 2,5 do nawet 10 razy krótszym niż klasyczne techniki rozwiązywania równań różniczkowych. Najwyższą dokładność obserwuje się dla niższych wartości C. Niemniej jednak nakład obliczeniowy nadal wynosi około 1,5-krotności rzeczywistego czasu pracy wymiennika. Należy zaznaczyć, że porównanie to dotyczyło obliczeń wykonywanych na pojedynczym rdzeniu CPU. W przypadku obliczeń równoległych, typowo stosowanych dla wymienników o złożonej geometrii, analizowana metoda nadal zapewnia co najmniej 2,5-krotne skrócenie czasu obliczeń, co bezpośrednio przekłada się na analogiczne oszczędności kosztów.

Podsumowanie

W pracy przedstawiono ocenę metody modelowania pracy wymiennika ciepła typu rura w rurze w stanie nieustalonym przy użyciu metody modelowania stanem ustalonym po stronie czynnika o mniejszym strumieniu pojemności cieplnej. W badaniach uwzględniono typowe warunki pracy wymienników stosowanych w energetyce (np. podgrzewaczy wody), które – ze względu na rosnący udział odnawialnych źródeł energii – często pracują w warunkach zmiennego obciążenia. Warunki eksperymentalne określono w zakresie stosunku strumieni pojemności cieplnej $0{,}01 \leq C \leq 0{,}72$, względem, którego oceniono czas osiągnięcia stanu ustalonego (w wyniku zmian natężenia przepływu czynnika o mniejszej pojemności cieplnej). Metodę modelowania nieustalonych procesów wymiany ciepła oceniono w odniesieniu do powyższego zakresu wartości C. Wyniki jednoznacznie wskazują, że dla dużych natężeń przepływu czynnika o większej pojemności cieplnej ($C < 0{,}1$) czas osiągnięcia stanu ustalonego jest niezależny od jego przepływu i zależy wyłącznie od przepływu czynnika o mniejszej pojemności cieplnej. W takich przypadkach czas potrzebny do osiągnięcia równowagi rośnie wraz ze wzrostem natężenia przepływu czynnika o mniejszej pojemności cieplnej. Jednak wpływu zmian C wynikających ze zmiany natężenia przepływu czynnika o mniejszej pojemności cieplnej nie można pominąć. W odniesieniu do oceny zaproponowanego podejścia modelowego — polegającego na wykorzystaniu sformułowania stanu ustalonego do symulacji warunków nieustalonych — można stwierdzić, że metoda charakteryzuje się wysoką dokładnością. Błąd obliczonej temperatury powietrza

w momencie osiągnięcia 63% wartości stanu ustalonego jest mniejszy niż 1%. Ponadto dla C < 0,2 odchylenie temperatury ΔT < 0,5% osiągane jest już po kilku sekundach pracy wymiennika. Należy również podkreślić, że czas obliczeń dla analizowanych przypadków pracy ulega znacznemu skróceniu przy zastosowaniu metody opartej na modelu stanu ustalonego — wyniki uzyskiwane są około dziesięciokrotnie szybciej niż przy użyciu klasycznych metod modelowania nieustalonego, choć stosunek ten maleje wraz ze wzrostem natężenia przepływu czynnika o większej pojemności cieplnej.

Nomenklatura

A powierzchnia (m3)
C stosunek strumieni pojemności cieplnych (-)
c ciepło właściwe (J × kg – 1 × K – 1)
d średnica (m)
h współczynnik wnikania ciepła (W × m2 – 1 × K – 1)
k współczynnik przewodzenia ciepła (W × m – 1 × K – 1)
$\dot{m}$ strumień masowy (kg × s – 1)
r promień (m)
T temperatura (°C)
t czas (s)
v prędkość (m × s – 1)
x współrzędna w kierunku osiowym (m)

Symbole Greckie

ρ gęstość (kg × m – 3)

Indeks górny

a powietrze
i,j współrzędne węzłów
i,j-1 węzeł na wschód
i,j+1 węzeł na zachód
In izolacja
w woda
P1 rura wewnętrzna
P2 rura zewnętrzna

Bibliografia

[1] Pronobis, M. (2020). I*ncreasing flexibility of boiler operation, Environmentally Oriented Modernisation of Power Boilers*, Elsevier.
[2] Dzierwa, P., Taler, J., Peret, P., Taler, D., Trojan, M. (2022). Transient CFD simulation of charging hot water tank*, Energy*, 239(122241).
[3] Askar, S., Fotowat, S., Fartaj. A. (2021). Transient experimental investigation of airside heat transfer in a cross flow heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 199(117516).
[4] Borgnakke, C., Sonntag, R.E. (2009). *Fundamentals of Thermodynamics*, Michigan, John Wiley & Sons.
[5] Hewitt, G.F., Shires, G.L., Bott, T.R. (1993). *Process heat transfer*, CRC Press.
[6] Thulukkanam, K. (2013). *Heat Exchanger Design Handbook*, London, CRC Press.
[7] Schltinder, E.U. (1983). *Heat Exchanger Design Handbook*, Hemisphere Publishing.

[8] Biot, M.A. (1967). Complementary forms of the variational principle for heat conduction and convection, *Journal of the Franklin Institute*, 283(5), 372-378.
[9] Carslaw, H.S., Jaeger, J.C. (1959*). Conduction of Heat in Solids*, Oxford, Oxford University.
[10] Heisler, M.P. (1947). Temperature Charts for Induction and Constant Temperature Heating, *Trans. ASME,* 69, 227-236.
[11] Chen, H.T., Lin, Y.Y. (1991). Application of the Laplace transform to nonlinear transient problems, *Applied Mathematical Modelling*, 16(144), 144-151.
[12] Roetzel, W., Xuan, Y. (1993). The effect of heat conduction resistances of tubes and shells on transient behaviour of heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36(16), 3967-3973.
[13] Malinowski, L., Bielski, S. (2009). Transient temperature field in a parallel-flow three-fluid heat exchanger with the thermal capacitance of the walls and the longitudinal wall conduction, *Applied Thermal Engineering*, 29, 887-893.
[14] Anderson, J.D. (1995). *Computational Fluid Dynamics The Basics with Applications*, New York, McGraw-Hill, Inc.
[15] Wang, H., Meng, H. (2018). Improved thermal transient modeling with new 3-order numerical solution for a district heating network with consideration of the pipe wall's thermal inertia, *Energy*, 160.
[16] Denarie, A., Aprile, M., Motta, M. (2019). Heat transmission over long pipes: New model for fast and accurate district heating simulations, *Energy*, 166.
[17] Johnson, C. (1988). *Numerical solutions of partial differential eqations by the finite element method*, Cambridge, Cambridge University Press.
[18] Trefethen, L.N. (1996). Finite Difference and Spectral Methods for Ordinary and Partial Differential Equations, *unpublished text*.
[19] Taler, J., Duda, P. (2006). *Solving Direct and Inverse Heat Conduction Problems*, Springer.
[20] Granda, M., Trojan, M., Taler, D. (2020). CFD analysis of steam superheater operation in steady and transient state, *Energy*, 199(117423).
[21] Trojan, M. (2015). Computer modelling of a convective steam superheater, *Archives of thermodynamics*, 36, 125-137.
[22] Laubscher, R., Rousseau, P. (2019). CFD study of pulverised coal-fired boiler evaporator and radiant superheaters at varying loads, *Applied Thermal Engineering*, 160(114057).
[23] Wajs, J., Kura, T., Mikielewicz, D., Fornalik-Wajs, E., Mikielewicz, J. (2022). Numerical analysis of high temperature minichannel heat exchanger for recuperative microturbine system, *Energy*, 2238(A-121683).
[24] Singh, S.K., Mishra, M., Jha, P.K. (2014). Transient behavior of co-current parallel flow three-fluid heat exchanger, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 52, 46-50.
[25] Taler, D., Trojan, M., Dzierwa, D., Kaczmarski, K., Taler, J. (2018). Numerical simulation of convective superheaters in steam boilers, *International Journal of Thermal Sciences*, 129, 320-333.
[26] Taler, D., Trojan, M., Taler, J. (2011). Numerical Modeling of Cross-Flow Tube Heat Exchangers with Complex Flow Arrangements, *Heat Transfer Engineering*, 35.
[27] Guzel, N., Bayram, M. (2005). On the numerical solution of stiff systems, *Applied Mathematics and Computation*, 170, 230-236.
[28] Qureshi, S., Akanbi, M.A., Shaikh, A.A., Wusu, A.S., Ogunlaran, O.M., Mahmoud, W., Osman, M.A. (2023). A new adaptive nonlinear numerical method for singular and stiff differential problems, *Alexandria Engineering Journal*, 74, 585-597.

[29] Arqub, O. A., Al-Smadi, M., Almusawa, H., Baleanu, D., Hayat, T., Alhodaly, M. Osman, M.S. (2022). A novel analytical algorithm for generalised fifth-order time-fractional nonlinear evolution equations with conformable time derivative arising in shallow water waves, *Alexandria Engineering Journal*, 61(7), 5753-5769.
[30] Muntwiler, S., Stanojev, O., Zanelli, A., Hug, G., Zeilinger, M.N. (2024). A stiffness-oriented model order reduction method for low-inertia power systems, *Electric Power Systems Research*, 235(110630).
[31] Dörfler, F., Groß, D. (2023). Control of Low-Inertia Power Systems, *Annual Review of Control, Robotics, and Autonomous Systems*, 6(2573-5144), 415-445.
[32] Trojan, M., Taler, J., Smaza, K., Wróbel, W., Dzierwa, P., Taler, D., Kaczmarski, K. (2022). A new software program for monitoring the energy distribution in a thermal waste treatment plant system, *Renewable Energy*, 184(1055-1073).
[33] Carrasco, D.S., Goodwin, G.C., Peirce, R.D. (2023). Novel modelling for a steam boiler under fast load dynamics with implications to control, *Automatica*, 156, 111-184.
[34] Taler, D. (2019). *Numerical Modelling and Experimental Testing of Heat Exchangers*, Springer.
[35] Trojan, M., Granda, M. (2018). Modeling of the boiler economizer, *MATEC Web of Conferences*, 240, (05034).
[36] Granda, M., Trojan, M., Taler, J., Taler, D. (2025). Transient modelling of heat exchangers using a steady-state model for low heat capacity media, 327(136466) 2025.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_49

Thermal Performance Evaluation of Nanofluid-Based Heat Exchangers

DOMINIK BUKSA[1*], ELZBIETA FORNALIK – WAJS[2], PRZEMYSŁAW SKOTNICZNY[1], JAN WAJS[3]

[1] The Strata Mechanics Research Institute of the Polish Academy of Sciences, Reymonta 27, 30-059 Krakow
[2] AGH University of Krakow, Faculty of Energy and Fuels, Department of Fundamental Research in Energy Engineering, Mickiewicza 30, 30-059 Krakow
[3] Gdansk University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering and Ship Technology, Institute of Energy, Narutowicza 11/12, 80-233 Gdansk
[*] e-mail: dominik.buksa@imgpan.pl

Keywords: heat exchanger, nanofluid, CFD, thermal performance, Mouromtseff number

Despite the intensive development of research devoted to the heat exchangers with nanofluids as working media, there is an issue related to their performance evaluation. It comes from a lack of availability of experimental data, especially pressure drop in the system. This paper presents the heat transfer processes occurring in nanofluid-based shell-and-tube heat exchanger obtained by three-dimensional numerical analysis and evaluation of its thermal performance. A numerical model of a heat exchanger with segmental baffles was developed and validated against reference data for water flow, showing good agreement in outlet temperature and heat transfer rate. The analysis was then extended to CuO-water and Ag-water nanofluids using single-phase with constant properties, single-phase with variable properties, and Eulerian-Granular two-phase with variable properties approaches in order to assess the influence of thermophysical property modelling on the predicted heat exchanger performance. The results showed that the Ag-water nanofluid provided consistently better thermal performance than the CuO-water nanofluid.

Introduction

The importance of heat exchangers is growing in line with the demand for technologies that enable the economical and efficient use of energy, in accordance with the principles of environmental and economic sustainability [1]. The widespread use of heat exchangers and the need to improve their efficiency have stimulated extensive research on heat transfer enhancement methods [2]. Common passive techniques include the use of fins, inserts, turbulators, and modified tube geometries, which may intensify convective heat transfer but often lead to increased pressure drop and higher pumping power requirements [3]. To overcome these limitations, nanofluids have emerged as a promising solution, as they may improve thermal performance while maintaining a more acceptable increase in pressure drop compared with many conventional enhancement techniques [4]. However, the effective implementation of these fluids requires a deep understanding of their fundamental behaviour. The thermophysical properties of nanofluids and their subsequent impact on heat transfer are strongly dependent on temperature, nanoparticle concentration, and their specific characteristics [5].

To accurately evaluate these complex phenomena and support the design phase, numerical modeling—particularly Computational Fluid Dynamics (CFD)—has become an indispensable tool [6]. The CFD analyses of heat exchangers address real-world design challenges faced by the industry, including flow maldistribution, fouling, pressure drop, and thermal analysis in the design and optimization phase [7]. In this context, numerical methods are increasingly used not only to assess heat transfer intensification, but also to quantify the accompanying hydraulic losses [8]. The available

results indicate that nanofluids may improve heat transfer performance, but this effect is generally accompanied by an increase in pressure drop, which makes thermo-hydraulic evaluation necessary [9].

Despite the extensive use of CFD in studies on nanofluid-based heat exchangers, the evaluation of their performance remains non-trivial. Many studies report heat transfer enhancement mainly in terms of the Nusselt number or comparisons performed at constant Reynolds number. However, when the working fluid is changed from water to a nanofluid, its thermal conductivity, viscosity, density, and specific heat also change. As a result, the Nusselt number may decrease even when the actual heat transfer coefficient, outlet temperature, and heat transfer rate increase. Therefore, a reliable assessment of nanofluid performance should combine direct thermal quantities with thermo-hydraulic and property-based indicators.

The present study focuses on the procedure of thermal performance evaluation of heat exchanger with nanofluid as a working medium. The shell and tube design was selected as an object of analysis. In order to evaluate the thermal performance of the heat exchanger, the mass, momentum and energy transfer processes were analyzed by using CFD for various hydrodynamic conditions, various fluids and concentrations of the nanoparticles. The applicability of selected performance indicators, including the Nusselt number, Thermal Performance Index, Figure of Merit, and Mouromtseff number based criterion, were demonstrated, with particular emphasis on the physical interpretation of heat-transfer enhancement and the accompanying hydraulic losses.

1. Mathematical model

1.1. Water flow model and single-phase approach to nanofluid

The equations of conservation of mass, momentum and energy, solved by the Ansys Fluent, were based on the Reynolds hypothesis.

Continuity equation takes a form:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

The equation of conservation of momentum can be presented as:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_i u_j\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_z}{\partial x_z}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\rho\overline{u_i' u_j'}\right) \tag{2}$$

where: ρ – density [kg/m^3], $u_{i,j,z}$ – averaged value of velocity components [m/s], p – averaged value of pressure [Pa], $x_{i,j,z}$ – coordinates [m], μ – dynamic viscosity [kg/(ms)], δ_{ij} – Kronecker delta [-], $\rho\overline{u_i' u_j'}$ – Reynolds stresses [N/m^2], *i,j,z* – direction of spatial orientation [-].

Term $\rho\overline{u_i' u_j'}$ of the momentum conservation equation associated with turbulent (Reynolds) stresses used in the Ansys Fluent software is based on the Boussinesq hypothesis, which relates the occurring stresses to the averaged velocity components.

$$\rho\overline{u_i{}' u_j{}'} = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\rho k + \mu_t\frac{\partial u_z}{\partial z}\right)\delta_{ij} \tag{3}$$

where: μ_t – turbulent viscosity [kg/(ms)].

Energy transport equation:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(k_{eff}\frac{\partial T}{\partial x_j} + u_j(\tau_{ij})_{eff}\right) \quad (4)$$

where: E – total energy [J], $k_{eff} = k + \frac{C_p \mu_{eff}}{\mathrm{Pr_t}}$ – effective thermal conductivity [W/(mK)], k – thermal conductivity [W/(mK)], $\mathrm{Pr_t}$ – turbulent Prandlt number [-], $\tau_{ij}{}_{eff} = \mu_{eff}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) - \frac{2}{3}\mu_{eff}\frac{\partial u_z}{\partial x_z}\delta_{ij}$ – deviatoric stress tensor [N/m^2,] μ_{eff} – effective dynamic viscosity [kg/(ms)], defined as $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$.

1.2. Two-phase approach to nanofluid

Depending on the selected multiphase model, other equations closing the set of equations are required. After reviewing the multiphase models available in Ansys Fluent, the most complex one, the Eulerian-Granular model, was selected. The model is based on continuity, momentum and energy equations formulated for each phase separately.

The continuity equation for phase *l* is of the form:

$$\nabla(\propto_l \rho_l \overrightarrow{v_l}) = \sum_{s=1}^{n}(\dot{m}_{sl} - \dot{m}_{ls}) \quad (5)$$

where: $\overrightarrow{v_l}$ – velocity of phase *l* [m/s], $\propto_l$ – volume fraction of phase *l* [-], ρ_l – density of phase *l* [kg/m^3], $\dot{m}_{sl}$ – mass transfer from phase *l* to phase *s* [kg/s], $\dot{m}_{ls}$ – mass transfer from phase *s* to phase *l* [kg/s], n – number of phases [-].

The momentum equation, due to the use of a granular model, will be different for the solid and liquid phases.

For the solid phase *s*, the momentum equation takes the form:

$$\nabla(\propto_s \rho_s \overrightarrow{v_s}\,\overrightarrow{v_s}) = -\propto_s \nabla p - \nabla p_s + \nabla\bar{\bar{\tau}}_s + \sum_{l=1}^{n}(K_{ls}(\overrightarrow{v_l} - \overrightarrow{v_s}) + \dot{m}_{ls}\overrightarrow{v_{ls}} - \dot{m}_{sl}\overrightarrow{v_{sl}}) \quad (6)$$

where: p – system pressure [Pa], p_s – pressure of *s* phase [Pa], $\bar{\bar{\tau}}_s$ – stress-strain tensor of *s* phase [Pa], $K_{ls} = K_{sl} = \frac{\propto_s \rho_s f}{\tau(s)}$ – coefficient of interphase momentum exchange [-], $\tau(s) = \frac{\rho_s {d_s}^2}{18\mu_l}$ – particulate relaxation time [s], d_s – particle diameter [m], $\overrightarrow{v_{ls}}$ – interphase velocity [m/s].

For liquid phase *l*, the momentum equation is as follows:

$$\nabla(\propto_l \rho_l \overrightarrow{v_l}\,\overrightarrow{v_l}) = -\propto_l \nabla p + \nabla\bar{\bar{\tau}}_l + \sum_{s=1}^{n}(K_{sl}(\overrightarrow{v_s} - \overrightarrow{v_l}) + \dot{m}_{sl}\overrightarrow{v_{sl}} - \dot{m}_{ls}\overrightarrow{v_{ls}}) \quad (7)$$

The energy conservation equation for each phase in multiphase Eulerian-Granular flow is described by the expression:

$$(\propto_l \rho_l \overrightarrow{v_l}\, h_l) = \frac{\bar{\bar{\tau}}_l}{\nabla\overrightarrow{v_l}} - \nabla\overrightarrow{q_l} + \sum_{s=1}^{n}(Q_{sl} + \dot{m}_{sl}h_{sl} - \dot{m}_{ls}h_{ls}) \quad (8)$$

h_l – specific enthalpy of the *l* phase [J/kg], $\overrightarrow{q_l}$ – heat flux [W/m^2], Q_{sl} – intensity of heat exchange between the *s* and *l* phases [J], h_{ls} – interphase enthalpy [J/kg], other symbols analogously as in the previous equations.

2. Numerical model

2.1. Geometry

The computational domain was reconstructed based on the experimental geometry of a small shell-and-tube heat exchanger reported in the literature [10]. It comprises seven tubes enclosed within a shell and six equally spaced segmental baffles. The heat exchanger had a total length of 600 mm and an external shell diameter of 90 mm. The tube diameter was 20 mm, while the inlet and outlet nozzle diameter was 36 mm.

The analyzed shell-and-tube heat exchanger geometry is shown in Fig. 1. To suppress reverse flow, the outlet section was extended. Furthermore, the inlet shell connection was rounded to facilitate mesh generation and eliminate numerical difficulties related to sharp edges. Since some geometric details were not provided in the reference studies [9, 10], selected parameters, such as the nozzle offsets and the baffle thickness and height, were assumed in the basis of commonly applied values.

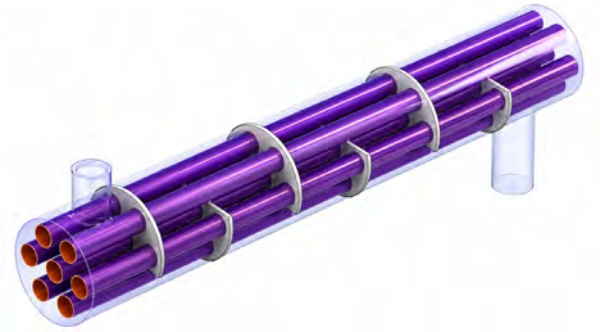


Figure 1. Geometry of the analyzed heat exchanger

2.2. Discretization of computational domain

Cross-sectional view of the mesh is shown in Fig. 2.

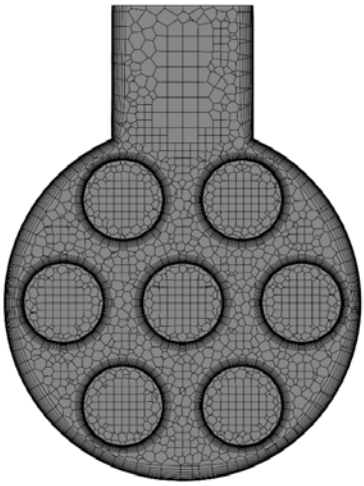


Figure 2. Heat exchanger mesh along the cross-sectional plane

To accurately capture the velocity and temperature gradients at the liquid–wall boundaries, inflating layers were applied to all solid surfaces, and the mesh density was selected to maintain values of y+ < 1. The quality of the mesh was verified using standard metrics, such as skewness, orthogonality, and aspect ratio. The resulting values confirmed the high quality of the discretization and the accuracy of the representation of the geometry and the wall layer.

A mesh-independence analysis was carried out for six computational meshes containing from 0.42 to 2.92 million elements. The average heat transfer coefficient, average outlet temperature, and pressure drop were used as comparison criteria. The results indicated that a mesh containing 1.60 million elements provided practically mesh-independent results. Further refinement caused only minor changes in the analyzed parameters, while substantially increasing the computational cost. Therefore, the mesh with 1.60 million elements was selected for further calculations.

2.3. Turbulence model

A *k-ε* realizable turbulence model was adopted in the present study. This turbulence model belongs to the RANS family and offers a reasonable compromise between computational cost and predictive capability for internal turbulent flows. An additional advantage of this choice is the consistency with the reference model [9, 10], which allows a direct comparison of the obtained numerical results.

Like other eddy-viscosity RANS models, formulation of the *k-ε* realizable turbulence model is based on the Boussinesq hypothesis. In this approach, the turbulent field is described by two additional transport equations: one for the turbulence kinetic energy k_k and the other for the turbulence dissipation rate ε:

turbulence kinetic energy k_k:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k_k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k_k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M \tag{9}$$

rate of dissipation ε:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \rho C_1 S\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\vartheta\varepsilon}} + S_\varepsilon \tag{10}$$

where: k_k – turbulence kinetic energy [m²/s²], $G_k = -\rho\overline{u_i' u_j'}\,\frac{\partial u_j}{\partial x_i}$ – generation of turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients [W/m³], Y_M – fluctuating dilatation in compressible turbulence [W/m³], $C_2 = 1.9$ – constant, ε – rate of dissipation [m²/s³], $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\varepsilon = 1.2$ – turbulent Prandtl number values for k and ε equations respectively, due to the complexity of term C_1, detail information is available in [11] pp. 90.

2.4. Boundary conditions

For all analyzed models, the inlet fluid temperature was 300 K. The copper tube walls were maintained at a constant temperature of 450 K, while the outer shell wall and the copper baffles were assumed to be adiabatic. At the outlet, a pressure boundary condition with a gauge pressure of 0 Pa was applied.

Single-phase model

For the reference case of water, the inlet condition was specified in terms of mass flow rate of 0.5 kg/s. The thermophysical properties of water were taken from the literature [9] and assumed constant, except for thermal conductivity, which was introduced as a piecewise-linear function of temperature [12].

Single-phase model of nanofluid

In the single-phase model of CuO-water nanofluid, the inlet boundary condition was defined as a velocity inlet. For each volume fraction of nanoparticles, the inlet velocity was determined individually to maintain a constant Reynolds number Re = 17 804 (Re = $(\boldsymbol{u}d)/\nu$, $\boldsymbol{u}$ – average velocity at the inlet to the heat exchanger [m/s], d – diameter of the inlet [m], ν – kinematic viscosity [m^2/s]), which ensured the comparability of the analyzed cases. In the comparative model, the thermophysical properties of the nanofluid were assumed to be constant, in accordance with the reference article [9], with the exception of thermal conductivity, which was modeled as a temperature-dependent function. The corresponding inlet velocity values are presented in Table 1.

Table 1. Inlet velocity values

Volume fraction of nanoparticles, %	0.1	0.25	0.5	1.0
Inlet velocity, m/s	0.51	0.54	0.58	0.68

In the single-phase model, the effective properties of the CuO-water nanofluid were determined using the correlations given in [9, 13].

3. Validation

3.1. Water as a working fluid

The validation results indicate satisfactory agreement between the present model and the reference data. The outlet temperature and heat transfer rate were reproduced with deviations of 0.1% and 0.3% relative to Özden and Tari [10], respectively. The pressure drop also showed good agreement with Bell–Delaware [10] and Cruz and Yamat [9], with deviations of 1.6% and 2.9%, respectively. Larger discrepancies were observed for the heat transfer coefficient, with differences ranging from 8.6% to 16.4%. The largest deviation was found for the pressure drop relative to Özden and Tari [10], amounting to 22.0%. The overall level of agreement was considered sufficient to proceed with further comparative analyses.

It should be emphasized that the reference results of Özden and Tari [10] show a strong sensitivity to the adopted turbulence model, discretization scheme, and mesh density. For the same shell-side mass flow rate of 0.5 kg/s, the predicted outlet temperature varied from 334.5 K to 344.2 K, the heat transfer coefficient from 2140 to 2819 W/(m²K), the total heat transfer rate from 72.1 to 93.9 kW, depending on the numerical setup. This indicates that part of the discrepancy observed in the present validation may result not only from geometric reconstruction or meshing differences, but also from the inherent sensitivity of the CFD solution to the selected modelling approach. It should be noted that Cruz and Yamat [9] adopted the geometry and the preliminary CFD approach of Özden and Tari [10], including the k–ε realizable turbulence model with first-order discretization and coarse mesh (about 1.2 mln of elements). In contrast, the present study employed a second-order discretization scheme with fine mesh around 1.6 mln of elements. This distinction is not negligible, since Özden and Tari reported that, even for the same turbulence model and fine mesh, the use of second-order discretization changed the predicted outlet temperature by 3.5 K, increased the heat transfer coefficient by about 12%, the pressure drop by about 1.6%, and the total heat transfer rate by about 10.6% at 0.5 kg/s. Therefore, the remaining discrepancies may be attributed, at least in part, to differences in the numerical setup between the compared studies, especially the order of

discretization, which was shown to have a noticeable effect on the predicted thermal and hydraulic parameters.

3.2. Case of single-phase approach to nanofluid

The CuO-water nanofluid was initially analyzed using a single-phase approach. To ensure a consistent comparison with the reference water-flow case reported in [9], all simulations were performed at a constant Reynolds number equal to 17804. The nanoparticle volume fraction was varied from 0.1 to 1.0 vol.%. Consequently, the inlet velocity increased with increasing nanoparticles volume fraction in order to preserve the same flow regime across all analyzed cases. The comparison with the reference data showed that the predicted heat transfer coefficient, outlet temperature, and pressure drop were higher than those reported by Cruz and Yamat [9] for all analyzed nanoparticles volume fractions.

For all analyzed nanoparticle volume fractions values, the outlet temperature increased by 1.6–3.9 K relative to water, while the pressure-drop differences with respect to the reference data remained relatively small, in the range of 0.6–2.4%. Larger discrepancies between the present model and the reference model were observed for the heat transfer coefficient and outlet temperature, with deviations ranging from 4.0% to 13.0%. These differences may be attributed not only to geometric and meshing details, but also to differences in the adopted thermophysical property models.

3.3. Cases of UDF and two-phase approach to nanofluid

In this part of research CuO-water nanofluid was analysed by single-phase with variable properties and two-phase models. In these cases, the temperature dependence of the base-fluid properties was taken into account through Eqs. (11)–(14):

effective density:

$$\rho_{eff} = \frac{A_1}{B_1^{1+(1-\frac{T}{C_1})^{D_1}}} \tag{11}$$

where: T – temperature [K], constants: A_1=0.14395, B_1=0.0112, C_1=649.727, D_1=0.05107

specific heat:

$$Cp_{eff} = 28.07 - 0.2817T + 1.25 \cdot 10^{-3}T^2 - 2.48 \cdot 10^{-6}T^3 + 1.857 \cdot 10^{-9}T^4 \tag{12}$$

thermal conductivity:

$$k_{eff} = -0.5752 + 6.397 \cdot 10^{-3}T - 8.151 \cdot 10^{-6}T^2 \tag{13}$$

dynamic viscosity:

$$\mu_{eff} = e^{A_2 + \frac{B_2}{C_2 + T}} \tag{14}$$

where: constants: A_2=-3.7188, B_2=578.919, C_2=-137.546

The results obtained with the UDF-based model are compared with using Eulerian-Granular two-phase model.

Justification for using a different value of the Reynolds number

Cruz and Yamat [9] stated that the constant thermophysical properties were evaluated at the reference temperature of 300 K, whereas only the effective thermal conductivity was treated as temperature dependent. However, the tabulated properties of the CuO-water nanofluid indicate an inconsistency in the base-fluid properties used in the effective-property correlations. In particular,

the reported density and dynamic viscosity values of the nanofluid correspond more closely to water properties at 293.15 K than to those at 300 K. This discrepancy is especially important for the dynamic viscosity, which directly affects the Reynolds number. Using the viscosity corresponding to temperature of 293.15 K gives a Reynolds number close to 17804, whereas using the viscosity at 300 K gives a value close to 20771. Therefore, a direct comparison between the UDF-based model and the Eulerian–Granular model required a consistent definition of the reference Reynolds number. In the present analysis, further comparisons were therefore performed for Re = 20771, corresponding to the stated inlet temperature of 300 K and the mass flow rate of 0.5 kg/s.

The comparison between the UDF-based model and the Eulerian–Granular two-phase model showed that the inclusion of temperature-dependent properties in the UDF-based model noticeably changed the previously obtained results. Depending on the nanoparticle volume fraction, the differences between both approaches were in the range of 1.8–3.8% for the heat transfer coefficient, 0.3–0.7% for the outlet temperature, and 3.0–3.3% for the pressure drop. In comparison with the earlier single-phase formulation based on constant properties, the UDF approach led to a stronger thermal response, reflected in higher outlet temperature values and modified heat-transfer-related parameters. This confirms that the method used to describe the thermophysical properties of the base fluid has a direct influence on the predicted effective properties of the nanofluid and, consequently, on the final numerical results.

The small differences between the UDF-based model and the two-phase model indicate that the correlations implemented in the UDF formulation reproduce the thermophysical behavior of the CuO-water nanofluid with satisfactory accuracy. The agreement between these two approaches is noticeably better than that obtained in the comparison with Cruz and Yamat [9], suggesting that the remaining discrepancies are more likely related to differences in model assumptions and material-property treatment than to the equations adopted in the present study.

In an attempt to explain the effect of an increase in the heat transfer coefficient with a decrease in the outlet temperature of the fluid for a volume fraction of nanoparticles of 1 %, one of the similarity numbers, the Nusselt number (Nu = $(hd)/k_{eff}$, h – heat transfer coefficient [W/(m^{2}K)], d – diameter of the inlet [m], k_{eff} – thermal conductivity of nanofluid [W/(mK)]) was calculated for both modeling approaches in the nanoparticle volume fraction range from 0.1 to 2.0 vol.%. The average heat transfer coefficient was determined as the ratio of the average wall heat flux to the logarithmic mean temperature difference between the heated wall and the fluid [12].

The value of Nusselt number differs depending on nanoparticle volume fraction for the two modeling approaches. In the UDF model, an initial decrease in Nusselt number was observed, followed by an increase for concentration exceeding 1 vol.%. The calculated Nusselt number values in the UDF model varied from 145.59 to 158.07. In the Eulerian–Granular two-phase model, the Nusselt number increased from 168.67 to 193.41 over the analyzed concentration range. This trend may be related to the increase in the heat transfer coefficient accompanied by a reduction in temperature at higher particle loadings, which enhances the relative contribution of convective transport over conductive transport. The discrepancies between the UDF and Euler two-phase models can be mainly attributed to differences in the predicted effective thermal conductivity. Specifically, the thermal conductivity in the UDF model increased from 0.77 to 1.29 W/(mK), while in the Euler model it varied from 0.69 to 1.26 W/(mK).

4. Silver nanofluid as a working fluid

The following part of the paper attempts to use an Ag-water nanofluid as an alternative working fluid. The choice of silver was justified by literature reports indicating that noble metal nanofluids are distinguished by favorable thermophysical properties and significant potential in heat transfer applications [14]. In particular, such nanofluids are considered promising for use in the energy sector, cooling systems, and heat exchangers [15].

It has been demonstrated that Ag-water nanofluid can increase the heat transfer coefficient by 12.4% for 0.04% nanoparticles concentration in shell-and-tube heat exchangers [16]. In the case of a plate heat exchanger, it was found that the thermal conductivity of the Ag-water nanofluid can be 36.6% higher than that of pure water at a concentration of 2.5 mg/L, and that both the nanoparticle concentration and the flow rate increase heat transfer coefficient [17]. In laminar pipe flow, the maximum increase in the heat transfer coefficient was 36.1% at a concentration of 0.1% volume and the Reynolds number equal to 2300 [18]. In the corrugated plate heat exchanger as well, an increase in the overall heat transfer coefficient ranging from 6.18% to 16.79% was observed for a nanoparticle concentration of 0.01%, with no significant increase in pressure drop [19]. In addition, a 47% increase in the heat transfer coefficient and a 37% improvement in the system's overall thermal performance were observed in the microchannel system when using an Ag-water nanofluid [20].

In order to keep the same hydrodynamic character of the flow, a constant Reynolds number was assumed, which was consistent with the two-phase approach for copper oxide nanofluid. To make the comparison as reliable as possible, the same equations were used to calculate the material properties of the silver nanofluid as for the CuO nanofluid. It turns out that the mathematical expressions describing the density and dynamic viscosity for silver nanoparticles are consistent with those used for CuO [21]. The comparison showed that, for nanoparticle volume fractions from 0.1 to 1.0 vol.%, the Ag-water nanofluid provided higher heat transfer coefficient and outlet temperature values than the CuO-water nanofluid, while the pressure-drop differences remained small.

The comparison indicates that the use of Ag-water nanofluid leads to a significant improvement in thermal parameters compared to CuO-water nanofluid. For all analyzed nanoparticle volume fractions, higher values of the heat transfer coefficient and outlet temperature were obtained. The increase in the heat transfer coefficient increased with nanoparticle concentration, ranging from 20.8% at 0.1% vol. to 69.2% at 1.0% vol. A similar trend was observed for the outlet temperature, which increased by 3.5% to 12.7%. This phenomenon can be attributed primarily to a higher thermal conductivity of silver compared to CuO. In contrast to the thermal parameters, the differences in pressure drop between the Ag-water and CuO-water nanofluids were negligible. Depending on the nanoparticle concentration, the deviations ranged from -1.4% to 4.0%, with no clear trend. This means that the use of silver nanofluid allowed for an improvement in thermal performance without a noticeable deterioration in the hydraulic flow characteristics.

The intensity of heat transfer was considered by analyzing the values of the Nusselt number depending on the change in the volume fraction of the solid phase for nanoparticle volume fractions from 0.1 to 1.0 vol.%.

The obtained Nusselt number values indicate that the use of an Ag-water nanofluid led to a lower value of the Nusselt number than in the case of a CuO-water nanofluid. These differences increased with

nanoparticle concentration and ranged from 19.93% to 63.29%. The main reason for this phenomenon is the significantly higher thermal conductivity of silver, which increases the nanofluid's ability to transfer heat by conduction. Consequently, despite an increase in the heat transfer coefficient, the Nusselt number decreases, indicating a reduction in the relative contribution of convection in comparison to conduction. Consequently, the Nusselt number is not the most representative indicator for assessing the thermal efficiency of the nanofluids under consideration in this case. Because thermal conductivity is directly incorporated into the definition of the Nusselt number, this indicator may decrease even the actual heat transfer parameters improve. Thus, although the thermal response of the Ag-water nanofluid improves, the Nusselt number suggests an opposite trend.

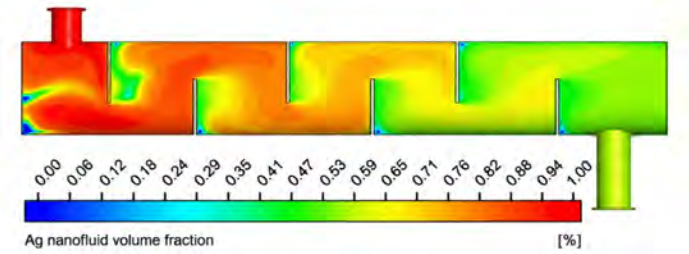


Figure 3. Distribution of Ag nanofluid volume fraction

The spatial distribution of the Ag nanoparticle volume fraction in the analyzed heat exchanger is shown in Fig. 3. The contour indicates that the nanoparticle concentration is not uniform within the shell-side flow domain. Local variations are visible mainly near the inlet region and around the baffles, where flow separation, recirculation, and mixing occur. This confirms that the two-phase approach provides additional information on the spatial behavior of the dispersed phase, which cannot be directly obtained from a single phase model.

The analysis of the heat transfer rate shows that the Ag-water nanofluid provides higher heat transfer rate values than the CuO-water nanofluid for all analyzed solid phase volume fractions. Furthermore, the difference between both nanofluids increases with increasing nanoparticle concentration, from 20.79% at 0.1% to 69.16% at 1.0%. This behavior is attributed to a higher thermal conductivity of silver, which intensifies heat transport from the heated tube surfaces to the fluid. The obtained results are consistent with the previously observed increase in heat transfer coefficient and outlet temperature for the Ag-based nanofluid.

5. Thermal Performance Evaluation of Nanofluid-Based Heat Exchangers

For the evaluation of heat exchanger performance, a comparison at constant mass flow or constant inlet velocity is more representative than at constant Reynolds [22]. When the working fluid is changed, its thermophysical properties, especially density and viscosity, also change, and therefore maintaining the same Reynolds number at a constant cross-section causes a different flow rate or velocity [23]. As a consequence, the use of constant Reynolds number may artificially magnify the apparent heat transfer enhancement and lead to misleading conclusions regarding the real thermo-hydraulic performance of the device [24]. In contrast, comparisons performed under fixed operating conditions, such as constant mass flow rate or constant inlet velocity, are more relevant to real heat exchanger operation and practical design conditions [25]. Therefore, the present chapter

assesses the performance of the analyzed heat exchanger at a constant mass flow rate of 0.5 kg/s. The evaluation is performed using several thermal and thermo-hydraulic criteria in order to compare the investigated working fluids under practically relevant operating conditions and to determine the most appropriate measure of heat exchanger performance.

At a constant mass flow rate of 0.5 kg/s, the comparison showed that the Ag-water nanofluid outperforms the CuO-water nanofluid for all analyzed nanoparticle concentrations from 0.1 to 1.0 vol.%. The heat transfer coefficient increases by 22.3–70.1%, whereas the outlet temperature rises by 3.5–12.1%, with only a limited pressure-drop increase of 1.0–6.7%. The thermal advantage of the Ag-based nanofluid becomes more pronounced with increasing solid phase content, which is consistent with its higher thermal conductivity. At the same time, the relatively small hydraulic penalty indicates that the use of silver nanoparticles improves exchanger performance in a thermally beneficial and practically relevant manner under fixed-flow operating conditions.

5.1. Common indicators for evaluating the heat exchanger's thermal performance

The Nusselt number is one of the most commonly used indicators for assessing convective heat transfer in nanofluid-based systems and is frequently employed in studies on shell-and-tube heat exchangers to compare the effect of nanoparticle concentration on thermal performance. However, as shown in the previous sections, the use of the Nusselt number alone does not appear to be fully suitable for evaluation of the thermal performance of the nanofluids considered in the present study. In particular, the Ag-water nanofluid exhibited a substantial increase in the heat transfer rate and outlet temperature, while the corresponding Nusselt number decreased with increasing nanoparticle concentration. This behavior is not contradictory, but rather results from the definition of the Nusselt number itself, which directly includes the thermal conductivity of the fluid. As a consequence, when a nanofluid exhibits a large increase in thermal conductivity, the Nusselt number may decrease even though the actual heat-transfer capability of the system improves. A recent review [22] emphasized that inappropriate evaluation indexes can lead to unreasonable assessments of nanofluid performance and required for more rational evaluation indicators. The most common indicators include Performance Evaluation Criterion (PEC), Thermal Performance Index and Figure of Merit (FoM) parameters.

The Performance Evaluation Criterion (PEC) is commonly used to assess heat-transfer enhancement because it combines the thermal benefit and the hydraulic penalty in a single indicator. This approach is standard in nanofluid studies focused on thermo-hydraulic performance and heat transfer and pressure drop performance of thermal devices [26]. In its classical form, PEC is most rigorously associated with equal pumping power, because of the commonly used definition:

$$PEC = \frac{\frac{Nu_{nf}}{Nu_f}}{(\frac{f_{nf}}{f_f})^{1/3}} \tag{15}$$

is derived from a constraint based on balancing heat-transfer enhancement against friction losses under the same pumping power [27].

The Thermal Performance Index (TPI) is one of the alternative criteria used to evaluate the overall behavior of nanofluids when both heat-transfer coefficient and the associated hydraulic loss must be considered. In one of its commonly used forms, it is expressed as [28]:

$$\eta = \frac{\frac{h_{nf}}{h_f}}{\frac{\Delta p_{nf}}{\Delta p_f}} \tag{16}$$

The Figure of Merit (FoM) is another criterion used to evaluate the overall thermo-hydraulic usefulness of a nanofluid. Unlike the Nusselt number, which reflects mainly the relative contribution of convection to conduction, the FoM simultaneously accounts for the thermal benefit and the hydraulic cost associated with the application of the nanofluid. In its commonly used form, it is defined as [29]:

$$FoM = \frac{\frac{h_{nf}}{h_f}}{\frac{W_{nf}}{W_f}} \tag{17}$$

where: W – pumping power, W ($W = \dot{V}\Delta p$).

The FoM incorporates the energetic cost of maintaining the flow and thus offers a more application-oriented assessment of nanofluid performance [30].

The comparison of performance indicators shows that the adopted performance criterion strongly affects the interpretation of the obtained results. Although the results discussed above demonstrated an increase in the heat transfer coefficient and outlet temperature with increasing nanoparticle concentration, the Nusselt number decreases systematically (as previously). In the analyzed range of nanoparticle volume fractions from 0.1 to 1.0 vol.%, the Nusselt number decreased from 133.5 to 51.8, while PEC decreased from 0.92 to 0.35. In contrast, TPI increased from 1.60 to 2.38 and FoM from 1.60 to 2.52. Nusselt number alone does not appear to be a reliable primary indicator of heat exchanger performance. A similar observation applies to the PEC criterion. Since the PEC is formulated using the Nusselt-number ratio combined with a hydraulic losses term, its trend remains strongly controlled by the behavior of Nusselt number value. PEC also decreases with increasing nanoparticle concentration, despite the previously demonstrated improvement in the thermal performance of the heat exchanger.

In contrast, the TPI and FoM provide trends that are consistent with the directly calculated thermal and thermo-hydraulic improvement of the heat exchanger performance. Both parameters increase with increasing solid phase concentration, indicating that the thermal enhancement achieved by the nanofluid outweighs the accompanying hydraulic losses. For this reason, these two criteria appear more suitable for assessing the practical usefulness of the analyzed nanofluid than either the Nusselt number or PEC. At the same time, TPI and FoM have an important limitation, because both require knowledge of the pressure drop and therefore cannot be evaluated solely on the basis of thermal data.

5.2. Mouromtseff number – complementary thermal performance indicator

In view of the limitations mentioned in section 5.1, the Mouromtseff number appears to be a particularly valuable supplementary indicator. It is commonly expressed as [31]:

$$\mathrm{Mo} = \frac{\rho^{\omega} {c_p}^{\beta} k^{\gamma}}{\mu^{\pi}} \tag{18}$$

where: $\omega, \beta, \gamma, \pi$ - constants determined depending on the mode of heat transfer, the flow regime, and boundary conditions. For water, the following coefficient values were adopted: $\omega = 0.8, \beta = 0.4, \gamma = 0.6, \pi = 0.4$. For the analysed nanofluid, the corresponding coefficients were taken as: $\omega = 0.8, \beta = 0.5, \gamma = 0.5, \pi = 0.3$.

In the nanofluid literature, it is commonly used in the form of a ratio between the nanofluid and the base fluid (RMO), which serves as an indicator of the relative thermal-transfer potential of the modified working fluid [32]:

$$R_{Mo} = \frac{\mathrm{Mo}_{nf}}{\mathrm{Mo}_{f}} \tag{19}$$

Accordingly, the Mouromtseff number ratio R_{Mo} was calculated for the CuO-water and Ag-water nanofluids under the constant mass flow rate condition of 0.5 kg/s. The obtained values were used to compare the relative thermal-transfer potential of both working fluids from the perspective of their thermophysical properties.

The obtained results show that the Mouromtseff number ratio increases with nanoparticle concentration for both analyzed nanofluids, but the values obtained for the Ag-water nanofluid are consistently much higher than those for the CuO-water nanofluid. For the CuO-water nanofluid, the R_{MO} value increased from 1.16 to 1.41, whereas for the Ag-water nanofluid it increased from 1.43 to 2.93. The difference grows from 23.13% at 0.1 vol.% to 108.13% at 1.0 vol.%, which indicates a clearly greater intrinsic heat-transfer potential of the Ag-based nanofluid. This trend is consistent with the previously observed increase in the heat transfer coefficient, outlet temperature, and heat transfer rate. An important advantage of the Mouromtseff number is that it is based only on thermophysical properties and does not require pressure-drop or pumping-power data.

Conclusions

A three-dimensional CFD model of a shell-and-tube heat exchanger was developed and validated. The obtained agreement with reference results was sufficient to consider the numerical model reliable for further comparative analyses of nanofluid performance.

- The study showed that the method used to represent nanofluid properties has a significant effect on the predicted thermal and hydraulic behavior of the heat exchanger. The differences between the single-phase and two-phase approaches were mainly associated with the treatment of dynamic viscosity and its influence on flow resistance and heat transfer. The Eulerian-Granular model is up to now, the most suitable for these analysis.
- The results confirmed the findings from the literature that the Ag-water nanofluid provides better thermal performance than the CuO-water nanofluid. For all analyzed concentrations, the use of silver nanoparticles led to higher values of the heat transfer coefficient, outlet temperature, and heat transfer rate, while the increase in pressure drop remained limited.
- Particular importance of the thermophysical properties of the nanofluid was confirmed. Among them, thermal conductivity had the strongest influence on the obtained heat transfer enhancement.
- The heat transfer coefficient for Ag-water nanofluid under the constant mass flow rate conditions achieved lower value then at the constant Reynolds number value at the same concentration of nanoparticles, but the value of outlet nanofluid temperature was higher.
- The analysis demonstrated that the Nusselt number alone is not sufficient for evaluating nanofluid performance in the present case. Although the actual thermal response of the heat exchanger improved, the Nusselt number decreased with increasing silver nanoparticles concentration. As a consequence, criteria directly based on Nusselt number may lead to misleading conclusions. More reliable trends were obtained using thermo-hydraulic indicators

such as the TPI and FoM. Both indicators increases with increasing solid phase concentration, what demonstrates that the heat transfer enhancement is greater than the pressure losses.

- The Mouromtseff number and its ratio for nanofluid and base fluid reflects an influence of thermos-physical properties on thermal performance of nanofluids. The Mouromtseff number value increases with nanoparticles concentration, but what is more important, help to determine nanofluid with greater potential for heat rate transfer at the same hydrodynamic conditions.

Acknowledgement

We gratefully acknowledge Polish high-performance computing infrastructure PLGrid (HPC Center: ACK Cyfronet AGH) for providing computer facilities and support within computational grant no. PLG/2026/019140. This research was carried out with the support of the ANSYS National License coordinated by Interdisciplinary Centre for Mathematical and Computational Modelling University of Warsaw (ICM UW). Contribution of Elzbieta Fornalik-Wajs was supported by the Ministry of Science and Higher Education.

Bibliography

[1] Li, Q., Flamant, G., Yuan, X., Neveu, P., & Luo, L. (2011). Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.066

[2] GaneshKumar, P., VinothKumar, S., Vigneswaran, V. S., Kim, S. C., & Ramkumar, V. (2024). Advancing heat exchangers for energy storage: A comprehensive review of methods and techniques. *Journal of Energy Storage*. https://doi.org/10.1016/j.est.2024.113334

[3] Marzouk, S. A., Abou Al-Sood, M. M., El-Said, E. M. S., Younes, M. M., & El-Fakharany, M. K. (2023). A comprehensive review of methods of heat transfer enhancement in shell and tube heat exchangers. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. https://doi.org/10.1007/s10973-023-12265-3

[4] Hajatzadeh Pordanjani, A., Aghakhani, S., Afrand, M., Mahmoudi, B., Mahian, O., & Wongwises, S. (2019). An updated review on application of nanofluids in heat exchangers for saving energy. *Energy Conversion and Management*. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111886

[5] Abeykoon, C. (2020). Compact heat exchangers – Design and optimization with CFD. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *146*. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118766

[6] Sun, N., Zhang, S., Li, N., Zhao, F., Hao, X., He, M., Li, Z., Ma, R., Wang, K., & Tao, W. Q. (2025). A fast design tool for compact heat exchangers tube geometry to enhance thermohydraulic performance using various AI models. *Expert Systems with Applications*, *271*. https://doi.org/10.1016/j.eswa.2025.126635

[7] Aslam Bhutta, M. M., Hayat, N., Bashir, M. H., Khan, A. R., Ahmad, K. N., & Khan, S. (2012). CFD applications in various heat exchangers design: A review. *Applied Thermal Engineering*. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.001

[8] Öztürk, M., Tezcan, A. O., & Çiftçi, E. (2025). Computational analysis of nanofluid-enhanced heat transfer in corrugated shell-and-tube heat exchanger utilized for heavy water reactor cooling. *Progress in Nuclear Energy*, *188*, 105863. https://doi.org/10.1016/J.PNUCENE.2025.105863

[9] Cruz, P. A. D., Yamat, E. J. E., Nuqui, J. P. E., & Soriano, A. N. (2022). Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis of the heat transfer and fluid flow of copper (II) oxide-water nanofluid in a shell and tube heat exchanger. *Digital Chemical Engineering*, *3*. https://doi.org/10.1016/j.dche.2022.100014
[10] Özden, E., & Tari, I. (2010). Shell side CFD analysis of a small shell-and-tube heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, *51*(5), 1004–1014. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.12.003
[11] ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide - 16.5.3 Conservation Equations (n.d.). https://wwwafs.portici.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node322.htm
[12] Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1996). Fundamentals of Heat and Mass Transfer. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.03.022
[13] Sitprasert, C., Dechaumphai, P., & Juntasaro, V. (2009). A thermal conductivity model for nanofluids including effect of the temperature-dependent interfacial layer. *Journal of Nanoparticle Research*, *11*(6), 1465–1476. https://doi.org/10.1007/s11051-008-9535-4
[14] Pereira, J., Moita, A., & Moreira, A. (2023). Noble Nanofluids and Their Hybrids for Heat Transfer Enrichment: A Review and Future Prospects Coverage. *Applied Sciences (Switzerland)*. https://doi.org/10.3390/app13179568
[15] Roszko, A., & Fornalik-Wajs, E. (2018). Extend of magnetic field interference in the natural convection of diamagnetic nanofluid. *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, *54*(8), 2243–2254. https://doi.org/10.1007/s00231-017-2172-7
[16] Godson, L., Deepak, K., Enoch, C., Jefferson Raja, B. R., & Raja, B. (2014). Heat transfer characteristics of silver/water nanofluids in a shell and tube heat exchanger. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, *14*(3), 489–496. https://doi.org/10.1016/j.acme.2013.08.002
[17] Pourhoseini, S. H., Naghizadeh, N., & Hoseinzadeh, H. (2018). Effect of silver-water nanofluid on heat transfer performance of a plate heat exchanger: An experimental and theoretical study. *Powder Technology*, *332*, 279–286. https://doi.org/10.1016/J.POWTEC.2018.03.058
[18] Iyahraja, S., Selwin Rajadurai, J., Siva Subramanian, B., Siva Subramanian, S., Sivasankar, P., & Subash, S. (2019). Investigation on convective heat transfer and friction factor of silver–water nanofluid under laminar flow – an experimental study. *Heat and Mass Transfer/Waerme- und Stoffuebertragung*, *55*(10), 3029–3039. https://doi.org/10.1007/s00231-019-02640-y
[19] Behrangzade, A., & Heyhat, M. M. (2016). The effect of using nano-silver dispersed water based nanofluid as a passive method for energy efficiency enhancement in a plate heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, *102*, 311–317. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.051
[20] Sarafraz, M. M., Nikkhah, V., Nakhjavani, M., & Arya, A. (2018). Thermal performance of a heat sink microchannel working with biologically produced silver-water nanofluid: Experimental assessment. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *91*, 509–519. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2017.11.007
[21] Xuan, Y., & Roetzel, W. (2000). Conceptions for heat transfer correlation of nanofluids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *43*(19), 3701–3707. https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00369-5
[22] Wang, Y., Peng, Y., Tao, Y., Shi, L., Liu, Q., Ma, Y., Tu, J., & Liu, X. (2024). Evaluation methods of thermo-hydraulic performance in nanofluids: A comprehensive review. *Applied Thermal Engineering*. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121989
[23] Haghighi, E. B., Utomo, A. T., Ghanbarpour, M., Zavareh, A. I. T., Poth, H., Khodabandeh, R., Pacek, A., & Palm, B. E. (2014). Experimental study on convective heat transfer of nanofluids in

turbulent flow: Methods of comparison of their performance. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *57*, 378–387. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.05.019
[24] Ghanbarpour, M., Bitaraf Haghigi, E., & Khodabandeh, R. (2014). Thermal properties and rheological behavior of water based Al2O3 nanofluid as a heat transfer fluid. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *53*, 227–235. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2013.12.013
[25] Haghighi, E. B., Utomo, A. T., Ghanbarpour, M., Zavareh, A. I. T., Nowak, E., Khodabandeh, R., Pacek, A. W., & Palm, B. (2015). Combined effect of physical properties and convective heat transfer coefficient of nanofluids on their cooling efficiency. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *68*, 32–42. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.08.011
[26] Awais, M., Ullah, N., Ahmad, J., Sikandar, F., Ehsan, M. M., Salehin, S., & Bhuiyan, A. A. (2021). Heat transfer and pressure drop performance of Nanofluid: A state-of- the-art review. *International Journal of Thermofluids*. https://doi.org/10.1016/j.ijft.2021.100065
[27] Yusof, S. N. A., Muhammad, N. M. az, Aziz Japar, W. M. A., Asako, Y., Hong, C., Tan, L. K., & Che Sidik, N. A. (2022). Validity of performance factors used in recent studies on heat transfer enhancement by surface modification or insert devices. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *186*. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.122431
[28] Hashemi, S. M., & Akhavan-Behabadi, M. A. (2012). An empirical study on heat transfer and pressure drop characteristics of CuO-base oil nanofluid flow in a horizontal helically coiled tube under constant heat flux. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *39*(1), 144–151. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.09.002
[29] Bahiraei, M., Mazaheri, N., Hosseini, Y., & Moayedi, H. (2019). A two-phase simulation for analyzing thermohydraulic performance of Cu–water nanofluid within a square channel enhanced with 90° V-shaped ribs. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *145*. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118612
[30] M.S, A., & Venkatasubbaiah, K. (2020). Numerical investigation of jet impingement flows with different nanofluids in a mini channel using Eulerian-Eulerian two-phase method. *Thermal Science and Engineering Progress*, *19*. https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100585
[31] Ahamed, R., Salehin, M., & Ehsan, M. M. (2024). Thermal-hydraulic performance and flow phenomenon evaluation of a curved trapezoidal corrugated channel with E-shaped baffles implementing hybrid nanofluid. *Heliyon*, *10*(7). https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e28698
[32] Islam, S. M. N. U., Mustakim, A., Ahamed, R., Salehin, M., & Ehsan, M. M. (2024). Advanced Thermo-Hydraulic Assessment of Helical Pipes with Different Shapes of Jackets Using Single-Phase and Hybrid Nanofluids. *International Journal of Thermofluids*, *22*. https://doi.org/10.1016/j.ijft.2024.100628

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_50

Dalsze spostrzeżenia o warunkach powierzchniowej wymiany ciepła dla thermal-FSI oraz ich eksperymentalnych i numerycznych realizacjach

PIOTR JÓZEF ZIÓŁKOWSKI, BARTOSZ KRASZEWSKI, JANUSZ TELEGA, JAROSŁAW KARWACKI, RYSZARD SZWABA, JANUSZ BADUR

Instytut Maszyn Przepływowych PAN
ul. Fiszera 14, 80-231 Gdańsk
e-mail: jb@imp.gda.pl

Słowa kluczowe: thermal-FSI, momentum-FSI, zwiększona wymiana ciepła, powierzchniowy poślizg termiczny, warunek brzegowy Maxwella

W niniejszym artykule przedstawiamy benchmarkowe eksperymenty dotyczące thermal-FSI, w tym pionierski eksperyment Stantona, eksperyment Uniwersytetu w Marsylii, i IMP PAN. Eksperymenty te wykazują na zasadniczą rolę zwiększonej wymiany ciepła obywającą się na powierzchni kontaktu płyn-ciało stałe. Wobec tego zachodzi potrzeba, ponownego modelowania warunków kontaktu strumieni ciepła dla thermal-FSI w warunkach cienkiej, rozrywającej się strugi, dynamicznego kąta zwilżenia, napięcia powierzchniowego w warunkach Maragoniego, wtórnych kropel rozwijanych dynamicznie, wpływu gradientu powierzchniowego temperatury na warunki poślizgu prędkości, etc.

Przedstawiamy dalsze uzasadnienie warunku brzegowego Maxwella w kontekście pełnego sprzężenia thermal-FSI z momentum-FSI [2]. Dokonujemy dalszej klasyfikacji warunków brzegowych momentum-FSI, mass-FSI w odniesieniu do możliwych sprzężeń. Analizujemy ogólne przeformułowanie modelu thermal-FSI w kontekście termodynamiki port-Hamiltonian prowadzącej do sterowania procesami [3].

1. Thermal-Fluid-Solid-Interaction : motywacje i cele

Do skrótu: FSI (Fluid-Solid-Interaction) podchodzimy inaczej niż w literaturze przedmiotu, gdzie zwykle ten skrót oznacza obustronne sprzężenie jakiś uproszczonych modeli płynu (najczęściej 1D+time) z uproszczonym modelem siała stałego (najczęściej 1D+time lub 2D+time). Taki uproszczony model ciała stałego nazywa się modelem konstrukcji (structure) a uproszczony model płynu nazywa się przepływem (flow). Stąd klasyczne: FSI możemy odczytywać jako mniej lub bardziej uproszczone grzęzawisko modeli matematycznych: Flow-Structure-Interaction. Cóż, niektórzy definiują termodynamikę jako: „sztukę uproszczeń" czyli naukę która nie zajmuje się niczym innym jak przejściem z modelu 3D do modeli 0D. Aby więc uprawiać tę termodynamikę i być *au courant* z duchem Zjazdu Termodynamiki, przedstawimy model 3D który, jako model startowy winien być powszechnie znany. Nie można bowiem uprawiać termodynamiki, nie wiedząc skąd się wychodzi (3D) a znając tylko jej intuicyjny punkt dojścia (0D).

Tym bardziej, że w oddziaływaniach w których kluczową rolę odgrywa wymiana energii w formie pracy i ciepła, to efekty cieplne po grubości konstrukcji są wiodące i zastąpienie rury bezwymiarowym prętem czy grubej płyty modelową płaszczyzną, nie spełnia warunków oddziaływania:

warunki brzegowe bilansu energii od strony płynu winny być spójne
z warunkami brzegowymi bilansu energii od strony ciała stałego.

2. Benchmark 1 - Eksperyment Stantona

Eksperyment Stantona, w oparciu którego powstała liczba Stantona, jest fundamentalny dla thermal-FSI. Bowiem rozstrzyga on czy wymiana ciepła zaszła za pomocą mechanizmu przewodzenia ciepła czy też a pomocą mechanizmu przejmowania ciepła. Trzeba pamiętać, że fundamentalnym założeniem thermal-FSI jest warunek brzegowy:

$$\vec{q}_f \cdot \vec{n} = q_f \equiv q_s = \vec{q}_s \cdot \vec{n} \tag{1}$$

w którym bierze udział tylko współczynnik przewodzenia ciepła: $\vec{q}_f = \lambda_f \mathrm{grad}\, T_f$; $\vec{q}_s = \lambda_s \mathrm{grad}\, T_s$. Ten warunek jest więc w całkowitej sprzeczności z warunkiem Newtona:

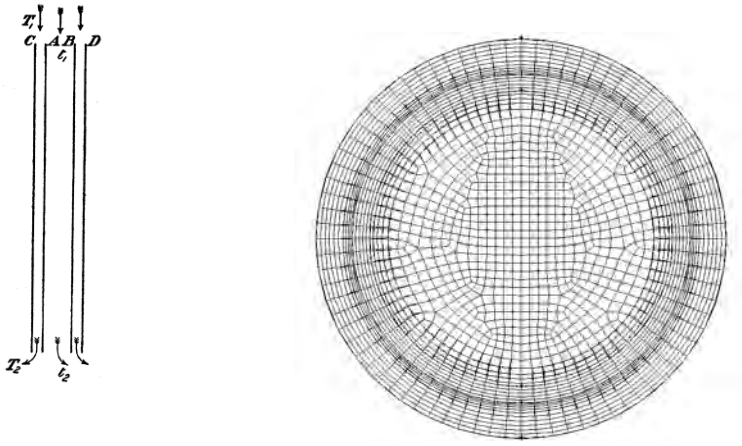
$$q_f = q_s = q = \alpha(T_s - T_f) \tag{2}$$

mówiącym, że warunek brzegowy zależy od współczynnika przejmowania ciepła α $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$.

Należy więc, prawidłowo definiując thermal-FSI, skupić się na przejmowaniu ciepła, czyli na zjawisku powierzchniowej wymiany ciepła między ścianką, a przepływającym wzdłuż niej strumieniem płynu. Wymiana ciepła w płynie, w tym przypadku, odbywa się na zasadzie konwekcji-przewodzenia, jednak przy samej ściance istnieje cienka warstwa, w której wymiana ciepła odbywa się przez przejmowanie. Jak opisać przejmowanie matematycznie ?

Eksperyment Stantona posiada dużą ilość powierzchni przejmowania, stąd winien być dobrym benchmarkiem rozstrzygającym - czyli pokazującym różnicę miedzy modelem (1) i (2). Bezwymiarowym współczynnikiem przejmowania – branym od strony płynu jest liczba Stantona dopasowana do przepływów w kanałach zamkniętych : $St = \alpha\ (\dot{m} \cdot c_p)^{-1}$, gdzie strumień masy $\dot{m}$ i pojemność cieplna c_p są w zasadzie wielkościami integralnymi. Bezwymiarowy współczynnik przejmowania od strony ciała stałego nazywa się liczbą Pecleta.

Przeprowadzone przez Stantona [4] badania polegały na wyznaczeniu współczynnika przejmowania ciepła od wody do metalu i od metalu do wody, w zależności od charakteru przepływu czynnika przez wymiennik typu „rura w rurze”. Miedzianą rurkę o średnicy AB=13,9 mm i grubości ścianki 0,8 mm, umieszczono w rurze o większej średnicy CD. Szerokość przestrzeni między rurkami, nazywana płaszczem wodnym, wynosiła 1,65 mm. Schemat przedstawiono na rysunku 1.A.



Rys. 1. A) Schemat wymiennika Stantona, B) Struktura i zagęszczenie siatki na wlocie (wylocie) z badanego wymiennika typu „rura w rurze”

Przez obie rurki przepływał ten sam czynnik - woda, o różnych temperaturach. Przez mniejszą średnicę płynęła woda chłodna o temperaturze 18 °C. Eksperyment przeprowadzono w taki sposób, by wyznaczyć współczynnik przejmowania ciepła od ścianki do wody, po stronie wody chłodniejszej, w zależności od charakteru przepływu. W związku z tym przeprowadzono badania, w których zmieniano prędkość przepływu zimniejszego czynnika i obserwowano zmiany temperatur wody na wylocie z rurki oraz rejestrowano temperaturę ścianki.

Eksperyment numeryczny Rys 1.B, będący odtworzeniem eksperymentu Stantona, pokazał jak mało dokładny jest model (1) zarówno w przedziale przepływów laminarnych jak i turbulentnych. W przepływach turbulentnych [5] warunek (1) należy wzbogacić dodatkowymi strumieniami turbulentnymi indukowanymi: turbulencją pędu (od strony płynu) i turbulencję entropijną (od strony ciała stałego):

$$(\vec{q}_f^{\,t} + \vec{q}_f) \cdot \vec{n} = q_f \equiv q_s = (\vec{q}_s^{\,t} + \vec{q}_s) \cdot \vec{n} \tag{3}$$

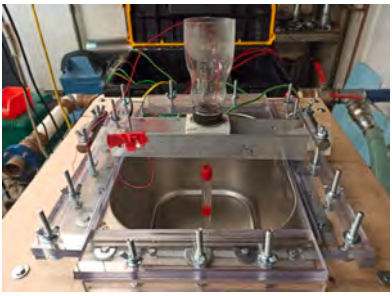
Dalsze udokładnienia wymagają wprowadzenia pojęcia skoku von Smoluchowskiego i pojęcia temperatury powierzchniowej.

3. Benchmark 2 - eksperyment Uniwersytetu Marsylskiego

Eksperyment ten dotyczy wykazania wpływu powierzchniowego gradientu temperatury powierzchniowej na przepływ w kanale [9]. Ten efekt nazywa się termiczną transpiracją i, w ogólności, wiąże się z wpływem thermal-FSI na momentum-FSI. Punktem charakterystycznym tego eksperymentu jest specyficzny stosunek ciśnień w obu zbiornikach i specyficzny gradient temperatury powierzchniowej przy których zanika przepływ gazu $\dot{m} = 0$ [6].

4. Benchmark 3 - eksperyment IMP PAN

Eksperyment ten dotyczy szybkiego nagrzewania się powierzchni konstrukcji w której powstają nie tylko naprężenia termiczne lecz znaczące co do wartości momenty termiczne prowadzące do nagłego wyboczenia się konstrukcji i zniszczenia strugi cieczy [1].



Rys. 2 Eksperyment termalnego wyboczenia – IMP PAN [1]

Pierwszym, mierzalnym integralnym parametrem informującym o zjawisku jest czas po którym następuje przeskok wraz z charakterystycznym głośnym trzaskiem. Drugim mierzalnym parametrem (kamera FASTEC HiSPEC high-speed camera z soczewskami Nikkor 286551) jest wybrzuszenia dna zbiornika.

Eksperyment ten wykazał na zasadniczą rolę zwiększonej wymiany ciepła obywającą się na powierzchni kontaktu płyn-ciało stałe. Wyniki porównań dwóch parametrów integralnych jak i innych parametrów lokalnych (zdjęcia) pokazały, że dla dalszego udokładnienia wyników zachodzi potrzeba, ponownego modelowania warunków kontaktu strumieni ciepła dla thermal-FSI w warunkach cienkiej, rozrywającej się strugi, dynamicznego kąta zwilżenia, napięcia powierzchniowego w trakcie indukowanego termosprężystego przeskoku ścianki.

5. Równanie Maxwella w momentum-FSI

Powierzchniowy gradient temperatury pojawił się po raz pierwszy w pracy Maxwella w 1879 (dokładnie: w dopisku wykonanym podczas korekty w wyniku protestu Reynoldsa) [7]. Miał on swój udział nie w warunku brzegowym dla równania energii lecz w warunku brzegowym dla równania pędu gazu. Dokładnie jest to formuła:

$$u_s - G\left(\frac{du}{dx} - \frac{3}{2}\frac{\mu}{\rho\theta}\frac{d^2\theta}{dxdy}\right) - \frac{3}{4}\frac{\mu}{\rho\theta}\frac{d\theta}{dy} = 0. \tag{4}$$

Tutaj, u_s jest prędkością ślizgającej się warstwy, u – prędkością gazu wzdłuż ścianki x, θ jest temperaturą powierzchniową, $G = 2{,}1$ cm – długością poślizgu von Helmholtza-von Piotrowskiego. Odtworzenie tego równania w terminach momentum-FSI jest możliwe [6,8] i prowadzi do kompletnego sformułowania momentu-FSI w warunkach sprzężenia z thermal-FSI i mass-FSI. Nie mniej, pomierzenie wielkości współczynnika Maxwella i jego numerycznie adaptacji wymaga szeregu nowych analiz.

6. Skok von Smoluchowskiego w thermal-FSI

Należy poczynić uwagę, by efektu skoku temperatury nie utożsamiać z efektem termicznej transpiracji Maxwella. O ile ten drugi wnosi przyczynek do zjawiska zwiększenia transportu w kierunku przepływu, o tyle ten pierwszy wiąże się z nieciągłością, lub też niejednoznacznością temperatur ścianki i płynu w jej pobliżu, w kierunku normalnym do powierzchni ścianki. Zaproponowany już w 1910 roku przez

Smoluchowskiego model [10] zakłada, że da się wprowadzić pewien parametr charakterystyczny, l_θ , czyli długość skoku, która wiąże się z modelem strumienia ciepła Stokesa (1851) w następujący sposób:

$$\alpha_f\big(T_f-\theta\big)+\vec{q}_f\cdot\vec{n}=0. \tag{5}$$

Gdzie $\vec{q}_f=\lambda_f \mathrm{grad}\, T_f$ określony jest prawem Fouriera, zaś θ jest nieznaną temperaturą powierzchniową. Długość skoku temperatury zdefiniował Smoluchowski jako [10]: $l_\theta=\lambda_f/\alpha_f$ w analogii do długości poślizgu Naviera. Uogólnione sformułowanie tego warunku skoku, adekwatne dla thermal-FSI, zaproponowane w IMP PAN, ma natomiast postać:

$$\begin{gathered}\partial_t\big(c_{p,2}\theta\big)+div_2\big(c_{p,2}\theta\vec{v}_{slip}\big)-\theta\overleftrightarrow{I_2}\vec{v}_{slip}+div_2(\lambda_2 grad_2\theta)+\\+\alpha_f\big(T_f-\theta\big)+\alpha_s(T_s-\theta)+\ \vec{q}_f\cdot\vec{n}+\vec{q}_s\cdot\vec{n}=0\end{gathered}\ . \tag{6}$$

gdzie indeks 2 należy odczytywać jako „dwuwymiarowy”, np. dwuwymiarowy tensor metryczny $\overleftrightarrow{I_2}=\overleftrightarrow{I_3}-\vec{n}\otimes\vec{n}$. To równanie w szczególnym przypadku przechodzi w klasyczne równanie (2).

Podsumowanie

Z powyższych badań wynika, iż zagadnienie sprzężeń w FSI wymaga ponownego sformułowania. Eksperymenty benchmarkowe dotyczące sprzężeń z mass-FSI są również pożądane. Jeden z nich znajduje się w Wojskowej Akademii Technicznej w laboratorium pułkownika P. Jóźwika [11]. Toteż mówiąc o sprzężeniach nie możemy pominąć zasadniczego problemu w mass-FSI jakim jest model skoku koncentracji składnika. Szczególnie, że taki skok ma miejsce, gdy jest to mieszanina reagująca a ścianki kanału katalizują reakcję. Model zaproponowany przez Lewisa w 1924 roku na warunek brzegowy dla koncentracji c ma postać [11]:

$$\beta(c-c_{wall})+\vec{j}\cdot\vec{n}=0, \tag{7}$$

gdzie strumień składnika jest określony prawem dyfuzji Ficka: $\vec{j}=D\,\mathrm{grad}\,c$. Domknięcie na odpowiednia długość skoku koncentracji zaproponowano w literaturze [11], gdzie opisuje się ją jako: $l_c=D/\beta\approx 0.03$ mm. Uogólniony model IMP PAN dla skoku koncentracji zdefiniowano następująco:

$$\partial_t(c_2\vartheta)+div_2\big(c_2\vartheta\vec{v}_{slip}\big)-\vartheta\overleftrightarrow{I_2}\vec{v}_{slip}+div_2(D_2 grad_2\vartheta)+\beta(c-\vartheta)+\vec{j}\cdot\vec{n}=0\ , \tag{8}$$

czyli w postaci analogicznej do postaci na skok temperatury. Tutaj, ϑ jest dwuwymiarowym stężeniem powierzchniowym.

Reasumując, problem sprzężenia modeli FSI ma swe źródła eksperymentalne. Należy wciąż poszukiwać benchmarkowych eksperymentów o łatwych parametrach charakterystycznych i prostej aranżacji stanowiska tak aby mogło być ono powtarzane na wszystkich placówkach zajmujących się FSI.

Bibliografia

[1] Kraszewski, B., Badur, J., Telega, J., Karwacki, J., Szwaba, R.(2025). Capturing thermal buckling using coupled Thermal Fluid-Solid Interaction numerical analysis, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 252, 127409.

[2] Ziółkowski, P.J., Bryk, M., Lemański, M., Madejski, P. (2025) Thermal-FSI of the impact of structural modifications on the stress in a nozzle box made of StE460 steel, 13th Wdzydzeanum Conference on Fluid-Solid Interaction,Wdzydze Kiszewskie 2025.

[3] Badur, J., Ziółkowski, P.J. (2026) The port-Hamiltonian formulation of thermodynamics – A new Perspectives. *Energies* 44(4) 324.
[4] Stanton, T.E. (1897) On the Passage of Heat between Metal Surfaces and Liquids in contact with them. *Philosophical Transactions of the Royal Society* A190 (London) pp67-88.
[5] Badur, J., Charun, H. (2007). Selected problems of heat exchange modeling in pipe channels with ball turbulisers. *Archives of thermodynamics*, Vol 28, No. 1, 65-87.
[6] Ziółkowski, P., Badur, J. (2018). On Navier slip and Reynolds transpiration numbers. Archives of Mechanics 70 (3), 269-300.
[7] Maxwell, J.C. (1879). On stresses in rarefied gases arising from inequalities of temperature. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, 170, 231–256.
[8] Badur, J., Ziółkowski, P.J., Ziółkowski, P. (2015). On the angular velocity slip in nano-flows. Microfluidics and Nanofluidics, 19, 191–198.
[9] Rojas-Cárdenas, M., Graur, I., Perrier, P., Meolans, J.G. (2011). Thermal transpiration flow: A circular cross-section microtube submitted to a temperature gradient, *Physics of Fluids*, 25, 031702.
[10] von Smoluchowski, M. (1910). Zur kinetischer Theorie der Transpiration und Diffusion verdunnter Gase. *Pogg. Ann*. 338, 1559 – 1570.
[11] Jóźwik, P., Karcz, M., Badur, J. (2011). Numerical modelling of the microreactor for thermocatalytic decomposition of toxic compounds. *Chem. Proc. Eng*. 32 (3), 215-227.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_51

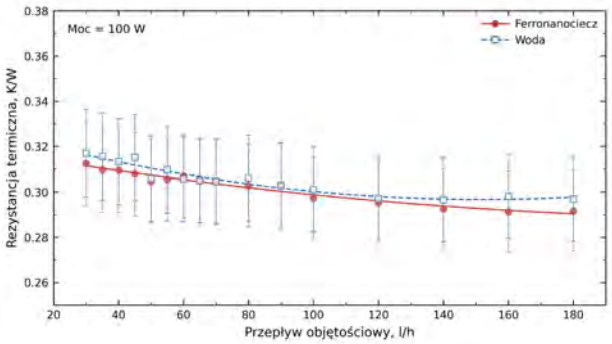
Eksperymentalna ocena zastosowania ferronanocieczy w chłodzeniu przepływowym elementu elektronicznego

OSKAR KAFKA, GABRIELA BĘBEN-KUCHARSKA, ROBERT MULKA, BARTOSZ ZAJĄCZKOWSKI

Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny
Wybrzeże Stanisława Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław
e-mail: robert.mulka@pwr.edu.pl

Słowa kluczowe: chłodzenie elektroniki, wymiana ciepła, ferronanociecz, rezystancja termiczna, chłodzenie przepływowe

Rosnąca gęstość mocy współczesnych układów elektronicznych powoduje konieczność stosowania wydajniejszych metod odbioru ciepła. Jednym z rozwiązań umożliwiających intensyfikację chłodzenia jest zastosowanie cieczowych układów przepływowych wykorzystujących nanociecze, w tym ferronanociecze, których zmienione właściwości termofizyczne mogą wpływać na efektywność chłodzenia.
Badania miały na celu określenie wpływu rodzaju cieczy, przepływu objętościowego i mocy cieplnej na rezystancję termiczną układu oraz ocenę, czy zastosowanie ferronanocieczy zapewnia efekt większy niż wynikający ze zmiany jej właściwości termofizycznych.
Eksperymenty przeprowadzono na stanowisku do chłodzenia przepływowego elementu elektronicznego, wyposażonym w mikrokanałowy blok cieczowy, pompę, przepływomierz, radiator oraz układ pomiaru temperatury. Badano wodę i ferronanociecz MSG W10 z cząstkami magnetytu (3.4 obj.%) przy przepływach 30–180 l/h i limitach mocy 80–140 W, zmienianych co 20 W.



Rys. 1. Zależność rezystancji termicznej od przepływu objętościowego dla wody (niebieskie kwadraty) i ferronanocieczy (czerwone koła) dla mocy cieplnej 100 W.

Uzyskane wyniki (rys. 1.) wskazały, że wzrost natężenia przepływu prowadził do obniżenia rezystancji termicznej dla obu badanych cieczy. Największy spadek rezystancji termicznej obserwowano przy małych i średnich przepływach. Spłaszczenie charakterystyk przy większych przepływach może wynikać z malejącego udziału oporu konwekcyjnego w całkowitej rezystancji cieplnej układu.
Wyniki eksperymentalne porównano z oszacowaniami opartymi na korelacji Dittusa–Boeltera, uwzględniającej liczby Reynoldsa i Prandtla. Pozwoliło to ocenić, czy ferronanociecz wykazuje dodatkowy efekt intensyfikacji wymiany ciepła wykraczający poza wpływ zmian właściwości termofizycznych cieczy. Analiza wskazała, że zmiana właściwości

termofizycznych ferronanocieczy może zwiększyć współczynnik przejmowania ciepła maksymalnie o około 2,6%. Dla ferronanocieczy uzyskano nieznacznie niższe wartości rezystancji termicznej niż dla wody, a różnice nie przekraczały kilku procent.

Obserwowane różnice były porównywalne co do rzędu wielkości z efektem oczekiwanym na podstawie zmian właściwości termofizycznych ferronanocieczy. W badanej konfiguracji nie stwierdzono dodatkowego efektu cieplnego, który można byłoby jednoznacznie przypisać lokalnym polom magnetycznym.

Niewielkiej poprawie cieplnej towarzyszyły zwiększone opory przepływu oraz obserwowane osadzanie cząstek w elementach układu. Zastosowanie MSG W10 zapewniało niewielką korzyść cieplną, którą należy rozpatrywać łącznie z większym zapotrzebowaniem na moc pompy i tendencją do osadzania cząstek.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_52

Experimental Assessment of Mass Transfer Process in Marine Ejector Scrubbers

Jerzy GAGAN[(1)], Kamil ŚMIERCIEW[(1)], Dariusz BUTRYMOWICZ[(1)]*, Michał ŁUKASZUK[(1)], Paweł JAKOŃCZUK[(1)], Adam DUDAR[(1)], Mateusz KĘDZIERSKI[(2)],Tadeusz ZIELIŃSKI[(3)]

[(1)]Bialystok University of Technology, Wiejska 45C, Białystok, 15-351, Poland, d.butrymowicz@pb.edu.pl
[(2)]Gdansk University of Technology, Narutowicza 11/12, 80-233 Gdansk, Poland
[(3)]Marine Project Ltd., Sienna 45, Gdansk, 80-605, Poland

Keywords: ejector-based scrubber; two-phase mixing; SOx emission control; exhaust gas treatment; marine decarbonisation

The paper provides with experimental assessment of the jet-ejector scrubber intended for marine flue gas desulphurisation. The unit, designed as a modular array of nozzles with a cylindrical mixing section, was tested under real operating conditions on a 40 kW laboratory scale unit, and prototype for 250 kW marine diesel engine. The desulphurisation performance for laboratory scale ejector scrubber has been investigated to find limitations entrainment and compression ratios required. On this basis the extensive research of mass transfer performance was evaluated using SO_2 absorption efficiency and the corresponding mass transfer coefficient, determined from 1 549 experimental data points for 0.25 MW unit. A correlation for the Sherwood number was derived as a function of the Reynolds and Schmidt numbers, achieving a coefficient of determination $R^2 = 0.968$. The developed mass transfer correlation provides a practical tool for optimising the geometry and operating parameters of ejector-based scrubbers, supporting the design of compact, low-maintenance exhaust gas cleaning systems for medium-power marine engines.

INTRODUCTION

Marine vessels are a major source of atmospheric pollution, emitting sulphur oxides (SOx), nitrogen oxides (NOx) and particulate matter as a result of large-scale combustion of fossil fuels [1–4]. The continued growth of maritime transport has increased fuel consumption and associated emissions, making it a significant environmental concern. Among the pollutants, SO_2 is of particular importance due to its role in acidification and adverse health effects.

To address these impacts, the International Maritime Organization (IMO) introduced stricter sulphur limits under the “IMO 2020” amendment to Annex VI of the MARPOL Convention, reducing the permissible sulphur content in marine fuels from 3.5 % to 0.50 % m/m outside Emission Control Areas [5]. This regulation, projected to cut global SO_2 emissions from ships by up to 85 %, can be met either by using low-sulphur fuels or by installing exhaust gas cleaning systems.

Wet scrubbers are currently the most widely used technology for SO_2 removal at sea, relying on the solubility of sulphur oxides in water. However, conventional designs typically require tall absorber columns to ensure adequate gas–liquid contact time. This increases integration complexity on board, affects vessel stability and centre of gravity, and makes retrofitting costly and time-consuming. These constraints have encouraged the search for more compact and easily integrated solutions.

One innovative and promising alternative is the liquid–gas ejector scrubber, which operates at low pressure and uses a high-velocity liquid jet to entrain and mix with the exhaust gas [6]. This process creates intense turbulence and a large interfacial area, both of which are critical for efficient mass transfer, while eliminating moving parts and reducing maintenance requirements.

A schematic of such a device is shown in Fig. 1, illustrating the key components: the motive nozzle, suction chamber and mixing section. In this configuration, the working liquid accelerates through the nozzle, entraining the exhaust gas into the mixing section where intensive two-phase mixing promotes SO_2 absorption.

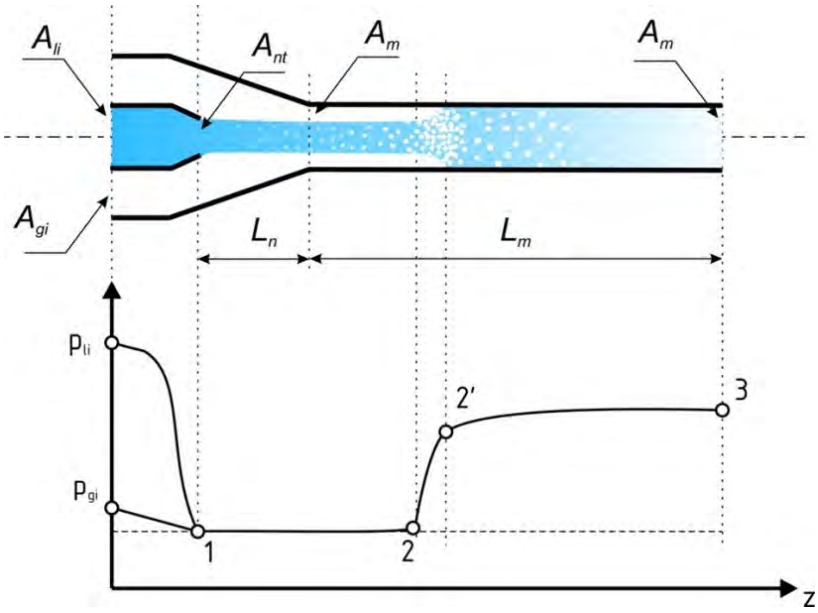


Figure 1. Schematic of a liquid–gas ejector scrubber, along with pressure profiles of motive water and entrained flue gases. [Source: own elaboration]

Liquid–gas ejectors have been applied in various industries due to their simplicity and reliability [7–9], including water treatment, oil and gas, and ballast water processing [10, 14]. Previous research has explored the influence of nozzle geometry and operating parameters on entrainment ratio and mixing efficiency [11–13], and computational fluid dynamics (CFD) studies have been used to predict flow structures and performance. However, most of these studies have focused on generic liquid–gas systems, with limited attention to flue gas desulphurisation in marine applications, where operating conditions, space constraints and integration requirements differ substantially. Although the present authors have performed extensive research on the ejector scrubber performance in previous research [15], there is still gap in the knowledge of mass transfer process in the mixing section of the ejector scrubbers. In addition, no limitations for the ejector scrubber operation have been identified up to date. The above are the main motivations for the present research.

The experimental plan and facility layout used to investigate the performance of the liquid–gas ejector scrubber are described in the following section. The full-scale investigations conducted on a marine unit equipped with a 250 kW engine were preceded by laboratory experimental studies of the ejector scrubber performed using a 40 kW engine at the refrigeration laboratory of Bialystok University of Technology.

1. APPARATUS AND METHODS

The experimental test rig enables investigations of the flow characteristics of the ejector scrubber as well as the efficiency of exhaust gas cleaning from sulphur compounds generated by the operation of a 40 kW internal combustion engine.

The operating principle of the scrubber is based on a two-phase ejector, in which seawater with a given salinity and pH acts as the motive fluid. The supply pump delivers water to the scrubber driving nozzle at the required mass flow rate and pressure. For the motive flow supplied to the ejector, the mass flow rate is determined using a mass flow meter, while pressure and temperature are measured simultaneously. The amount of water supplied to drive the ejector is regulated by adjusting the pump discharge pressure through changes in the pump rotational speed.

The motive jet entrains exhaust gases extracted from a regenerative heat exchanger, in which the exhaust gases can either be cooled or allowed to flow without cooling, depending on the experimental requirements. On the exhaust gas side, the mass flow rate of the exhaust gases produced by the internal combustion engine, as well as their pressure and temperature, are measured according to the sensor layout shown in Fig. 2.

The parameters of the water–exhaust gas mixture leaving the two-phase ejector are determined based on pressure and temperature measurements. The water stream exiting the ejector is directed to a separation tank, where the cleaned exhaust gases are separated from the water. This configuration also enables chemical analysis of the water after passing through the scrubber.

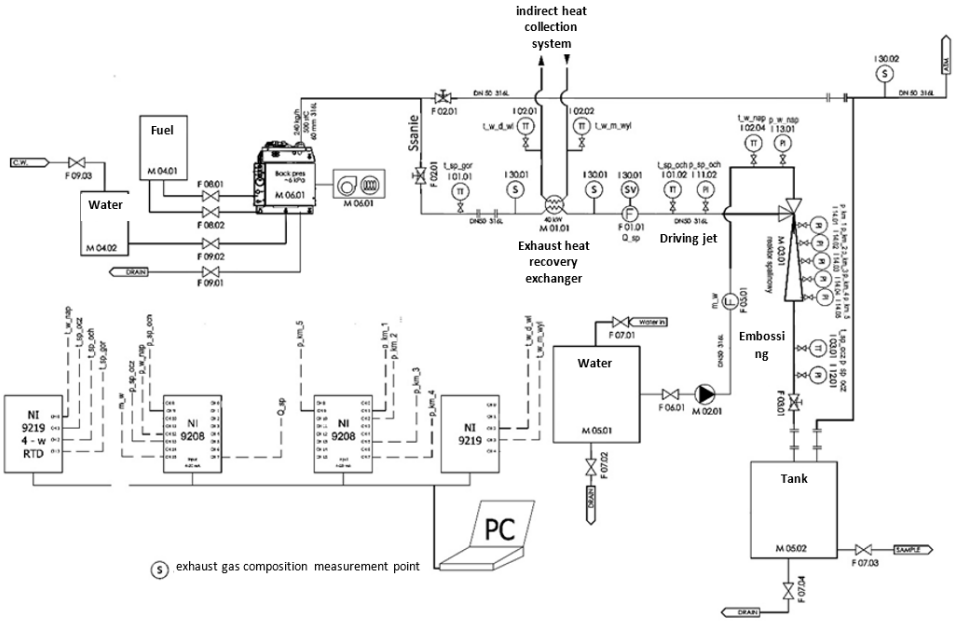


Figure 2. Schematic diagram of the experimental test rig for investigation of the exhaust gas cleaning scrubber. [Source: own elaboration]

Figure 2 shows the locations of the individual measurement devices installed on the test rig. Their designations and technical specifications are summarized in Table 1. The measurement and control system consists of sensors and transducers measuring physical quantities installed on the experimental test rig (Fig. 2), automation actuators, a data acquisition unit, and supervisory

software installed on a PC. The measurement system includes the following instruments: static pressure transducers, temperature sensors, liquid flow meters, an exhaust gas flow meter.

Signals from the pressure transducers and liquid flow meters were acquired using 20 mA current-loop measurement modules. Temperature measurements were performed using dedicated modules compatible with Pt100 sensors. In addition, the measurement and control system enables control functions. Analogue output modules (0–20 mA) of the control and measurement system were used to regulate the operation of the test rig actuators, such as control valves and pumps. Table 1 presents the parameters of the measurement channels and measurement modules.

A National Instruments cRIO data acquisition and control system was used for measurement and control tasks, enabling simultaneous execution of measurement and control functions. This type of system allows operation under PC supervision. The purpose of the system is to record the operating parameters of the installation based on signals acquired from sensors and measurement transducers, as well as to monitor the operation of the setup and regulate selected operating parameters of the test rig.

Table 1. List of measuring system components

	specification	range	unit	type of sensor/module	type in/out
1	Nominal exhaust gas volume flow	0 - 8.51	m^3/min	Deltatop DP61D + PMD75	4-20 mA
2	Exhaust gas pressure at the inlet to the exchanger	0 - 6	bar abs	PC-28	4-20 mA
3	Exhaust gas pressure at the outlet to the exchanger	0 - 6	bar abs	PC-28	4-20 mA
4	Water pressure at the cleaning side nozzle	0 - 16	bar abs	PC-28	4-20 mA
5	Water jet on the cleaning jet drive	0 - 30k	kg/h	EH Promass E DN 15	4-20 mA
6	Exhaust gas temperature at the inlet to the exchanger	0 - 500	°C	TP-207	Pt 100
7	Flue gas temperature at the exchanger outlet	0 - 500	°C	TP-207	Pt 100
8	water temperature at the cleaning side nozzle	-10 ÷ 150	°C	TP-207	Pt 100
9	water temperature at the outlet of the cleaning jet	-10 ÷ 150	°C	TP-207	Pt 100
10	Mixing chamber pressure 1	0-3	bar abs	EH Cerabar M	4-20 mA
11	Mixing chamber pressure 2	0-3	bar abs	EH Cerabar M	4-20 mA
12	Mixing chamber pressure 3	0-3	bar abs	EH Cerabar M	4-20 mA
13	Mixing chamber pressure 4	0-3	bar abs	EH Cerabar M	4-20 mA
14	Mixing chamber pressure 5	0-3	bar abs	EH Cerabar M	4-20 mA
15	water temperature at the inlet of the regenerative exchanger	- 10 ÷ 150	°C	TP-207	Pt 100
16	water temperature at the outlet of the regenerative exchanger	- 10 ÷ 150	°C	TP-207	Pt 100

Temperature measurements were performed using Pt100 sensors with an accuracy of ±0.15 K in the range from −10 to 150 °C and ±0.2 K in the range from 0 to 500 °C. Pressure was measured using pressure transducers with an accuracy of 0.25% of the full measurement range. The mass flow rate of water was measured with an accuracy of 0.1% of the measured value, while the volumetric flow rate of exhaust gases was measured with an accuracy of ±2%.

Figure 3 presents a view of the test rig used for investigating the operating parameters of the exhaust gas cleaning scrubber for a 40 kW engine (left), as well as the test rig for marine-scale investigations with a maximum power of 250 kW (right).



Figure 3. View of the experimental test rigs used for investigations of the ejector scrubber with a 40 kW engine (left) and with an engine rated up to 250 kW (right). [Source: own elaboration]

Table 2. Operating parameters of the scrubber for nozzles with different throat diameters [Source: own elaboration]

Parameters		NOZZLE					
		1.5 mm	2.0 mm	2.5 mm	3.0 mm	4.5 mm	6.0 mm
water pressure drive	[bar]	15.6	15.6	15.6	15.8	15.0	14.5
exhaust gas pressure	[bar]	1.11	1.03	1.06	1.19	1.43	1.62
mass flow of water	[kg/h]	235	420	601	730	2334	2999
exhaust gas volume flow	[m^3/min]	1.39	1.17	0.78	0.44	0.37	0.37
power used	[W]	102	182	261	321	972	1211
mixing wave identification	[yes/no]	No	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes
cleaning	[yes/no]	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes	Yes

As part of the preparatory investigations preceding the study of SO_2 exhaust gas cleaning in the scrubber installed on the 250 kW engine test rig, a series of experimental tests were carried out using the 40 kW engine setup. In the experimental campaign, ejector scrubbers equipped with nozzles of different throat diameters were tested. The applied nozzle throat diameters were 1.5 mm, 2.0 mm, 2.5 mm, 3.0 mm, 4.5 mm, and 6.0 mm.

The experiments were conducted with the scrubber supplied with liquid at a pressure of 15 bar. The pressure of the entrained exhaust gases varied from 1.03 bar (abs) to 1.6 bar (abs). Table 2 presents the obtained results in terms of the formation of the mixing shock wave and the exhaust gas cleaning effectiveness as a function of the nozzle throat diameter. Exhaust gas analysis was performed using an ECOM J2KN portable gas analyzer.

In order to identify the occurrence of the mixing shock wave and determine its location, the mixing chamber was equipped with pressure measurement points. Figure 4 schematically illustrates the locations of the pressure sensors along the scrubber mixing chamber.

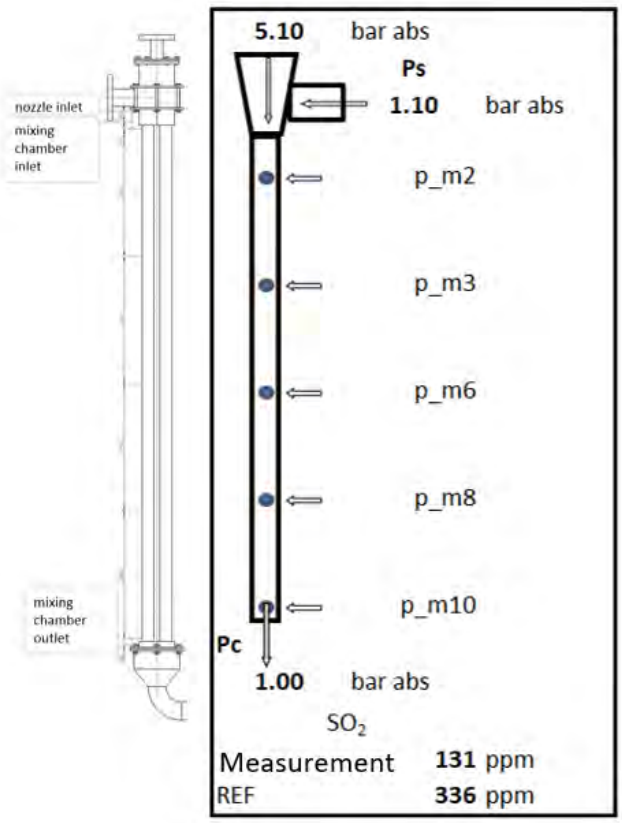


Figure 4. Schematic diagram showing the locations of pressure sensors along the scrubber mixing chamber. [Source: own elaboration]

An example pressure distribution along the scrubber obtained from measurements for a nozzle with a diameter of 2.5 mm is shown in Fig. 5. The time intervals during which exhaust gas samples were collected for SO_2 removal analysis are also indicated.

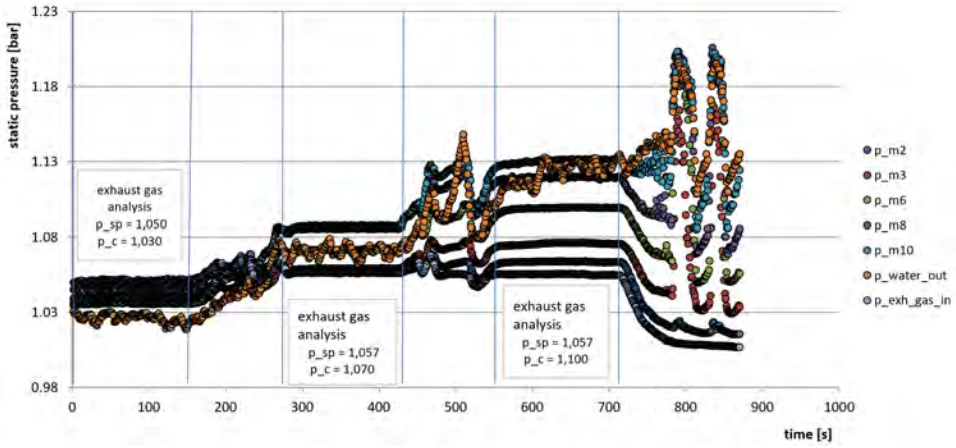


Figure 5. Pressure variation along the scrubber for a nozzle of the throat diameter of 2.5 mm. [Source: own elaboration]

Table 3. Average operating parameters for nozzles with 2mm and 3 mm diameters [Source: own elaboration]

Run No.	nozzle 2 mm					nozzle 3 mm				
	pn	ps	pc	Δp = ps-pc	SO_2	pn	ps	pc	Δp = ps-pc	SO_2
	[bar]	[bar]	[bar]	[kPa]	[ppm]	[bar]	[bar]	[bar]	[kPa]	[ppm]
1	5.1	1.10	1.00	9.65	131	5.1	1.12	1.01	10.84	21
2	7.4	1.10	0.99	10.65	112	7.7	1.11	1.02	9.40	15
3	10.0	1.10	0.99	10.71	98	10.2	1.10	1.02	8.16	11
4	15.1	1.09	0.99	10.26	73	15.0	1.08	1.02	6.38	10
5	5.1	1.06	1.03	2.83	13	5.2	1.04	1.04	0.50	12
6	7.5	1.05	1.03	1.73	6	7.6	1.05	1.04	0.46	7
7	10.0	1.05	1.04	1.09	0	10.1	1.06	1.05	0.53	3
8	15.1	1.05	1.05	0.09	0	15.1	1.06	1.05	0.58	0
9	5.1	1.11	1.09	1.38	0	5.2	1.05	1.05	0.21	0
10	7.4	1.12	1.10	1.26	0	7.6	1.05	1.05	0.01	0
11	10.6	1.10	1.10	0.60	0	10.1	1.06	1.06	0.04	0
12	15.1	1.05	1.06	-0.77	0	15.1	1.05	1.05	0.20	0
13	5.1	1.03	1.06	-2.95	0	5.2	1.06	1.07	-1.44	0
14	7.6	1.03	1.05	-2.60	0	7.6	1.05	1.08	-2.32	0
15	10.0	1.03	1.06	-3.00	0	10.1	1.05	1.08	-2.35	0
16	14.4	1.03	1.07	-4.47	0	15.1	1.05	1.07	-1.80	0
--	reference value SO2, ppm				**331**	reference value SO2, ppm				**333**

In addition, a series of experiments was conducted for scrubbers equipped with nozzles of 2.0 mm and 3.0 mm in diameter, during which the influence of the motive pressure on the exhaust gas cleaning performance was investigated. The scrubber was supplied with liquid at pressures of 5, 7.5, 10, and 15 bar. For each motive pressure, the effect of the pressure difference between the discharge and suction sides of the scrubber on the cleaning performance was examined. The mean values of the quantities recorded during the measurements are summarized in Table 3.

Based on the reports generated by the ECOM J2KN exhaust gas analyzer and the data presented in Table 3, an important conclusion can be drawn: effective removal of SO_2 compounds from the exhaust gases requires the occurrence of a mixing shock wave inside the scrubber. This wave forms when the discharge pressure exceeds the suction pressure, i.e., when p_s-p_c < 0 (Table 3). This indicates that the scrubber exhibits injector-like behaviour, meaning that it must compress the liquid–gas mixture. The higher the compression ratio, the more intense the shock wave is generated and the greater the desulphurisation effectiveness was observed. According to the obtained results, for the first half of the conducted measurement series, values of p_s-p_c > 0 or p_s-p_c ≥ 0 were observed. Under such conditions, the exhaust gas cleaning process is not complete.

Figures 6 and 7 present the values of the entrainment ratio for different motive pressure levels. The dashed lines indicate the operating characteristics corresponding to specific conditions within the range of the pressure difference p_s-p_c. The results clearly show that for p_s-p_c < 0, i.e., when the scrubber compresses the liquid–gas mixture, significantly lower entrainment ratios are obtained compared to the cases where p_s-p_c > 0. In the latter case, very high volumetric ratios of the entrained-to-motive flow are achieved; however, this occurs at the expense of very low cleaning efficiency.

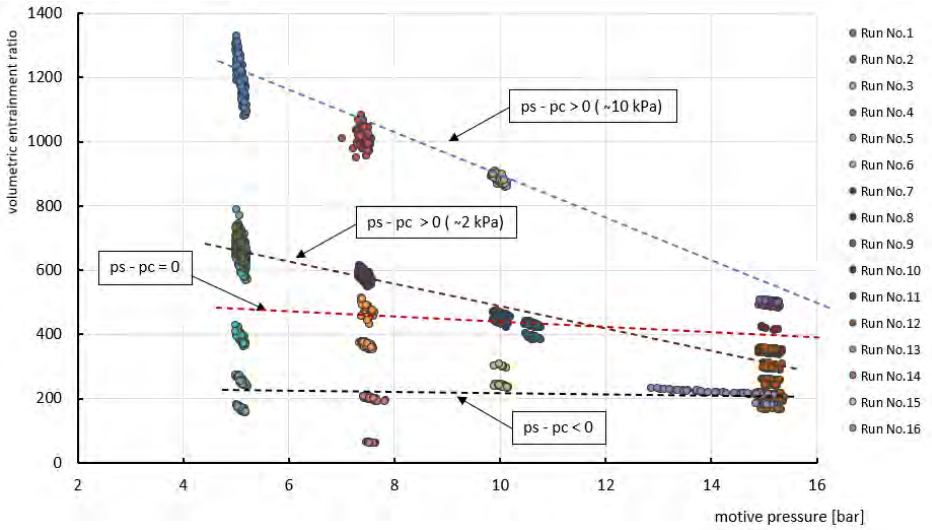


Figure 6. Entrainment ratio for the scrubber equipped with a nozzle of 2.0 mm diameter. [Source: own elaboration]

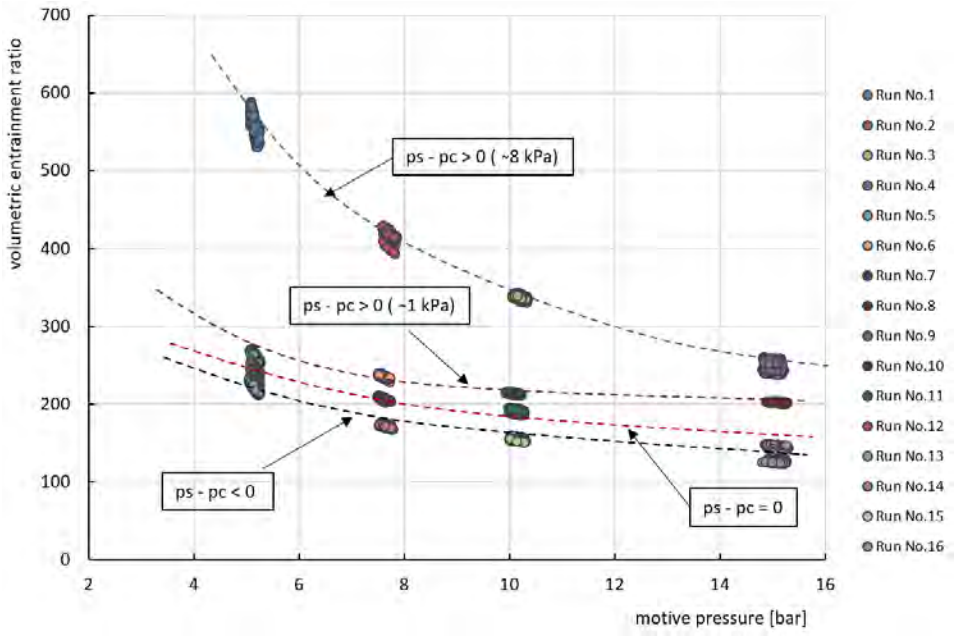


Figure 7. Entrainment ratio for the scrubber equipped with a nozzle of 3.0 mm diameter. [Source: own elaboration]

As can be seen from Table 3, for the nozzle with a diameter of 2.0 mm, sulphur compounds are present in the exhaust gases during the first six measurement series. In the first four series, the pressure difference between the suction and discharge sides of the scrubber is clearly greater than zero. The amount of sulphur compounds decreases with increasing motive pressure. In measurement series 5 to 8, the pressure difference is maintained at a minimal level slightly above zero. In this case, a similar trend is observed; however, in series 7 the sulphur compounds are completely removed. A similar behaviour is observed for the scrubber equipped with a nozzle of 3.0 mm diameter, where sulphur compounds are still detected up to measurement series 7. From measurement series 8 onward, complete removal of sulphur compounds from the exhaust gases is achieved.

A purpose-built liquid–gas jet scrubber was designed for operation with a 250 kW marine diesel engine, drawing on results obtained from earlier experimental investigations and numerical simulations. The device features a modular configuration composed of nine identical units, each incorporating a motive nozzle and a cylindrical mixing chamber (Fig. 4). Three geometric configurations were examined, corresponding to nozzle-to-mixing-chamber diameter ratios $b=A_{nt}/A_m$ of 0.067, 0.100, and 0.133. In all tested configurations, the motive nozzles were manufactured with sharp-edged inlets, while the ratio of mixing chamber length to diameter was maintained at a constant value of $L_m/D_m=25$.

The experimental campaign was conducted under full-scale operating conditions at a floating laboratory facility located at the Marine Projects Ltd. shipyard in Gdańsk. The installation was equipped with a Deutz MWM TD 232 V 12 diesel engine rated at 250 kW, coupled to a 250 kWe electrical generator, along with a seawater supply system, the jet scrubber unit, and auxiliary storage tanks. All components of the machinery system were installed inside containerized modules positioned on floating pontoons. Details of the measurement system components are given in Table 4.

Table 4. Details of the measurement system components. [Source: own elaboration]

description	range	unit
exhaust gas flow rate	0 - 8.51	m^3/min
exhaust gas pressure	0 – 6 (inlet/outlet)	bar abs.
exhaust gas temperature	0 – 500 (inlet/outlet)	°C
water pressure	0 – 16 (inlet) 0 – 10 (outlet)	bar abs.
water flow rate	0 - 30	kg/h
water temperature	-10 ÷ 150 (inlet/outlet)	°C
rotational speed of the pump motor	0 - 100	%
pressure along ejector	0 - 6	bar abs.

A schematic overview of the main process loops and measurement locations is presented in Fig. 8. The diesel engine, cooled by seawater, drives the generator, while the generated electrical power is dissipated in resistive loads, enabling precise control of the engine operating point. Exhaust gases may either be discharged directly to the atmosphere or directed to the jet scrubber for treatment. Seawater is delivered to the scrubber by a supply pump to achieve the required motive flow conditions. The resulting liquid–gas mixture leaving the scrubber enters a separation unit, where treated exhaust gases are released overboard and the contaminated water is removed via a dedicated outlet. Sampling ports installed downstream of the separator allow chemical analysis of the separated liquid phase.

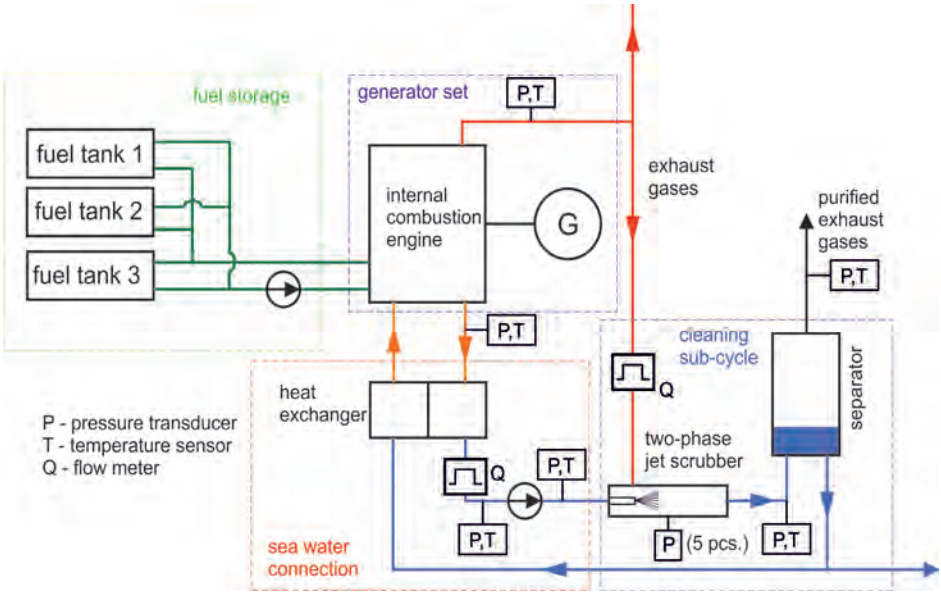


Figure 8. Schematic of the marine testing stand of maximum power 250 kW.
[Source: own elaboration]

The exhaust gas line was instrumented with flow meters, pressure and temperature sensors, as well as sampling ports located upstream and downstream of the scrubber. An analogous set of sensors was installed in the seawater loop to monitor flow rate, pressure, and temperature.

Data logging and control were performed using a National Instruments acquisition platform operated via LabVIEW software. For each steady operating point, a minimum of 100 measurements recorded at one-second intervals were averaged to obtain representative values. Pressure measurements were carried out using transducers with an accuracy of 0.25% of full scale, while temperatures were monitored with K-type thermocouples featuring an accuracy of ±0.2 K. Flow rates were measured using Coriolis-type flow meters with a stated accuracy of 0.15%.

Table 5. Experimental conditions and results of tested scrubbers operation.
[Source: own elaboration]

gas	unit	no engine load		engine load 50 kW		engine load 100 kW		engine load 200 kW	
		reference value no cleaning	scrubber operation	reference value no cleaning	scrubber operation	reference value no cleaning	scrubber operation	reference value no cleaning	scrubber operation
		jet ejector scrubber L/D = 25, fuel type SON120 with sulphur content 1.0624%							
CO	ppm	495	507	368	379	543	548	1070	1057
NO_2	ppm	157	173	487	511	657	685	885	905
SO_2	ppm	72	0	187	0	334	0	309	0
O_2	%	17.8	17.6	13.7	13.3	10.1	9	6.4	6.2
CO_2	%	2.5	2.6	5.2	5.4	7.8	8.4	10.5	10.3
SO_2/CO_2	-	28.8	0	35.96	0	42.82	0	29.43	0
		jet ejector scrubber L/D = 12.5, fuel type SON120 with sulphur content 1.0624%							
CO	ppm	522	529	388	393	482	489	794	828
NO_2	ppm	153	191	462	495	653	691	901	919
SO_2	ppm	80	0	185	0	317	0	437	0
O_2	%	17.86	17.54	13.92	13.31	10.18	9.2	7.55	6.87
CO_2	%	2.41	2.55	5.1	5.37	7.73	8.33	9.64	9.84
SO_2/CO_2	-	33.2	0	36.3	0	41	0	45.3	0
		jet ejector scrubber L/D = 25, fuel type CON120 with sulphur content 1.4750%							
CO	ppm	647	618	407	429	475	619	> 1100	>1100
NO_2	ppm	172	204	477	505	656	694	907	892
SO_2	ppm	169	0	320	0	490	0	701	2
O_2	%	17.1	16.97	13.96	13.45	10.23	9.17	6.5	5.69
CO_2	%	2.93	2.98	5.07	5.31	7.73	8.36	10.49	10.9
SO_2/CO_2	-	57.68	0	63.12	0	63.39	0	66.83	0.18

The chemical composition of the hot exhaust gases (CO, CO_2, NO_2, SO_2, O_2) was determined by TESMO Ltd. employing a SIEMENS ULTRAMAT 23 NDIR gas analyser in accordance with accredited sampling procedures. Analysis of the cooled exhaust gas stream was performed using an INFICON Micro GC 3000 gas chromatograph. The applied operating conditions and the corresponding performance results of the investigated scrubbers are summarized in Table 5. In all experimental cases, a constant motive water pressure of 1.0 MPa was maintained.

2. ASSESSMENT OF MASS TRANSFER COEFFICIENT

Because the device examined in this study functions as a liquid–gas ejector, its mass transfer behaviour must be interpreted within the framework commonly applied to ejector-type systems. In contrast to conventional spray or packed scrubbers, where mass transfer is primarily governed by

droplet contact area and spray characteristics, ejector-based scrubbers operate through intense turbulence generated by a high-velocity motive jet and the associated gas entrainment process. As a result, the effective mass transfer coefficient depends predominantly on parameters characteristic of ejector operation, including:

- mixing intensity, mainly controlled by the velocity of the motive liquid and the ejector geometry;
- interfacial area, which is linked to droplet size distribution and the prevailing two-phase flow structure;
- gas residence time, determined by the length-to-diameter ratio of the mixing chamber (Lm/Dm).

Strong turbulent mixing promotes efficient dispersion of the gas phase within the liquid, thereby increasing the available interfacial area for absorption. Extended residence times favour more complete dissolution of SO_2, while an appropriately selected Lm/Dm ratio further enhances mass transfer performance [16]. In addition, an enlarged gas–liquid interface, shaped by droplet formation mechanisms and flow regime transitions, contributes to accelerated transfer rates [17]. Owing to pronounced spatial variations in the flow structure along the mixing chamber, an average mass transfer coefficient representative of the entire section was therefore determined.

The sulphur dioxide concentrations at the inlet and outlet were calculated using the following formula:

$$C_{\mathrm{SO2}} = \frac{p}{RT} U_{\mathrm{SO2}} \tag{1}$$

Where: *p* and *T* are the exhaust gas temperatures and pressures at the inlet and outlet, respectively, *R* is the individual gas constant of sulphur dioxide, and U_{SO2} is volumetric concentration of sulphur dioxide. The mass flow density of the absorbed gas was determined as follows:

$$G_{\mathrm{SO2}} = \frac{\dot{m}_{gi}}{A_m \rho_{gi}} \left(C_{\mathrm{SO2,in}} - C_{\mathrm{SO2,out}} \right), \tag{2}$$

where $\dot{m}_{gi}$ is mass flow rate of flue gases at the inlet, A_m is mixing chamber wall surface area, and ρ_{gi} is density of flue gases at the inlet. The mass transfer coefficient was calculated as:

$$\beta_{\mathrm{SO2}} = \frac{G_{\mathrm{SO2}}}{\Delta C_{\mathrm{SO2,m}}} \ . \tag{3}$$

The equivalent liquid stream surface was assumed as the mass transfer surface: $A_m = \pi D_{nt} L_m$. Due to relatively small mass suction ratios, the following approximation for the average concentration difference was applied:

$$\Delta C_{\mathrm{SO2,m}} = \frac{C_{\mathrm{SO2,in}} - C_{\mathrm{SO2,out}}}{\ln \dfrac{C_{\mathrm{SO2,in}}}{C_{\mathrm{SO2,out}}}} . \tag{4}$$

The analysis presented in this work relies on a set of 1549 experimental data points collected during operation under real-world conditions. Such an extensive dataset enables the development of a more reliable empirical correlation specifically suited to jet ejector scrubbers used for exhaust gas cleaning.

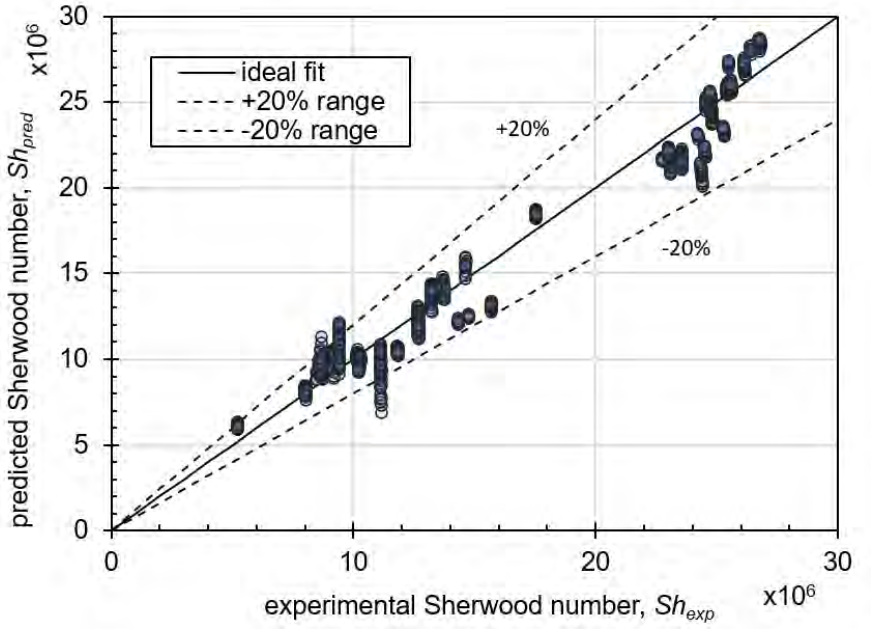


Figure 9. Comparison of predicted versus experimental Sherwood number. [Source: own elaboration]

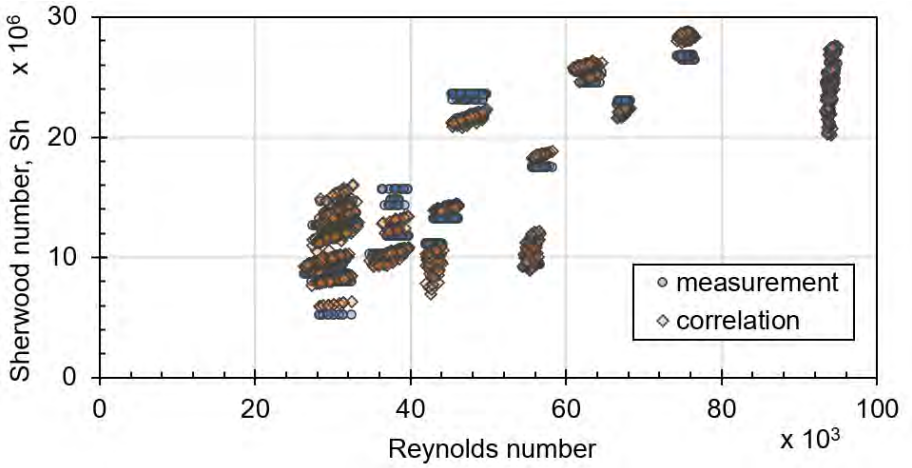


Figure 10. Relationship between Reynolds number and Sherwood number. [Source: own elaboration]

For the obtained values of the mass transfer coefficient, a criterion relationship was developed in the following form:

$$\mathrm{Sh} = 7.808 \cdot 10^{-12} b^{0.2251} \chi^{0.7156} \pi_o^{0.3073} \mathrm{Re}^{2.5646} \mathrm{We}^{-0.6721} \mathrm{Sc}^{1.8766}. \quad (5)$$

The developed correlation is based on the following dimensionless parameters: $\underline{b} = A_{nt}/A_m$ is geometric module defined as ratio of the motive nozzle throat to the mixing chamber cross section

surface areas; χ – volumetric entrainment ratio. The dimensionless criterial numbers used in the model are defined as follows:

$$\mathrm{Re} = \frac{w_{li} D_n}{\nu_l}, \tag{5a}$$

$$\mathrm{We} = \frac{\rho_l w_{li}^2 D_{nt}}{\sigma}, \tag{5b}$$

$$Sh = \frac{\beta D_n}{D_{SO2}}, \tag{5c}$$

$$\mathrm{Sc} = \frac{\nu_{gi}}{D_{SO2}}, \tag{5d}$$

where: w_{li} – scrubbing liquid velocity at the nozzle outlet (i.e. mixing chamber inlet); σ - surface tension, D_{nt} – nozzle throat diameter, D_n – motive nozzle throat diameter, ν_{gi} – kinematic viscosity of flue gases. The compression ratio is defined as:

$$\pi_o = \frac{p_{gi} - p_a}{p_d - p_a}, \tag{5e}$$

where: p_a – pressure in the separator; p_d – pressure at the separator outlet; p_{gi} – pressure of flue gases at the mixing chamber inlet. Sulphur dioxide diffusivity coefficient was assumed as $D_{SO2} = 1.83 \cdot 10^{-9}$ m^2/s [18,19].

The proposed correlation has been based on the following range of dimensionless parameters: $26\ 300 \le Re \le 94\ 900$; $5\ 313 \le We \le 41\ 327$; $211 \le \chi \le 1\ 329$; $4.44 \cdot 10^{-3} \le b \le 10.0 \cdot 10^{-3}$; $0.0091 \le \pi_o \le 0.93$.

The mass transfer correlation proposed in eq. (5) shows a strong consistency with the experimental dataset within the investigated operating range, yielding a coefficient of determination of $R^2 = 0.968$. This level of agreement indicates that the formulation successfully reflects the prevailing transport phenomena governing the process under the examined conditions and can therefore be considered a useful tool for the design and optimization of jet ejector scrubbers. Nevertheless, further experimental verification would be necessary to evaluate its validity outside the parameter space covered in this study.

A comparison between the calculated and measured Sherwood numbers is illustrated in Fig. 9. The results reveal a high degree of correspondence between predictions and experiments, particularly for Sherwood numbers exceeding 15×10^6, where deviations remain limited. At lower Sh values, a wider dispersion of errors is observed, which may be attributed to the increasing influence of turbulence intensity and local flow non-uniformities on mass transfer processes. Despite these deviations, no systematic bias toward overprediction or underprediction is evident, supporting the overall robustness of the proposed correlation within the analysed operating regime.

Given that mass transfer in turbulent two-phase flows is inherently linked to flow dynamics, examining the relationship between the Sherwood and Reynolds numbers provides additional insight into the role of momentum transport in enhancing transfer efficiency. Accordingly, Fig. 10 compares the predictions obtained using eq. (5) with experimental results over a range of Reynolds numbers.

CONCLUSIONS

This paper provides with the analysis of mass transfer in an ejector scrubber designed for marine flue gas desulphurisation. The analysis is based on the extensive dataset obtained from tests on a 250 kW diesel engine operating under real marine conditions. Key findings are as follows:

- Limitations of the desulphurisation process inside the ejector scrubber based on assessment of entrainment ratio of flue gases as well as compression ratio produced in the scrubber have been identified. There has been demonstrated effective desulphurisation process occurring under even weak mixing shock wave conditions.
- The proposed mass transfer correlation, based on 1 549 experimental data points, demonstrated strong agreement with measurements (R^2=0.968), effectively capturing the influence of hydrodynamics on mass transfer.
- The derived correlation for desulphurisation efficiency reproduced experimental trends across the studied operating range, with minimal deviation in the high-efficiency regime.
- The developed mass transfer correlation provides a practical tool for optimising the geometry and operating parameters of ejector-based scrubbers, supporting the design of compact, low-maintenance exhaust gas cleaning systems for medium-power marine engines.

The proposed approach can be adapted to similar liquid–gas ejector applications, although further validation is recommended to confirm its applicability beyond the tested operating conditions.

AKNOWLEDGEMENTS

The research results presented in the paper are supported by the National Centre of Research and Development, Contract No. POIR.04.01.04-00-0042/20-00. The authors would like to thank Tesmo LTD for providing a certified measurement system and for performing their evaluation tests and detailed analyses of the samples.

REFERENCES

[1] Chin, T., Tam, I., Yin C.Y., 2023. Wet scrubbing process with oxidation and reduction in series for removal of SO2 and NO from marine diesel engine exhaust*, Chemical Engineering Journal 464, 142299, https://doi.org/10.1016/j.cej.2023.142299*

[2] Viana, M., Hammingh, P., Colette, A., Querol, X., Degraeuwe, B., de Vlieger, I., van Aardenne, J. 2014. Impact of maritime transport emissions on coastal air quality in Europe*. Atmos Environ 90, 96–105,* https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2014.03.046

[3] Xia, C., Wei, Z., Yongming, F., Tong, W., Yuanqing, Z., Majed, S., Xuefei, W., Weijian, Z. 2022. Investigation on Control Strategy Optimisation of Harsh Transient Condition for a Marine Natural Gas Engine, *Ships and Offshore Structures 18(9), 1286–99. doi:10.1080/17445302.2022.2116213*

[4] Zhu, Y., Zhou, W., Xia, C., Hou, Q. 2022. Application and development of selective catalytic reduction technology for marine low-speed diesel engine: trade-off among high sulfur fuel, high thermal efficiency, and low pollution emission*, Atmosphere 13(5), 731,*
https://doi.org/10.3390/atmos13050731

[5] Protocol MARPOL 73/78 Anex VI – Regulation of Air pollution from ship*, 2005, MARPOL Annex VI and the Act To Prevent Pollution From Ships (APPS) | US EPA*

[6] Butrymowicz, D., Gagan, J., Łukaszuk, M., Śmierciew, K., Pawluczuk, A., Kędzierski M,. Zieliński T. 2021. Experimental validation of new approach for waste heat recovery from combustion engine for cooling and heating demands from combustion engine for maritime applications*, Journal of Cleaner Production 290, 125206, 10.1016/j.jclepro.2020.125206*

[7] Chen, X., Omer, S., Worall, M., Riffat, S. 2013. Recent developments in ejector refrigeration technologies*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 19, pp. 629–651,*
https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.028

[8] Ismagilov, A.R., Spiridonov, E.K., Belkina, O.V. 2017. Liquid Jet Ejector Efficiency Improvement*, Procedia Engineering 206, pp.99–106,* https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.444

[9] Zhang, H., Zou, D., Yang, X., Mou, J., Zhou, Q., Xu, M. 2022. Liquid–Gas Jet Pump: A Review. *Energies 15, 6978.* https://doi.org/10.3390/en15196978

[10] Ponomarenko, V., Pushanko, N., Khitriy, Y., Liulka, D., Babko, E. 2017. Research of operation of liquid-gas ejectors with compact and dispersed jets of liquid*. Technology Audit and Production Reserves 4/1 (36), pp. 4–10.* https://doi.org/10.15587/2312-8372.2017.109048
[11] Rahman, F., Umesh, D.B., Subbarao, D., Ramasamy, M. 2010. Enhancement of entrainment rates in liquid–gas ejectors*, Chemical Engineering and Processing 49, pp. 1128–1135,* https://doi.org/10.1016/j.cep.2010.08.014
[12] Ren, J., Miao, C., Wu, Y., Li, Q., Xu, J., Zhang, L. 2022. Geometry dimension optimization of a liquid–gas vacuum ejector for MED-TVC system, *Applied Thermal Engineering 214, 118907,* https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118907
[13] Palani, K., Palani, S., Venkatakrishnan, P., Veerapatharan, G., Rahamathullah, M.R., Adhimoulame, K. 2013. A Numerical Analysis of Novel Liquid-Gas Jet Ejector, *International Journal of Engineering Research and Applications 3 (4), pp.1644-1654*
[14] Song, X., Cao, M., Shin, W., Cao, W., Kang, S., Park, Y. 2014. Numerical Investigation of a Liquid-Gas Ejector Used for Shipping Ballast Water Treatment, *Mathematical Problems in Engineering 2014, 259593,* http://dx.doi.org/10.1155/2014/259593
[15] Gagan J., Śmierciew K., Łukaszuk M., Pawluczuk A., Butrymowicz D., Kędzierski M., Zieliński T., Flue gas cleaning approach based on jet reactor prototype research, *Journal of Cleaner Production 418 (2023) 138033,* https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2023.138033
[16] Utomo, T., Jin, Z., Rahman, M., Jeong, H., Chung, H., 2008. Investigation on hydrodynamics and mass transfer characteristics of a gas-liquid ejector using three-dimensional CFD modeling, *Journal of Mechanical Science and Technology 22, 1821–1829.* https://doi.org/10.1007/s12206-008-0614-3
[17] Arunagiri, A., Regupathi, I., Murugesan, T. 2011. Interfacial area and mass transfer coefficients in liquid-gas ejectors. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering 45, 818–823.* https://doi.org/10.1134/S0040579511060029
[18] Li, X., Zhu, C., Lu, S., Ma, Y. 2013. Mass transfer of SO2 absorption with an instantaneous chemical reaction in a bubble column, *Brazilian Journal of Chemical Engineering 30 (3), pp. 551 – 562,* https://doi.org/10.1590/S0104-66322013000300013
[19] Tang, M.J., Cox, R.A., Kalberer, M. 2014. Compilation and evaluation of gas phase diffusion coefficients of reactive trace gases in the atmosphere: Inorganic compounds, *Atmos. Chem. Phys. 14, 9233–9247,* https://doi.org/10.5194/acp-14-9233-2014

Rozdział 10
Systemy energetyczne, OZE i magazynowanie energii

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_53

Symulacje numeryczne pracy zdecentralizowanego urządzenia wentylacji fasadowej z wykorzystaniem wymienników z materiałem zmiennofazowym

BEATA GALISZEWSKA[1], KRZYSZTOF GALISZEWSKI[2]

[1] Politechnika Świętokrzyska, Wydział Inżynierii Środowiska, Geodezji i Energetyki Odnawialnej
al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce
[2] Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn
al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce
[1] e-mail: bgaliszewska@tu.kielce.pl

Słowa kluczowe: zdecentralizowana wentylacja fasadowa, symulacje numeryczne, materiały zmiennofazowe (PCM), odzysk ciepła

Wentylacja fasadowa stanowi istotną alternatywę dla tradycyjnych systemów wentylacji w budynkach, w których występują ograniczenia stosowania wentylacji naturalnej oraz trudności w implementacji centralnych układów wentylacyjnych. Dotyczy to w szczególności obiektów modernizowanych oraz budynków o zwartej zabudowie, gdzie lokalne, zdecentralizowane rozwiązania mogą stanowić efektywny sposób zapewnienia wymiany powietrza przy jednoczesnym ograniczeniu strat energii.
W artykule przedstawiono wyniki symulacji numerycznych pracy zdecentralizowanego urządzenia wentylacji fasadowej wyposażonego w wymiennik ciepła wypełniony różnymi materiałami zmiennofazowymi (PCM). Analizę przeprowadzono z wykorzystaniem programu Ansys Fluent w oparciu o dane pochodzące z badań eksperymentalnych realizowanych w warunkach laboratoryjnych. W badaniach tych wyznaczono sprawność wymiany ciepła zarówno dla całego urządzenia, jak i dla samych wymienników.
Opracowano model symulacyjny 3D stanu nieustalonego. Materiał wypełniający wymiennik został odwzorowany bezpośrednio w modelu numerycznym poprzez implementację jego właściwości fizycznych, z uwzględnieniem ciepła przemiany fazowej. W pracy przedstawiono koncepcję modelowania numerycznego, przyjęte warunki brzegowe oraz sposób przygotowania geometrii i siatki obliczeniowej. Analiza obejmuje odwzorowanie cyklicznej pracy urządzenia w trybie nawiew–wywiew oraz wpływu zastosowanego wypełnienia na przebieg wymiany ciepła. Wyniki symulacji zestawiono z rezultatami badań eksperymentalnych, co umożliwiło ocenę poprawności przyjętych założeń modelowych oraz analizę różnic pomiędzy poszczególnymi wariantami wymienników.
Przedstawione podejście stanowi podstawę do dalszych analiz numerycznych zdecentralizowanych systemów wentylacji z odzyskiem ciepła z wykorzystaniem materiałów zmiennofazowych.

Wstęp

Współczesne budownictwo coraz częściej opiera się na zasadzie maksymalizacji szczelności przegród zewnętrznych, ponieważ ograniczenie niekontrolowanych strat ciepła jest jednym z podstawowych sposobów poprawy efektywności energetycznej. Taka strategia, choć korzystna z punktu widzenia bilansu energetycznego, prowadzi jednak do osłabienia naturalnej infiltracji i utrudnia zapewnienie wymaganej jakości powietrza wewnętrznego. W literaturze podkreśla się, że poprawa szczelności bez równoległego zaprojektowania właściwego systemu wentylacyjnego może skutkować wzrostem ryzyka kondensacji, pogorszeniem komfortu oraz wzrostem stężeń CO_2 [1, 2]. W tym kontekście rośnie znaczenie wentylacji mechanicznej i rozwiązań lokalnych, które można wdrożyć w modernizowanych obiektach bez konieczności prowadzenia rozbudowanych instalacji centralnych. Z tego powodu

zdecentralizowane urządzenia wentylacji fasadowej, w których jednostka odzysku ciepła jest wbudowana w przegrodę zewnętrzną, zaczęły być postrzegane jako ważna alternatywa dla klasycznych układów wentylacji nawiewno-wywiewnej [3, 4].

Rozwój tego typu systemów wynika nie tylko z potrzeby ograniczania strat energii, lecz również z ograniczeń architektonicznych i eksploatacyjnych typowych dla budynków istniejących. W budynkach modernizowanych, w zwartej zabudowie miejskiej oraz w obiektach o ograniczonej przestrzeni technicznej montaż rozbudowanych kanałów wentylacyjnych bywa trudny lub wręcz niemożliwy. Zdecentralizowana wentylacja fasadowa pozwala na lokalizację odzysku ciepła bezpośrednio w ścianie zewnętrznej, dzięki czemu skraca drogę transportu powietrza i zmniejsza straty przesyłowe. Literatura dotycząca wentylowanych fasad podkreśla, że ich skuteczność zależy od geometrii, sposobu wentylacji komory, charakterystyki przepływu oraz strategii sterowania, a także od klimatu i sposobu użytkowania budynku [5, 6]. Zestawienie tych czynników pokazuje, że fasada wentylowana nie jest rozwiązaniem jednorodnym, lecz rodziną układów o bardzo zróżnicowanej dynamice cieplno-przepływowej [7, 8].

W przypadku urządzeń z odzyskiem ciepła szczególnie ważne są właściwości wymiennika, ponieważ to on decyduje o końcowej temperaturze nawiewanego powietrza i o stopniu wykorzystania energii z powietrza wywiewanego. Przeglądy technologii odzysku ciepła wskazują, że w budownictwie mieszkaniowym i usługowym stosuje się wiele rozwiązań, od wymienników płytowych i obrotowych po układy akumulacyjne i regeneracyjne, a sprawności odzysku mogą być bardzo wysokie przy prawidłowym doborze parametrów pracy [9, 10]. Jednocześnie literatura zwraca uwagę, że przy małych strumieniach powietrza i cyklicznej pracy urządzeń sprawność rzeczywista może istotnie różnić się od wartości katalogowych, ponieważ na wymianę ciepła silnie oddziałują zjawiska nieustalone [11]. Właśnie z tego względu urządzenia fasadowe pracujące w trybie nawiew–wywiew stanowią interesujące pole badań, ponieważ ich sprawność nie wynika wyłącznie z cech materiałowych, ale również z przebiegu cyklu pracy, czasu trwania fazy nawiewu i wywiewu oraz zdolności wymiennika do akumulacji energii.

W literaturze dotyczącej wentylacji z odzyskiem ciepła materiałem szczególnego zainteresowania stały się materiały zmiennofazowe. Ich podstawową zaletą jest możliwość akumulacji znacznej ilości energii przy niewielkiej zmianie temperatury, dzięki czemu mogą one stabilizować temperaturę nawiewanego powietrza i zwiększać efektywność układów krótkookresowego magazynowania ciepła. Ogólne przeglądy dotyczące PCM w budynkach pokazują, że najczęściej stosowane są materiały organiczne, zwłaszcza parafiny i kwasy tłuszczowe, a zakres temperatur topnienia w aplikacjach budowlanych koncentruje się zwykle wokół warunków komfortu cieplnego [12, 13]. Mimo obiecujących właściwości PCM mają też istotne ograniczenia: niską przewodność cieplną, histerezę przemiany, ograniczony zakres efektywnego rozładowania oraz w niektórych przypadkach problemy bezpieczeństwa pożarowego [14, 15]. W praktyce oznacza to, że sam wybór PCM nie wystarcza; konieczne jest także odpowiednie ukształtowanie geometrii wymiennika i warunków przepływu, aby materiał rzeczywiście mógł oddawać i pobierać ciepło w cyklu pracy urządzenia.

W analizowanym nurcie badań dużą rolę odegrały prace dotyczące wentylowanych fasad z PCM w komorze powietrznej. Już badania eksperymentalne prowadzone na modelach dwukubaturowych wykazały, że zastosowanie PCM w fasadzie wentylowanej może poprawiać zachowanie cieplne obiektu zarówno w sezonie grzewczym, jak i chłodniczym, choć skuteczność tego rozwiązania zależy od sterowania i warunków klimatycznych [16, 17]. W kolejnych pracach pokazywano, że dobór temperatury topnienia i masy PCM decyduje o tym, czy materiał będzie pracował w pełnym zakresie przemiany fazowej, czy też tylko częściowo wykorzysta swój potencjał magazynowania ciepła [18]. Istotny wniosek płynący z tych badań jest taki, że fasada z PCM nie powinna być analizowana wyłącznie

jako statyczny element przegrody, lecz jako układ dynamiczny, którego efektywność zależy od krótkoterminowej zmienności obciążenia cieplnego, nasłonecznienia i intensywności przepływu powietrza.

W tym miejscu szczególnego znaczenia nabierają badania prowadzone z wykorzystaniem modelowania numerycznego. Symulacje CFD i symulacje systemowe pozwalają opisać ruch powietrza, wymianę ciepła w warstwach granicznych, przewodzenie w materiale PCM oraz efekty sprzężenia pomiędzy przepływem a akumulacją energii. Prace metodologiczne podkreślają, że dla wiarygodnej analizy urządzeń wentylacyjnych konieczne jest rozróżnienie między samą poprawnością kodu obliczeniowego a poprawnością modelu użytkownika i warunków brzegowych [19, 20]. W odniesieniu do wnętrz budynków i systemów nawiewnych klasyczne zalecenia dotyczące weryfikacji, walidacji i raportowania analiz CFD akcentują potrzebę porównywania wyników numerycznych z eksperymentem oraz prowadzenia obliczeń dla przypadków benchmarkowych przed przejściem do geometrii rzeczywistej [19]. To właśnie dlatego współczesne prace nad zdecentralizowanymi urządzeniami fasadowymi niemal zawsze łączą symulację z danymi laboratoryjnymi, a czasem także z pomiarami terenowymi.

W badaniach nad fasadową wentylacją zdecentralizowaną istotnym punktem odniesienia stały się urządzenia z ceramicznym magazynem ciepła. Parametryczne analizy laboratoryjne wykonywane dla takich układów potwierdziły, że cykliczna praca nawiewno-wywiewna może skutecznie wykorzystywać ciepło z powietrza usuwanego, ale jednocześnie ujawniły wrażliwość sprawności na geometrię wymiennika i czas trwania cyklu [4]. Następnie pojawiły się prace, w których z jednej strony badano rzeczywiste jednostki fasadowe z wymiennikami akumulacyjnymi, a z drugiej rozwijano modele systemowe i numeryczne pozwalające na ocenę wpływu klimatu na roczne zużycie energii [21]. Badania takie są ważne, ponieważ pokazują, że samo odzyskiwanie ciepła nie gwarantuje jeszcze sukcesu energetycznego; równie istotne jest to, czy układ da się dobrze zintegrować z obudową budynku, czy nie wprowadza nadmiernych oporów przepływu oraz czy współpracuje z automatyką budynkową w sposób dostosowany do zmiennych warunków zewnętrznych.

Na tym tle bardzo interesujące są prace dotyczące wymienników ciepła przeznaczonych specjalnie do zdecentralizowanych jednostek fasadowych. W badaniach laboratoryjnych nad wymiennikiem wypełnionym różnymi materiałami zmiennofazowymi wykazano, że konstrukcja o niewielkiej średnicy cylindrów, pracująca w krótkich cyklach, może osiągać wysoką sprawność temperaturową, zwłaszcza przy zastosowaniu oleju jojoba jako medium PCM [2]. Zwrócono przy tym uwagę, że efektywność zależy od współdziałania geometrii, czasu trwania cyklu i właściwości termofizycznych materiału. Dla małych średnic cylindrów ważna jest duża powierzchnia wymiany ciepła w stosunku do objętości PCM, ponieważ poprawia to tempo ładowania i rozładowania akumulacji. Jednocześnie różnice pomiędzy wynikami laboratoryjnymi a warunkami eksploatacyjnymi wskazują, że w rzeczywistym budynku należy uwzględnić oddziaływanie wiatru, wahań ciśnienia, zmiennej temperatury zewnętrznej oraz pracy wentylatorów rewersyjnych [22].

Właśnie dlatego tak duże znaczenie ma praca metodologiczna, w której zaproponowano dwa podejścia do modelowania numerycznego wymiennika PCM w urządzeniu wentylacji fasadowej. W pierwszym podejściu, oznaczanym jako metoda A, materiał wypełniający został odwzorowany bezpośrednio w geometrii modelu 3D, z uwzględnieniem właściwości materiałowych i ciepła przemiany fazowej. Drugie podejście, metoda B, opierało się na zewnętrznym skrypcie UDF, który definiował w czasie temperaturę ścianki cylindrycznych elementów wymiennika z uwzględnieniem akumulacji energii w PCM [3]. Z punktu widzenia modelowania stanów nieustalonych takie porównanie ma szczególne znaczenie, ponieważ pozwala ocenić, czy bardziej szczegółowy opis fizyczny rzeczywiście daje zauważalnie lepsze dopasowanie do eksperymentu, czy też można stosować prostszy opis

obliczeniowy bez istotnej utraty dokładności. W literaturze dotyczącej CFD ten problem pojawia się często: model bardziej złożony nie zawsze jest praktycznie lepszy, jeśli nie poprawia wiarygodności wyników w odniesieniu do danych pomiarowych [19, 20].

Istotny wkład do tego obszaru wniosły także badania nad innymi układami wentylacyjnymi wzbogaconymi o PCM. Eksperymentalno-numeryczna analiza solarnego wymiennika powietrznego z PCM integrowanego z oknem wentylowanym wykazała, że tego typu system może poprawiać komfort cieplny dzięki ciągłemu dostarczaniu wstępnie podgrzanego powietrza przy jednoczesnym wykorzystaniu energii słonecznej [23]. Z kolei badania numeryczne nad fasadą wentylowaną z makrokapsułkowanym PCM pokazały, że przy odpowiednim sterowaniu pracą wentylatorów można ograniczyć zużycie energii elektrycznej, ponieważ nadmierna intensywność wentylacji może zniwelować część zysków energetycznych wynikających z akumulacji ciepła [17]. W nowszych pracach nad panelami PCM w systemach wentylacyjnych wykazano również, że zwiększenie przewodności cieplnej paneli, optymalizacja ich grubości i dopasowanie warunków nawiewu do zakresu przemiany fazowej mogą wyraźnie zmniejszyć wahania temperatury powietrza na wylocie [24].

Wyniki te prowadzą do szerszego wniosku: nie tyle sam fakt obecności PCM decyduje o sukcesie układu, ile sposób jego integracji z przepływem powietrza. Z tego powodu wiele współczesnych opracowań poświęconych PCM w budownictwie podkreśla konieczność poprawy przewodnictwa cieplnego, stosowania dodatków przewodzących, odpowiedniej kapsułkacji i przemyślanej geometrii elementów wymiany ciepła [14, 25]. W praktyce inżynierskiej szczególnie cenione są rozwiązania, które łączą wysoką pojemność cieplną z niewielkim oporem przepływu, ponieważ tylko taki kompromis umożliwia zastosowanie w urządzeniach fasadowych o ograniczonych gabarytach. Przeglądy poświęcone poprawie przewodności PCM wskazują, że wśród najczęściej stosowanych dodatków znajdują się materiały węglowe i metalowe, natomiast główną barierą pozostaje nadal niska przewodność samego PCM i wynikające z niej spowolnienie procesu ładowania i rozładowania [26, 14].

W obszarze wentylacji budynków coraz wyraźniej widać też przejście od ocen wyłącznie energetycznych do ocen wielokryterialnych, obejmujących komfort, emisję CO_2, koszty eksploatacji i bezpieczeństwo użytkowania. Prace przeglądowe nad systemami typu double-skin i multi-skin pokazują, że ich skuteczność zależy od klimatu, sposobu otwierania komór, orientacji budynku, rodzaju osłon przeciwsłonecznych oraz sposobu kontroli przepływu [5, 27]. Systemy te są jednak trudne do uogólnienia, ponieważ brak jednej, uniwersalnej definicji optymalnej fasady wentylowanej, a efektywność w jednym klimacie nie musi przenosić się na inny [7, 28]. Z tego względu literatura coraz częściej akcentuje, że ocena systemu powinna być wykonywana dla określonego scenariusza użytkowania i dla rzeczywistego profilu klimatycznego, zamiast opierać się wyłącznie na stanach ustalonych lub na pojedynczych punktach pracy [29, 30].

Z punktu widzenia modelowania numerycznego jest to niezwykle ważne, ponieważ układ wentylacji fasadowej z PCM pracuje w sposób silnie nieustalony. Napływające powietrze zmienia temperaturę materiału, PCM przechodzi przez strefę topnienia lub krzepnięcia, a automatyka urządzenia przełącza kierunek przepływu. Taki układ wymaga poprawnego odwzorowania wymiany ciepła konwekcyjnej, przewodzenia w ściankach, akumulacji jawnej i utajonej oraz odpowiednio dobranych warunków brzegowych. W praktyce oznacza to, że obliczenia muszą uwzględniać także działanie wentylatorów rewersyjnych, rezystancję przepływu przez kanały, a w niektórych przypadkach także wpływ wiatru i ciśnienia dynamicznego na rzeczywisty strumień powietrza [24, 2]. W pracach laboratoryjnych pokazano, że zmiana czasu cyklu nawiew–wywiew wywołuje istotne różnice sprawności, dlatego właśnie analiza w funkcji czasu jest tutaj ważniejsza niż pojedynczy bilans energii [2, 37].

Zebrana literatura wskazuje również na stopniowe przesuwanie akcentu z samej wentylacji naturalnej ku hybrydowym rozwiązaniom, które łączą wymianę mechaniczną z odzyskiem ciepła i elementami magazynującymi energię. W systemach hybrydowych PCM może pełnić funkcję bufora, który wygładza skrajne temperatury i podnosi użyteczność krótkich impulsów powietrza nawiewanego. Przeglądy technologii PCM dla budownictwa chłodniczego podkreślają, że najlepsze efekty osiąga się przy odpowiednim dopasowaniu temperatury topnienia do zakresu pracy systemu oraz przy małych opóźnieniach między akumulacją i oddawaniem ciepła [13, 32]. Z kolei analizy wentylacji mechanicznej pokazują, że mimo rosnącej szczelności budynków konieczne jest ostrożne bilansowanie odzysku energii i wymaganej jakości powietrza, ponieważ nadmierne ograniczenie wymiany powietrza może prowadzić do pogorszenia warunków higienicznych [1, 33]. Dlatego właśnie zdecentralizowane urządzenie fasadowe z PCM wpisuje się w szerszy nurt poszukiwania rozwiązań lokalnych, energooszczędnych i łatwych do modernizacji.

W analizach numerycznych ważnym zagadnieniem jest także dobór skali modelu. Część badaczy stosuje modele systemowe, takie jak TRNSYS lub EnergyPlus, aby opisać dłuższe okresy pracy budynku i wpływ fasady na roczne zużycie energii [21], inni natomiast wykorzystują CFD do analizy lokalnego rozkładu temperatury i prędkości, szczególnie w obrębie wymiennika i kanału powietrznego [3]. Jeszcze inni łączą oba podejścia, traktując symulację wieloskalową jako najlepszy sposób uchwycenia zarówno dynamiki przepływu, jak i konsekwencji dla całego budynku [3, 23]. Taki kierunek wydaje się szczególnie zasadny w przypadku zdecentralizowanej wentylacji fasadowej, ponieważ urządzenie jest małe w skali architektonicznej, ale jego wpływ na komfort i bilans ciepła rozciąga się na cały lokal lub strefę użytkową. Z tego względu modele powinny być tak zbudowane, by łączyć precyzyjny opis lokalny z parametrami systemowymi, które decydują o całkowitej efektywności rozwiązania.

W literaturze coraz częściej pojawia się także problem wpływu doboru materiału akumulacyjnego na końcową skuteczność systemu. Badania z wykorzystaniem materiałów takich jak żwir, gips czy ceramika pokazują, że nawet bez przemiany fazowej można uzyskiwać satysfakcjonujące efekty magazynowania ciepła, jednak PCM oferuje dodatkową korzyść w postaci utajonego magazynu energii i potencjalnie lepszej stabilizacji temperatury [34, 31]. Z drugiej strony materiały takie jak woda, mimo dużej pojemności cieplnej, nie zawsze dają najlepszą sprawność w układach cyklicznych, ponieważ nie zapewniają tak korzystnego przebiegu wymiany w zakresie temperatur komfortu [2, 17]. Z tego powodu w literaturze podkreśla się, że porównywanie materiałów akumulacyjnych powinno uwzględniać nie tylko ich pojemność cieplną, lecz także kinetykę przemiany, histerezę, przewodność i zgodność z trybem pracy urządzenia.

Warto podkreślić, że obecny stan badań nie jest wolny od luk. Jedną z najważniejszych jest nadal ograniczona liczba analiz prowadzonych poza laboratorium, w warunkach rzeczywistej eksploatacji budynku. W badaniach terenowych zmieniają się wiatr, nasłonecznienie, temperatura zewnętrzna, ciśnienie i zachowanie użytkowników, a więc czynniki, które mogą istotnie zaburzać wyniki otrzymane w komorze klimatycznej [24, 39]. Literatura zwraca też uwagę na rosnącą potrzebę uwzględniania bezpieczeństwa pożarowego w przypadku PCM w fasadach oraz na konieczność oceny ekonomicznej i środowiskowej już na etapie projektowania [12, 15]. Właśnie dlatego modele numeryczne, takie jak opracowane w Ansys Fluent z wykorzystaniem różnych metod odwzorowania wymiennika, są nie tylko narzędziem obliczeniowym, lecz także etapem przejściowym między badaniami laboratoryjnymi a wdrożeniem rzeczywistym.

Z perspektywy metodologicznej najcenniejsza wydaje się możliwość porównania modelu bezpośrednio odwzorowującego PCM z modelem zastępującym materiał warunkiem brzegowym na ściankach wymiennika. Takie zestawienie pozwala sprawdzić, czy uproszczenie fizyki jest dopuszczalne, czy też

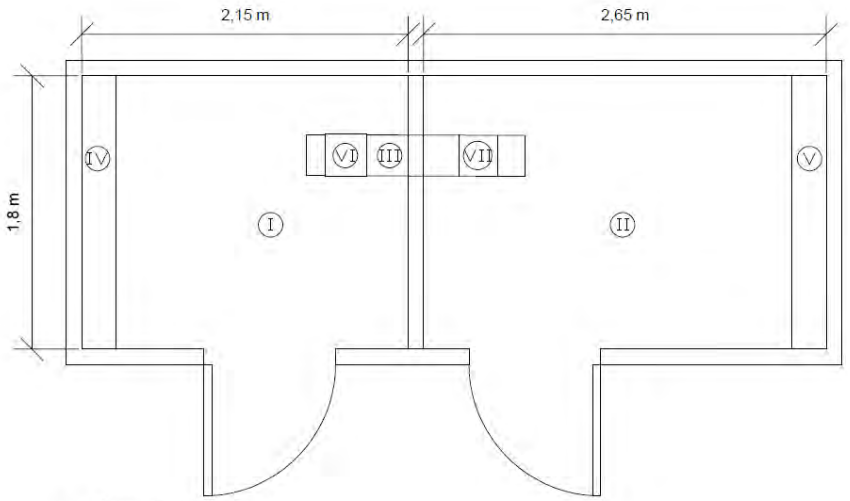
prowadzi do utraty istotnych efektów związanych z akumulacją utajoną. W literaturze CFD podobne pytania pojawiają się od lat i są rozstrzygane na drodze walidacji z eksperymentem, przy czym eksperyment musi być wystarczająco dobrze opisany, aby można było porównać temperatury, strumienie i przebiegi czasowe [19]. W przypadku zdecentralizowanej wentylacji fasadowej z PCM taka walidacja jest szczególnie cenna, ponieważ umożliwia późniejsze przechodzenie od pojedynczego urządzenia do symulacji całych układów budynkowych. Daje także podstawę do optymalizacji geometrii wymiennika, czasu cyklu oraz rodzaju PCM, a więc do projektowania systemów bardziej odpornych na zmienność klimatu i warunków eksploatacyjnych [3, 8].

Zebrane publikacje prowadzą do wniosku, że zdecentralizowana wentylacja fasadowa z wymiennikami PCM stanowi obiecujący kierunek rozwoju technologii wentylacji w budynkach modernizowanych i w zwartej zabudowie miejskiej. Jej atutem jest połączenie lokalności, odzysku ciepła i możliwości akumulacji energii w stosunkowo niewielkim elemencie fasady. Literatura pokazuje jednak równie wyraźnie, że skuteczność tego rozwiązania zależy od wielu współzależnych czynników: właściwości materiału zmiennofazowego, geometrii wymiennika, przebiegu cyklu nawiew–wywiew, warunków klimatycznych, strategii sterowania oraz jakości modelowania numerycznego [2, 5, 13, 35]. W konsekwencji najbardziej wartościowe są prace łączące eksperyment i symulację, ponieważ tylko takie podejście pozwala ocenić rzeczywistą przydatność rozwiązania i ograniczyć ryzyko nadmiernie optymistycznych wniosków [4, 29-21].

1. Stanowisko eksperymentalne i procedura badawcza

Przedmiotem badań jest analiza pracy zdecentralizowanej jednostki wentylacji fasadowej, zaprojektowanej w celu optymalizacji jakości powietrza wewnętrznego przy jednoczesnej redukcji strat ciepła dzięki systemowi rekuperacji. Urządzenie do wentylacji fasadowej znajduje się w komorze klimatycznej posiadającej komorę lewą - symulującą warunki środowiska wewnętrznego oraz prawą – symulującą warunki środowiska zewnętrznego (Rysunek 1.).

Badaniom poddano zdecentralizowane, jednorurowe urządzenie wentylacyjne pracujące w trybie naprzemiennego nawiewu i wywiewu (Rysunek 2. i 3.). Jednostka wyposażona jest w wentylator rewersyjny, który cyklicznie zmienia kierunek przepływu powietrza, przy czym czas trwania poszczególnych faz regulowany jest automatycznie. Funkcję zarówno czerpni, jak i wyrzutni pełni kratka stanowiąca zakończenie kanału w komorze symulującej warunki środowiska zewnętrznego. W obudowie urządzenia zintegrowano wymiennik ciepła umożliwiający jego odzysk. Dystrybucja powietrza do i z pomieszczenia realizowana jest za pomocą elementu końcowego w postaci kratki, zlokalizowanej w komorze odtwarzającej warunki środowiska wewnętrznego.



I: Środowisko wewnętrzne
II: Środowisko zewnętrzne
III: Urządzenie do wentylacji fasadowej
IV: Grupa urządzeń kontrolujących warunki klimatyczne w pomieszczeniach
V: Grupa urządzeń kontrolujących warunki klimatu zewnętrznego
VI: Komora wymiennika
VII: Wentylator rewersyjny

Rysunek 1. Rzut komory klimatycznej. Źródło: opracowanie własne



Rysunek 2. Urządzenie do wentylacji fasadowej
(widok od strony symulującej warunki środowiska wewnętrznego). Źródło: opracowanie własne



Rysunek 3. Urządzenie do wentylacji fasadowej
(widok od strony symulującej warunki środowiska zewnętrznego). Źródło: opracowanie własne

Powietrze jest doprowadzane i usuwane przewodem wentylacyjnym o średnicy 0,25 m, zakończonym kratką nawiewno-wywiewną zlokalizowaną na wysokości 1 m nad poziomem podłogi. Należy podkreślić, że stanowisko badawcze nie stanowi rzeczywistego systemu wentylacyjnego, lecz służy wyłącznie do oceny efektywności odzysku ciepła. Komora, w której umieszczono wymiennik, ma wymiary: 0,255 m długości, 0,26 m szerokości oraz 0,3 m wysokości. Urządzenie do wentylacji fasadowej, wyposażone w rewersyjny wentylator Ventur ARC4-250C-012T produkcji Venture Industries, pracuje w sposób cykliczny, realizując naprzemiennie fazy nawiewu i wywiewu. Sterowanie czasem trwania poszczególnych cykli odbywa się za pomocą układu automatyki, który umożliwia precyzyjne zadanie ich długości. W ramach badań przeanalizowano działanie urządzenia dla cyklu o czasie trwania 60 sekund. Automatyka pozwala również na regulację częstotliwości pracy wentylatora, a tym samym kontrolę wydajności przepływu powietrza, podczas eksperymentów stosowano częstotliwość 50 Hz. Średnia prędkość przepływu powietrza wyniosła 1,8 m/s w fazie nawiewu oraz 2,0 m/s w fazie wywiewu, co odpowiadało strumieniom objętości powietrza równym odpowiednio 0,0883 m^3/s oraz 0,0981 m^3/s.

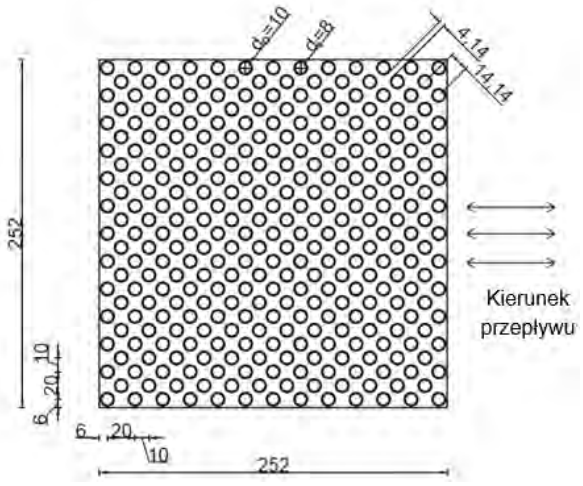
Badania przeprowadzono dla temperatury powietrza zewnętrznego wynoszącej 273,15 K, odpowiadającej jednej z najczęściej występujących wartości w warunkach klimatycznych Polski oraz przy stałej temperaturze wewnętrznej utrzymywanej na poziomie 293,15 K, zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 16798-1:2019-06. W ramach eksperymentów analizowano pracę wymiennika wypełnionego substancjami zmiennofazowymi (PCM), których zadaniem jest zwiększenie efektywności odzysku ciepła poprzez akumulację energii cieplnej i jej późniejsze oddawanie. W fazie wywiewu powietrze usuwane z pomieszczenia, o temperaturze około 293,15 K, opływa aluminiowe cylindry wypełnione PCM, przekazując im energię cieplną, co prowadzi do jej magazynowania w materiale. Następnie, po odwróceniu kierunku pracy wentylatora, rozpoczyna się faza nawiewu. W tym etapie chłodne powietrze zewnętrzne, przepływając przez urządzenie, odbiera zakumulowaną wcześniej energię cieplną z cylindrów, co skutkuje jego wstępnym podgrzaniem. Taki cykliczny mechanizm umożliwia efektywny odzysk ciepła w warunkach pracy urządzenia o naprzemiennym kierunku przepływu powietrza.

Analizowany wymiennik ciepła (Rysunek 4. i 5.) został wykonany w postaci zespołu aluminiowych cylindrów o grubości ścianki wynoszącej 0,001 m. Zastosowano rury o średnicy zewnętrznej 0,001 m oraz średnicy wewnętrznej 0,008 m, co zapewnia odpowiednią wytrzymałość mechaniczną przy

jednoczesnym zachowaniu korzystnych warunków przewodzenia ciepła. Cylindry rozmieszczono w układzie przestawnym, przy zachowaniu rozstawu poprzecznego i podłużnego równego 0,02 m, co sprzyja intensyfikacji wymiany ciepła poprzez zwiększenie turbulencji przepływu. Wymiennik składa się z 25 rzędów rur, a łączna liczba cylindrów wynosi 313. Wysokość pojedynczej rury wynosi 0,3 m. Całkowita powierzchnia wymiany ciepła osiąga wartość 2,95 m². Objętość materiału akumulacyjnego (PCM) zastosowanego w wymienniku wynosi 0,00472 m³.



Rysunek 4. Wymiennik ciepła - cylindry 0,01 m x 0,001 m. Źródło: opracowanie własne



Rysunek 5. Wymiennik ciepła - układ cylindrów
(wymiary podane w milimetrach). Źródło: opracowanie własne

Właściwości termofizyczne materiałów wyznaczono metodą DSC w Instytucie Chemii Politechniki Warszawskiej (filia w Płocku). Dla trzech substancji wykonano po pięć pomiarów, na podstawie których określono wartości średnie ciepła właściwego, ciepła topnienia i krzepnięcia, temperatury topnienia oraz pojemności cieplnej. Pomiary ciepła topnienia, krzepnięcia i temperatury przemiany prowadzono w zakresie od 223,15 K do 323,15 K przy szybkości 4,72 K/s, natomiast ciepło właściwe i pojemność cieplną wyznaczano w zakresie od 248,15 K do 303,15 K przy szybkości 5,01 K/s (Tabela1.).

Tabela 1. Właściwości termofizyczne wybranych materiałów zmiennofazowych

Materiał zmiennofazowy	ciepło właściwe J/gK	ciepło topnienia J/g	ciepło krzepnięcia J/g	temperatura topnienia K	pojemność cieplna J/K
olej kokosowy	1,67	103,02	86,68	298,15	0,0156
olej jojoba	10,81	130,7	132,6	287,85	0,1046
woda	4,182	330,4	258,9	273,45	0,260

Źródło: opracowanie własne

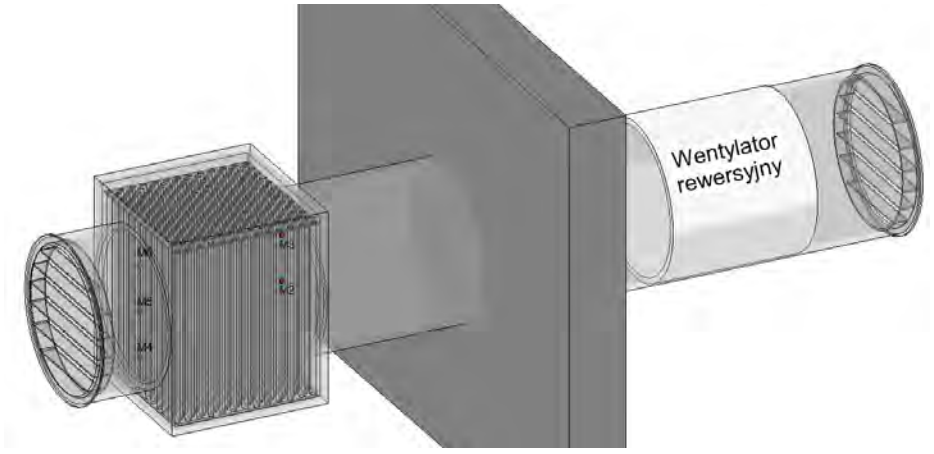
Układ rejestrujący pomiary składał się z 2 rezystancyjnych czujników temperatury Pt100 oraz z 5 termoelektrycznych czujników temperatury NiCr-Ni typ K (Tabela 2.), oraz rejestratora Almemo 5690-1 V5.

Tabela 2. Parametry techniczne rezystancyjnych czujników temperatury Pt100 oraz termoelektrycznych czujników temperatury NiCr–Ni typ K

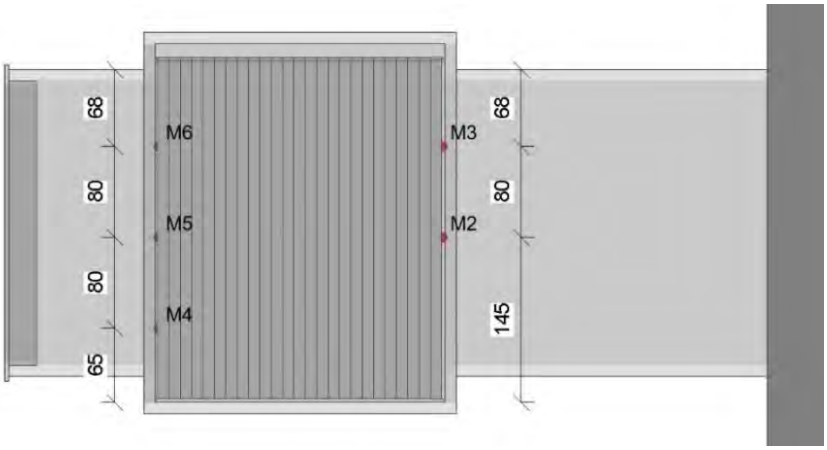
Parametr	Rezystancyjne czujniki temperatury (Pt100)	Termoelektryczne czujniki temperatury (NiCr–Ni typ K)
Zakres pomiarowy	od 73,15 K do 673,15 K	od 233,15 K do 648,15 K
Rezolucja	0,01 K	0,1 K
Dokładność	±0,05 K	±0,4 K
Programowanie złączy	ZA 9030 FS2	ZA 9020 FS2

Źródło: opracowanie własne

Ze względu na bezwładność zastosowanych czujników pomiarowych, pierwsze 30 s każdego cyklu pominięto w analizie. W celu weryfikacji stabilności warunków temperaturowych przeprowadzono łącznie 25 cykli pomiarowych.



Rysunek 6. Schemat rozmieszczenia termopar – widok 3D. Źródło: opracowanie własne



Rysunek 7. Schemat rozmieszczenia termopar – przekrój. Źródło: opracowanie własne

2. Analiza numeryczna

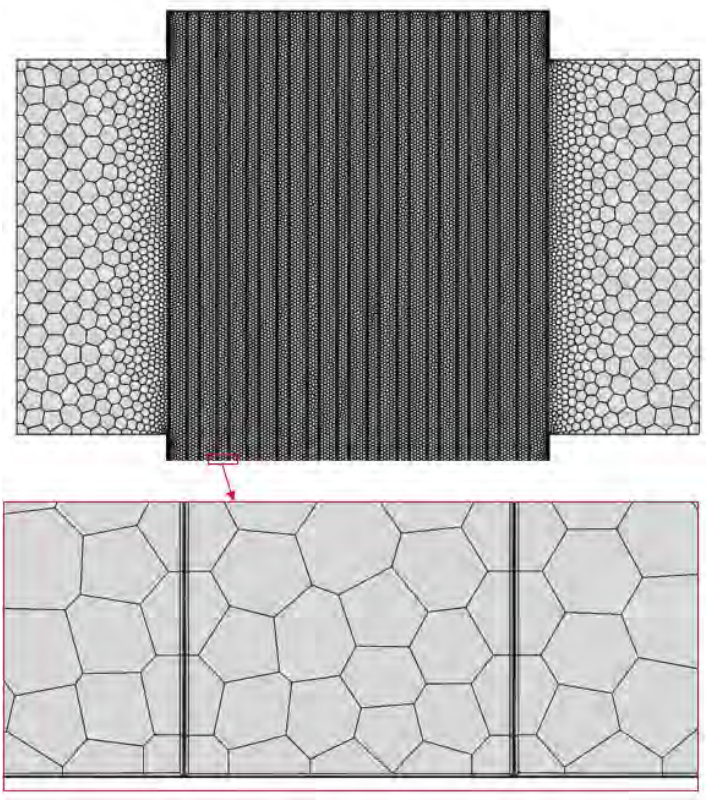
Analizę numeryczną przeprowadzono z wykorzystaniem trójwymiarowego modelowania stanu nieustalonego w środowisku Ansys Fluent v. 22, koncentrując się na analizie przepływu powietrza oraz wymiany ciepła w wymienniku z materiałami zmiennofazowym w postaci oleju jojoba, oleju kokosowego oraz wody. Kluczowym elementem konfiguracji fizycznej było zastosowanie hybrydowego modelu turbulencji k-omega SST, który dzięki połączeniu zalet modeli k-epsilon i k-omega pozwala na precyzyjne odwzorowanie zjawisk zachodzących zarówno bezpośrednio przy ściankach (w warstwie przyściennej), jak i w strumieniu swobodnym. Proces numeryczny oparto na algorytmie PISO, dedykowanym analizom nieustalonym, który poprzez zaawansowane korekcje sąsiedztwa i skośności zapewnia stabilność obliczeń na siatkach o niższej jakości oraz umożliwia stosowanie relatywnie dużych kroków czasowych. W symulacji przyjęto krok czasowy o długości 1 s z limitem 30 iteracji, kontrolując zbieżność wyników oraz odczyty temperatury w punktach kontrolnych.

Siatkę numeryczną wygenerowano w programie Fluent Meshing z wykorzystaniem metody polyhexcore. Metoda ta pozwala na tworzenie siatki heksaedralnej w centralnej części modelu oraz siatki polihedralnej z warstwą przyścienną w pobliżu ścian. Analizę niezależności wyników od siatki przeprowadzono poprzez porównanie trzech wariantów siatek o różnej liczbie elementów (Tabela 3.). Do dalszych obliczeń wybrano siatkę o liczbie 7 401 137 elementów, ponieważ zapewniała ona niezależność wyników od zagęszczenia siatki przy jednoczesnym zachowaniu stabilności i zbieżności procesu obliczeniowego. (Rysunek 8.). Rozmiary elementów siatki były dostosowane do lokalnej złożoności geometrii — najmniejsze elementy miały wielkość 0,0015 m, natomiast największe 0,015 m. W obszarach wymagających dokładniejszego odwzorowania geometrii zastosowano większe zagęszczenie siatki, podczas gdy w obszarach o prostszej strukturze wykorzystano większe elementy. Na powierzchniach, pomiędzy którymi zachodziła wymiana ciepła, zastosowano warstwę przyścienną generowaną metodą last-ratio. Liczba warstw przyściennych wynosiła 4, a parametr transition-ratio przyjęto na poziomie 0,3. Wysokość pierwszej warstwy przyściennej ustalono na 0,00003 m. Jej wartość dobrano metodą kolejnych przybliżeń w taki sposób, aby uzyskać parametr y+ w zakresie około 1–2.

Tabela 3. Dane siatek wykorzystanych do ustalenia niezależności wyników.

	Komórka [-]	Minimalny rozmiar [m]	Maksymalny rozmiar [m]	Typ metody przesunięcia	Liczba warstw [-]	Pierwsza wysokość [m]
Siatka 1	6 080 135	0,002	0,015	last-ratio	4	0,00003
Siatka 2	7 401 137	0,0015	0,015			
Siatka 3	8 842 337	0,001	0,01			

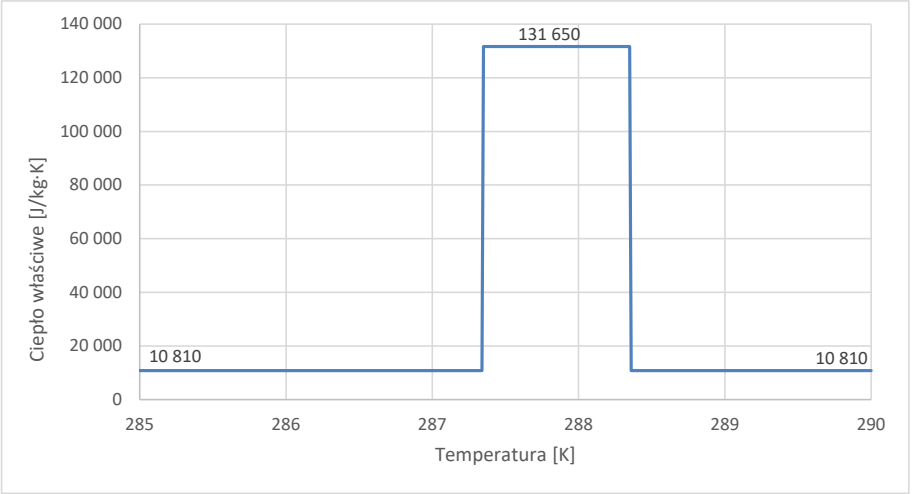
Źródło: opracowanie własne



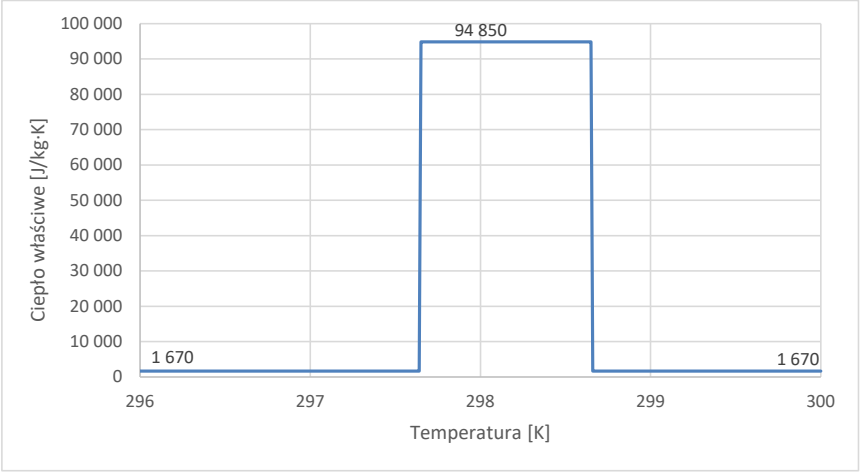
Rysunek 8. Siatka obliczeniowa. Źródło: opracowanie własne

W modelu numerycznym zdefiniowano właściwości materiałów zmiennofazowych, którymi w analizowanym przypadku były olej jojoba, olej kokosowy oraz woda. Parametry fizyczne, takie jak gęstość, przewodność cieplna oraz lepkość, przyjęto na podstawie danych literaturowych [36-39] oraz wyników badań DSC (Tabela 1.). Proces akumulacji ciepła utajonego odwzorowano poprzez zwiększenie wartości efektywnego ciepła właściwego w zakresie temperatur odpowiadających przemianie fazowej, z uwzględnieniem wartości ciepła przemiany fazowej wyznaczonego metodą DSC (Tabela 1). Zastosowane podejście nie modelowało bezpośrednio samego procesu przejścia fazowego, lecz opisywało jego efekt poprzez zależność ciepła właściwego od temperatury. W obszarze temperatur topnienia przyjęto podwyższone wartości ciepła właściwego materiału. Na wykresach (Rysunek 9.-11.) przedstawiono zależności efektywnego ciepła właściwego od temperatury

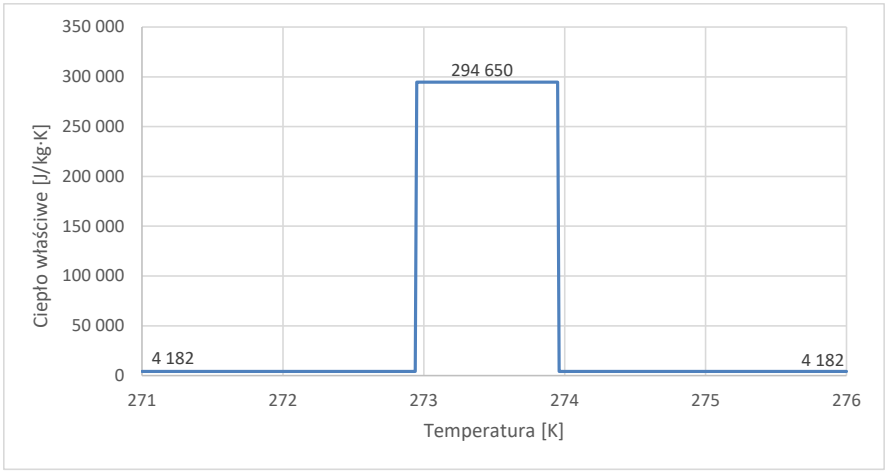
zastosowane w modelach numerycznych. Takie podejście umożliwiło rezygnację z wykorzystania wbudowanych w program Fluent modeli przemiany fazowej, przy jednoczesnym zachowaniu możliwości obliczania rozkładu temperatur za pomocą standardowego solvera programu.



Rysunek 9. Zależność efektywnego ciepła właściwego oleju jojoba od temperatury przyjęta w modelu numerycznym. Źródło: opracowanie własne

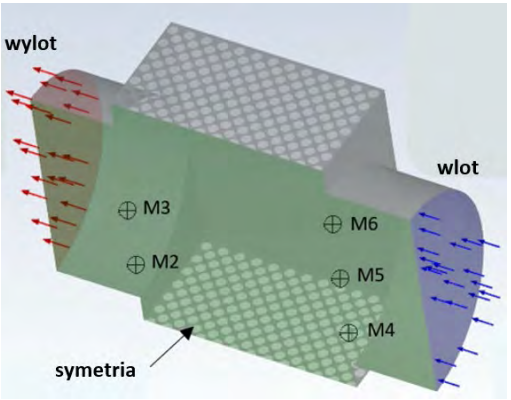


Rysunek 10. Zależność efektywnego ciepła właściwego oleju kokosowego od temperatury przyjęta w modelu numerycznym. Źródło: opracowanie własne



Rysunek 11. Zależność efektywnego ciepła właściwego wody od temperatury przyjęta w modelu numerycznym. Źródło: opracowanie własne

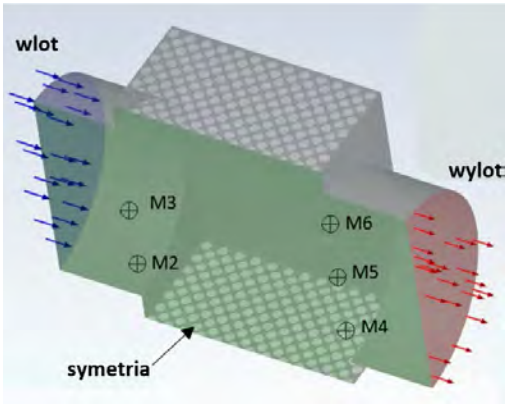
Dynamikę pracy urządzenia, pracującego w cyklach nawiewu i wywiewu, odwzorowano za pomocą funkcji *execute commands*, która automatycznie przełączała warunki na wlotach i wylotach. W fazie cyklu wywiewu (Rysunek 12.) domena obliczeniowa definiowana jest przez zestaw warunków brzegowych, które odzwierciedlają ruch powietrza z wnętrza pomieszczenia na zewnątrz. Na wlocie zlokalizowanym po prawej stronie schematu, ustalono prędkość przepływu powietrza na poziomie 2,0 m/s przy temperaturze wynoszącej 291,35 K. Charakterystykę turbulencji w tym obszarze opisuje intensywność na poziomie 5% oraz średnica hydrauliczna wynosząca 0,25 m. Po przeciwnej stronie znajduje się wylot, na którym zdefiniowano ciśnienie manometryczne o wartości 0 Pa oraz temperaturę 280,05 K, przy zachowaniu analogicznych parametrów turbulencji.



Rysunek 12. Schemat domeny obliczeniowej w cyklu wywiewu. Źródło: opracowanie własne

W fazie cyklu nawiewu (Rysunek 13.) domena obliczeniowa charakteryzuje się odwróconym kierunkiem przepływu, co odpowiada pobieraniu świeżego powietrza z zewnątrz do wnętrza pomieszczenia. Wlot zlokalizowany w tej fazie po lewej stronie urządzenia, cechuje się prędkością

przepływu wynoszącą 1,8 m/s oraz temperaturą 280,05 K. Powietrze wywiewa poprzez wylot po prawej stronie, gdzie ciśnienie manometryczne wynosi 0 Pa, a temperatura osiąga 291,35 K. Parametry turbulencji dla wlotu i wylotu zastosowano jak dla cyklu wywiewu. Warunki brzegowe na ścianach pozostają stałe - warunek braku poślizgu oraz zewnętrzne chłodzenie/ogrzewanie poprzez konwekcję w temperaturze otoczenia 293,15 K. Wymiana ciepła z otoczeniem jest precyzyjnie określona przez zróżnicowane współczynniki przejmowania ciepła, wynoszące 68 W/m²K dla obudowy wymiennika oraz 2,1 W/m²K dla powierzchni rur. Całość obliczeń numerycznych jest realizowana na modelu połówkowym dzięki zastosowaniu warunku symetrii, co znacząco zoptymalizowało czas obliczeń. Proces wymiany energii i stabilność rozwiązania są stale monitorowane w pięciu punktach kontrolnych (M2–M6), które pozwalają na weryfikację rozkładu temperatur wewnątrz urządzenia podczas trwania całego cyklu.



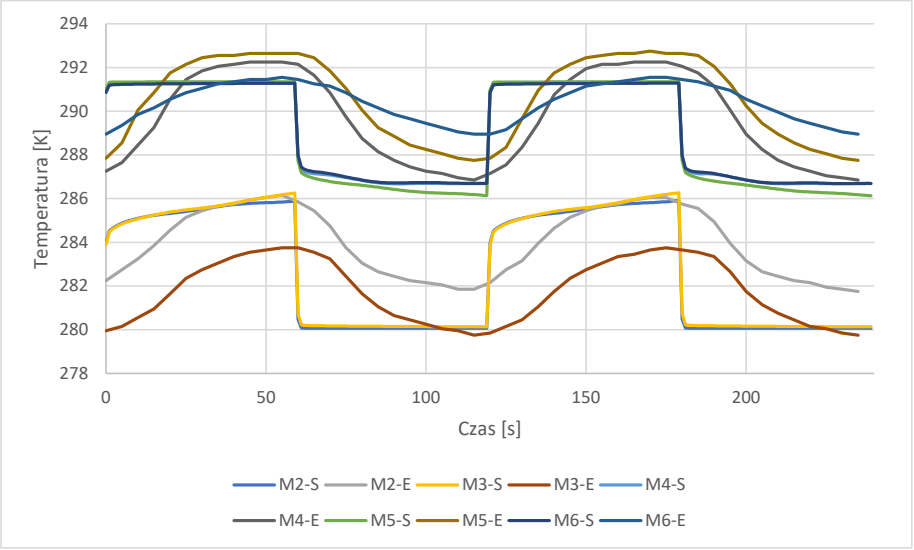
Rysunek 13. Schemat domeny obliczeniowej w cyklu nawiewu. Źródło: opracowanie własne

3. Wyniki

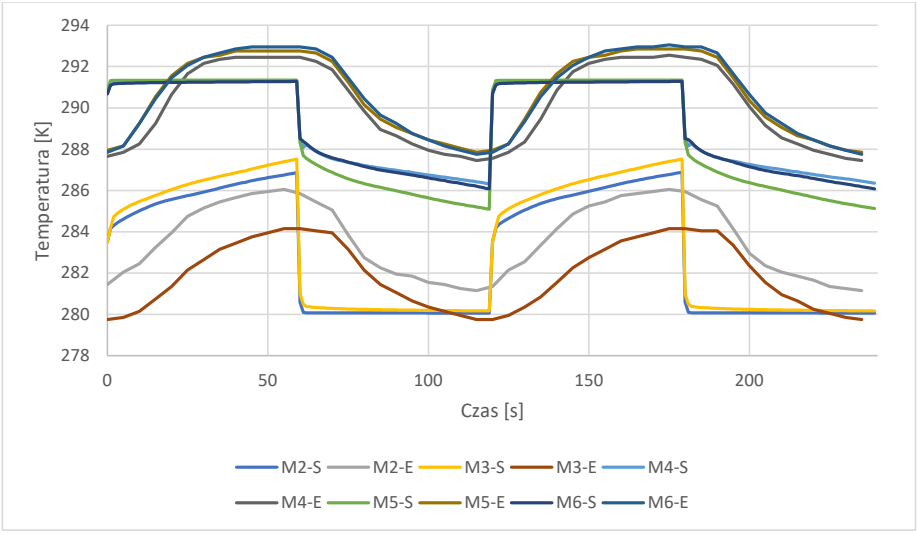
W analizowanych punktach pomiarowych dla wszystkich badanych mediów zaobserwowano okresowe zmiany temperatury odpowiadające naprzemiennym fazom nawiewu i wywiewu powietrza. Cykl pracy urządzenia wynosił 120 s, przy czym zmiana kierunku przepływu następowała co 60 s. W fazie wywiewu temperatura rosła wskutek magazynowania energii cieplnej w materiale wymiennika, natomiast podczas nawiewu następował spadek temperatury związany z oddawaniem ciepła do strumienia powietrza. Zarówno wyniki eksperymentalne, jak i symulacyjne wykazywały zbliżony przebieg zmian temperatury. Na wykresach uzyskanych z punktów eksperymentalnych widoczna jest stopniowa zmiana temperatury, wynikająca z bezwładności cieplnej czujników.

Dla oleju jojoba (Rysunek 14) maksymalne temperatury w punktach M4-E, M5-E oraz M6-E podczas fazy wywiewu osiągały średnio 292,0 K, natomiast w punktach M4-S, M5-S oraz M6-S wynosiły średnio 291,3 K. Oznacza to różnicę na poziomie około 0,7 K. Podczas fazy nawiewu minimalne temperatury w punktach M4-E, M5-E oraz M6-E wynosiły średnio 288,2 K, podczas gdy w punktach M4-S, M5-S oraz M6-S osiągały średnio 286,6 K. W tym przypadku różnica wynosiła około 1,6 K. W punktach pomiarowych M2-E i M3-E podczas cyklu wywiewu temperatury osiągały średnio 284,6 K, natomiast w punktach M2-S i M3-S średnia temperatura wynosiła 285,8 K, co odpowiada różnicy około 1,2 K. Z kolei podczas cyklu nawiewu w punktach M2-E i M3-E odnotowano średnią temperaturę równą

281,1 K, natomiast w punktach M2-S i M3-S wynosiła ona 280,1 K. Różnica pomiędzy wynikami osiągnęła około 1,0 K.

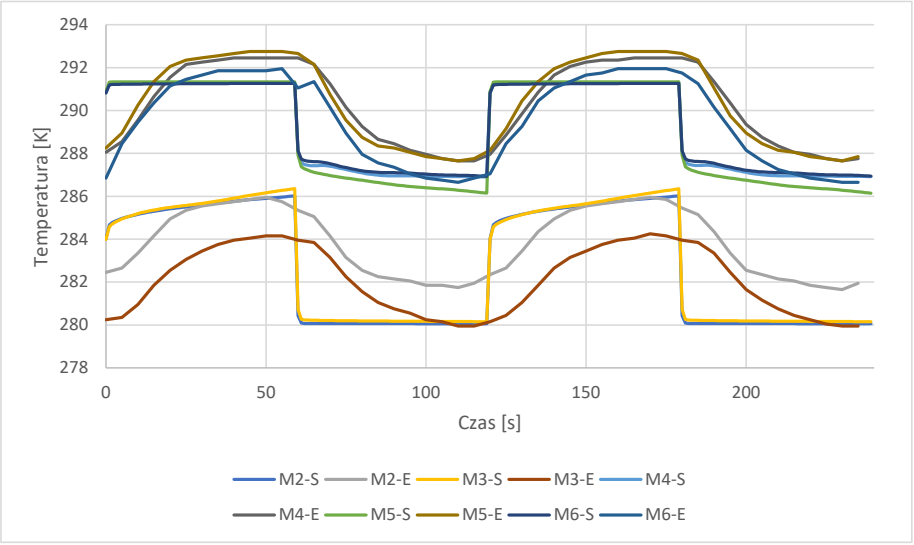


Rysunek 14. Przebieg zmian temperatury - olej jojoba. Oznaczenia: M2–M6-S – punkty pomiarowe z symulacji komputerowej, M2–M6-E – punkty pomiarowe z eksperymentu.
Źródło: opracowanie własne



Rysunek 15. Przebieg zmian temperatury - olej kokosowy.
Oznaczenia: M2–M6-S – punkty pomiarowe z symulacji komputerowej, M2–M6-E – punkty pomiarowe z eksperymentu. Źródło: opracowanie własne

W przypadku oleju kokosowego (Rysunek 15) maksymalne temperatury w punktach M4-E, M5-E oraz M6-E podczas fazy wywiewu osiągały średnio 292,6 K, natomiast w punktach M4-S, M5-S oraz M6-S wynosiły średnio 291,3 K. Odpowiada to różnicy około 1,3 K. Podczas fazy nawiewu minimalne temperatury w punktach M4-E, M5-E oraz M6-E wynosiły średnio 288,2 K, podczas gdy w punktach M4-S, M5-S oraz M6-S osiągały średnio 286,2 K. Różnica pomiędzy wynikami wynosiła około 2,0 K. W punktach pomiarowych M2-E i M3-E podczas cyklu wywiewu średnia temperatura osiągała 284,7 K, natomiast w punktach M2-S i M3-S wynosiła 286,7 K, co daje różnicę około 2,0 K. Z kolei podczas cyklu nawiewu w punktach M2-E i M3-E odnotowano średnią temperaturę równą 280,9 K, natomiast w punktach M2-S i M3-S wynosiła ona 280,1 K. W tym przypadku różnica osiągnęła około 0,8 K.



Rysunek 16. Przebieg zmian temperatury - woda. Oznaczenia: M2–M6-S – punkty pomiarowe z symulacji komputerowej, M2–M6-E – punkty pomiarowe z eksperymentu.
Źródło: opracowanie własne

Dla wody (Rysunek 16) maksymalne temperatury w punktach M4-E, M5-E oraz M6-E podczas fazy wywiewu osiągały średnio 292,3 K, natomiast w punktach M4-S, M5-S oraz M6-S wynosiły średnio 291,3 K. Oznacza to różnicę na poziomie około 1,0 K. Podczas fazy nawiewu minimalne temperatury w punktach M4-E, M5-E oraz M6-E wynosiły średnio 287,6 K, podczas gdy w punktach M4-S, M5-S oraz M6-S osiągały średnio 286,8 K. Różnica pomiędzy wynikami wynosiła około 0,8 K. W punktach pomiarowych M2-E i M3-E podczas cyklu wywiewu średnia temperatura osiągała 284,8 K, natomiast w punktach M2-S i M3-S wynosiła 285,9 K, co odpowiada różnicy około 1,1 K.Z kolei podczas cyklu nawiewu w punktach M2-E i M3-E odnotowano średnią temperaturę równą 281,1 K, natomiast w punktach M2-S i M3-S wynosiła ona 280,1 K. W tym przypadku różnica osiągnęła około 1,0 K.

Podsumowanie

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych oraz obliczeń numerycznych zdecentralizowanego systemu wentylacji z odzyskiem ciepła z wykorzystaniem materiałów zmiennofazowych. Analizę numeryczną przeprowadzono z wykorzystaniem trójwymiarowego

modelowania stanu nieustalonego w środowisku Ansys Fluent v. 22, koncentrując się na analizie przepływu powietrza oraz wymiany ciepła w wymienniku z materiałami zmiennofazowym w postaci oleju jojoba, oleju kokosowego oraz wody. Opracowany model numeryczny uwzględniał rzeczywistą geometrię wymiennika zastosowanego w systemie wentylacji. Materiał wypełniający wymiennik został odwzorowany bezpośrednio w modelu numerycznym poprzez implementację jego właściwości fizycznych, z uwzględnieniem ciepła przemiany fazowej jako zależność efektywnego ciepła właściwego od temperatury. Pracę w cyklach nawiewu i wywiewu, odwzorowano za pomocą funkcji *execute commands*, która automatycznie zmieniała warunki brzegowe na wlotach i wylotach.

Analizę niezależności wyników od siatki przeprowadzono poprzez porównanie trzech wariantów siatek o różnej liczbie elementów. Symulację numeryczną przeprowadzono na siatce, która zapewniała niezależność wyników przy jednoczesnym zachowaniu stabilności i zbieżności procesu obliczeniowego. Ostatecznie model został zwalidowany w oparciu o dane z eksperymentów, potwierdzając jego wiarygodność w prognozowaniu wydajności termicznej systemu. Różnice pomiędzy wynikami eksperymentalnymi i symulacyjnymi były niewielkie i nie przekraczały 2,0 K. Oznacza to dobrą zgodność modelu komputerowego z wynikami pomiarów eksperymentalnych.

Przeprowadzone badania potwierdziły przydatność modelowania CFD do analizy pracy zdecentralizowanego urządzenia wentylacji fasadowej z wykorzystaniem wymienników z materiałem zmiennofazowym. Dalszy etap badań powinien obejmować rozszerzenie walidacji na większą liczbę zmiennych takich jak temperatury nawiewu i wywiewu, strumienie przepływu, długości cykli, rodzaje substancji zmiennofazowych czy geometrie wymienników.

Bibliografia

[1] Hashemi, A., & Khatami, N. (2015). The effects of air permeability, background ventilation and lifestyle on energy performance, indoor air quality and risk of condensation in domestic buildings. Sustainability, 7(4), 4022–4034. https://doi.org/10.3390/su7044022

[2] Galiszewska, B., & Zender-Świercz, E. (2023). Heat recovery using PCM in decentralised façade ventilation. *Energies, 16*(8), 3310. https://doi.org/10.3390/en16083310

[3] Galiszewska, B., & Zender-Świercz, E. (2023). Development of a numerical simulation methodology for PCM-air heat exchangers used in decentralised façade ventilation units. *Energies, 16*(15), 5610. https://doi.org/10.3390/en16155610

[4] Bonato, P., D'Antoni, M., & Fedrizzi, R. (2020). Modelling and simulation-based analysis of a façade-integrated decentralized ventilation unit. *Journal of Building Engineering, 29*, 101183. https://doi.org/10.1016/j.jobe.2020.101183

[5] Pelletier, K., Wood, C., Calautit, J., & Wu, Y. (2023). The viability of double-skin façade systems in the 21st century: A systematic review and meta-analysis of the nexus of factors affecting ventilation and thermal performance, and building integration. Building and Environment, 228, 109870. https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2022.109870

[6] Barbosa, S., & Ip, K. (2014). Perspectives of double skin façades for naturally ventilated buildings: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 40*, 1019–1029. https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.192

[7] Shameri, M. A., Alghoul, M. A., Sopian, K., Zain, M. F. M., & Elayeb, O. (2011). Perspectives of double skin façade systems in buildings and energy saving. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15*(3), 1468–1475. https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.10.016

[8] Ahriz, A., Mesloub, A., Djeffal, L., Alsolami, B. M., Ghosh, A., & Abdelhafez, M. H. H. (2022). The use of double-skin façades to improve the energy consumption of high-rise office buildings in a Mediterranean climate (Csa). *Sustainability, 14*(10), 6004. https://doi.org/10.3390/su14106004

[9] Xu, Q., Riffat, S., & Zhang, S. (2019). Review of heat recovery technologies for building applications. *Energies, 12*(7), 1285. https://doi.org/10.3390/en12071285

[10] Amanowicz, Ł., Ratajczak, K., & Dudkiewicz, E. (2023). Recent advancements in ventilation systems used to decrease energy consumption in buildings—Literature review. *Energies, 16*(4), 1853. https://doi.org/10.3390/en16041853

[11] Zender-Świercz, E. (2021). A review of heat recovery in ventilation. *Energies, 14*(6), 1759. https://doi.org/10.3390/en14061759

[12] Cui, Y., Xie, J., Liu, J., Wang, J., & Chen, S. (2017). A review on phase change material application in building. Advances in Mechanical Engineering, 9(6), 1687814017700828. https://doi.org/10.1177/1687814017700828

[13] Masood, U., Haggag, M., Hassan, A., & Laghari, M. (2023). A review of phase change materials as a heat storage medium for cooling applications in the built environment. *Buildings, 13*(7), 1595. https://doi.org/10.3390/buildings13071595

[14] Xu, C., Zhang, H., & Fang, G. (2022). Review on thermal conductivity improvement of phase change materials with enhanced additives for thermal energy storage. *Journal of Energy Storage, 51*, 104568. https://doi.org/10.1016/j.est.2022.104568

[15] Ovadiuc, E.-P., Calotă, R., Năstase, I., & Bode, F. (2024). Integration of phase-change materials in ventilated façades: A review regarding fire safety and future challenges. Fire, 7(7), 244. https://doi.org/10.3390/fire7070244

[16] de Gracia, A., Navarro, L., Castell, A., Ruiz-Pardo, Á., Alvárez, S., & Cabeza, L. F. (2013). Experimental study of a ventilated facade with PCM during winter period. *Energy and Buildings, 58*, 324–332. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.10.026

[17] de Gracia, A., Navarro, L., Castell, A., & Cabeza, L. F. (2013). Numerical study on the thermal performance of a ventilated facade with PCM. *Applied Thermal Engineering, 61*(2), 372–380. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.07.035

[18] Wu, W., Chen, J., & Kang, X. (2023). Numerical simulations on the thermal performance of PCM-incorporated ventilated walls. *Energy and Buildings, 299*, 113626. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2023.113626

[19] Chen, Q., & Srebric, J. (2002). A procedure for verification, validation, and reporting of indoor environment CFD analyses. *HVAC&R Research, 8*(2), 201–216. https://doi.org/10.1080/10789669.2002.10391437

[20] Srebric, J., & Chen, Q. (2002). An example of verification, validation, and reporting of indoor environment CFD analyses (RP-1133). *Transactions-american society of heating refrigerating and air conditioning engineers*, *108*(2), 185-194.

[21] Diallo, T. M., Zhao, X., Dugue, A., Bonnamy, P., Miguel, F. J., Martinez, A., ... & Brown, N. (2017). Numerical investigation of the energy performance of an Opaque Ventilated Façade system employing a smart modular heat recovery unit and a latent heat thermal energy system. *Applied energy*, *205*, 130-152.

[22] Romaniec, W., Wrzochal, A., & Zender-Świercz, E. (2023). Experimental study on the performance of a heat recovery exchanger filled with gypsum and gravel. *Journal of Building Engineering, 80*, 108034. https://doi.org/10.1016/j.jobe.2023.108034

[23] Hu, Y., Heiselberg, P. K., Johra, H., & Guo, R. (2020). Experimental and numerical study of a PCM solar air heat exchanger and its ventilation preheating effectiveness. *Renewable Energy, 145*, 106–115. https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.05.115

[24] Sun, W., Huang, R., Ling, Z., Fang, X., & Zhang, Z. (2020). Numerical simulation on the thermal performance of a PCM-containing ventilation system with a continuous change in inlet air temperature. *Renewable Energy, 145*, 1608–1619. https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.07.089

[25] Gholamibozanjani, G., & Farid, M. (2021). A critical review on the control strategies applied to PCM-based systems. *Energies, 14*(7), 1929. https://doi.org/10.3390/en14071929

[26] Fan, L., & Khodadadi, J. M. (2011). Thermal conductivity enhancement of phase change materials for thermal energy storage: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15(1), 24–46. https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.08.007

[27] Andreeva, D., Nemova, D., & Kotov, E. (2022). Multi-skin adaptive ventilated facade: A review. *Energies, 15*(9), 3447. https://doi.org/10.3390/en15093447

[28] Zhou, J., & Chen, Y. (2010). A review on applying ventilated double-skin facade to buildings in hot-summer and cold-winter zone in China. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14*(4), 1321–1328. https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.11.017

[29] Gubina, E. (2021). *A technical review of double skin facades* [Diploma thesis, Technische Universität Wien]. reposiTUm. https://doi.org/10.34726/hss.2021.23576

[30] Zheng, Y., et al. (2024). Controlling naturally ventilated double-skin façade to reduce energy consumption in buildings. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 202*, 114649. https://doi.org/10.1016/j.rser.2024.114649

[31] Zender-Świercz, E. (2024). Heat recovery of decentralised façade units: A case study. *Energy and Buildings, 315*, 114338. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2024.114338

[32] Faraj, K. M., Khaled, M., Faraj, J., Hachem, F., & Castelain, C. (2021). A review on phase change materials for thermal energy storage in buildings: Heating and hybrid applications. *Journal of Energy Storage, 33*, 101913. https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101913

[33] Moreno-Rangel, A., Sharpe, T. R., McGill, G., & Musau, F. (2020). Indoor air quality in Passivhaus dwellings: A literature review. *International Journal of Environmental Research and Public Health, 17*(13), 4749. https://doi.org/10.3390/ijerph17134749

[34] Romaniec, W., Wrzochal, A., & Zender–Świercz, E. (2023). Experimental study on the performance of a heat recovery exchanger filled with gypsum and gravel. *Journal of Building Engineering*, *80*, 108034. https://doi.org/10.1016/j.jobe.2023.108034

[35] Rashid, F. L., et al. (2025). Optimising phase change materials for ventilated building components. Energy and Buildings, 343, 115947. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2025.115947

[36] Ghannam MT, Selim MYE, Thaher A, Binamro A, Almansoori M, Abdallah S. Flow characteristics of jojoba and other oil blends for skin treatment fluids. International Journal of Thermofluids. 2023;18:100362. https://doi:10.1016/J.IJFT.2023.100362

[37] Gad HA, Roberts A, Hamzi SH, et al. Jojoba Oil: An Updated Comprehensive Review on Chemistry, Pharmaceutical Uses, and Toxicity. Polymers 2021, Vol 13, Page 1711. 2021;13(11):1711. https://doi:10.3390/POLYM13111711

[38] Andrzejczyk, R., Drelich, R., & Pakuła, M. (2025). Experimental Investigations of the Melting/Solidification of Coconut Oil Using Ultrasound-Based and Image Processing Approaches. *Energies*, *18*(20), 5455. https://doi.org/10.3390/en18205455

[39] Manual User. (2009). ANSYS FLUENT 12.0. Theory Guide, 67.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_54

Efficiency of integration of distributed energy sources with low-temperature heating network in the process of energy transformation of residential estates

DAMIAN ŁADNY, DOROTA CHWIEDUK

Politechnika Warszawska, Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa
ul. Nowowiejska 24, 00-665 Warszawa
e-mail: damian.ladny.dokt@pw.edu.pl

Keywords: low-temperature district heating networks, heat pump, photovoltaics, energy storage, energy demand in a building

The article presents the results of the analysis of the effectiveness of integrating distributed energy sources with the low-temperature district heating network in the context of heat supply in a multi-family housing estate. The conducted research is aligned with the concept of modern district heating, based on reduced supply temperature of the heating medium, high energy efficiency and the ability of the heating system to cooperate with renewable energy sources and energy storage. The case study concerned a housing estate located in the Lublin Voivodeship, comprising 11 multi-family buildings. For the analysed area, the demand for thermal energy for heating and domestic hot water preparation was determined, as well as the possibilities of using booster heat pumps, heat storage and photovoltaic installations were analysed. The aim was to determine the potential for integrating these elements within a local low temperature district heating network. The study compares two variants of the heat supply system. Variant I assumed the use of high-temperature heating systems in buildings, while variant II was based on low-temperature installations, enabling more efficient heat pumps operation and increasing the degree of use of heat and electricity storage from photovoltaic installations. For both variants, detailed energy and economic analyses were carried out. To adequately account for the operational characteristics of renewable energy sources, energy analyses were carried out in an hourly time step. The key indicator used to assess economics of the solution was the LCOH (Levelized Cost of Heat). It includes investment and operating costs the coefficient of performance for heat pumps and the prices of electricity and heat supplied from the low-temperature district heating network. The results obtained indicate that systems based on low-temperature heating systems, supported by electricity from photovoltaic installations and the use of low electricity prices from the Day-Ahead Market, make it possible to significantly reduce the LCOH, achieving heat production costs that are competitive with conventional solutions.

1. Introduction

Contemporary challenges in the energy sector are strongly dependent on changing geopolitical conditions, which have a direct impact on shaping the energy policy of the European Union countries. Contemporary geopolitical events, such as decreasing international stability, armed conflicts, including the conflict in Ukraine and the Middle East, changes in political alliances, have a direct impact on global energy markets, strategies for the security of raw materials, energy supplies and consequently on the level of acceptable prices of heat and electricity. The heating sector is a key element of the Polish energy system. It is a critical infrastructure of strategic importance that requires a high level of reliability and resistance to external factors. In 2024, approx. 62,6% of the energy consumed by households was used for heating purposes. In addition, the share of households using heat from district heating systems was 44,3% [1].

One of the features of the Polish district heating sector is its historical dependence on fossil fuels, particularly hard coal. In 2024, coal-based fuels accounted for 57,4% of the fuel mix, while the remaining share consisted of other energy sources, including 14.7% renewable energy sources (RES), 15,2% gaseous fuels and 6,6% of heating oil [2]. The structure of the sector is highly diversified. In addition to large heating companies operating with modern technologies, there are hundreds of smaller local heating plants. These facilities are often obsolete and face both technological and financial constraints. They also have limited access to capital necessary to undergo the appropriate energy transition process, and consequently to achieve an emission-free district heating system. The total installed thermal capacity of district heating systems in Poland exceeds 51,8 GW, and the total length of district heating networks is over 23 thousand km [2]. The transformation of the district heating sector is one of the key challenges on the way to achieving climate neutrality for Poland. The directions of transformation indicate that the current fuel and technological structure, as well as the related business models, should not be maintained. It requires not only a change in the fuel mix, but also a deep modernization of heat distribution systems, increasing the energy efficiency in buildings and the implementation of technologies based on RES and Power to Heat solutions. District heating is local, so the potential for decarbonization should be considered at the local level, especially in the initial phase of the energy transition. The direction of the actions taken should be based on improving the energy efficiency of the heat generation and distribution process, increasing the share of renewable energy sources in the production of heat and cold, increasing the use of waste heat and waste cold, digital transformation, lowering the temperatures of the heating medium in district heating networks and increasing the use of various types of energy storage technologies, in particular heat.

2. New generation district heating networks

With increasing pressure to improve energy efficiency in the energy sector, as well as the need to reduce greenhouse gas emissions and improve air quality, the district heating sector faces a difficult and complex challenge of the energy transition towards the use of locally available, emission-free sources of heat and cooling. One of the key factors enabling the transition from fossil fuel combustion to the use of renewable energy sources in district heating is the development and implementation of low-temperature district heating networks. Conventional district heating systems, in which heat is generated in large, central sources such as coal-fired boilers or cogeneration units, are increasingly being replaced by solutions that provide greater flexibility, increase the energy security of the system and reduce CO_2 emissions into the atmosphere. Modern district heating systems increasingly rely on distributed heat sources with lower installed capacity, which effectively use the locally available potential of renewable energy sources and waste heat. The new network architecture ensures the optimization of the system operation and significantly improves the energy efficiency of the applied technologies. Figure 1 shows the next generations of district heating systems.

With technological development and the increasing share of renewable energy sources, the currently used high-temperature heating networks, in which the supply temperature is approx. 90-120°C, are gradually being replaced by low-temperature systems, in which the supply water temperature is even below 50°C. Modern solutions in the building sector mean that the use of high temperatures is no longer necessary, and high-temperature solutions result from a certain tradition and widespread use of this solution [4].

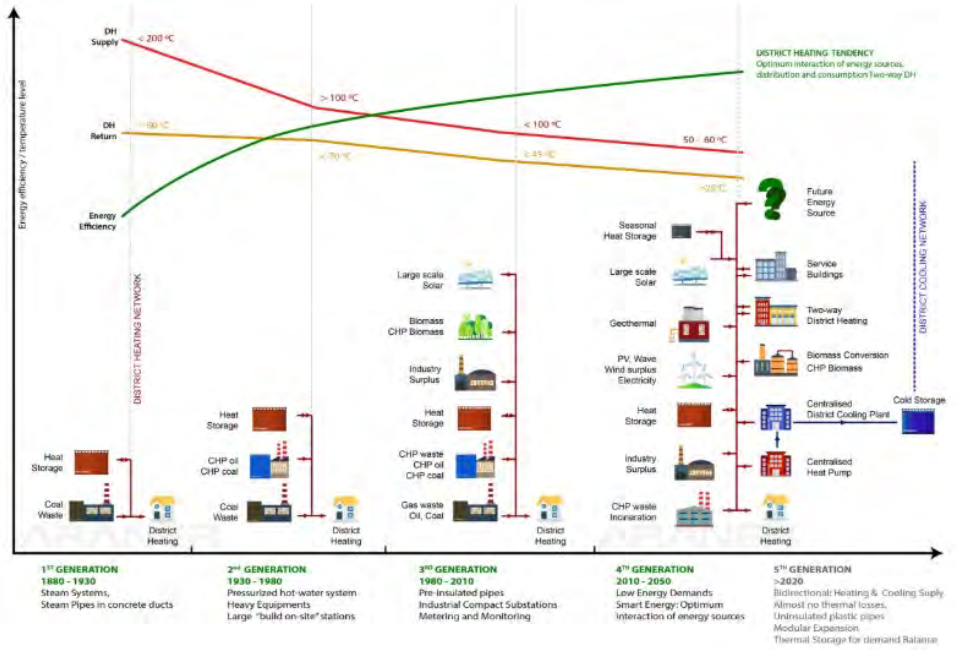


Figure 1 Evolution of district heating systems. Source: [3]

Modern district heating networks are characterized by a reduced temperature of the heating medium. The concept of fourth generation (4G) district heating assumes the supply of heat with an output temperature in the range of 50 to 60 °C, which allows for the reduction of transmission and distribution losses. The growing awareness among heat consumers and the tightening requirements regarding the energy performance of buildings mean that new and significantly modernized buildings do not require the supply of high-temperature heat. This enables the integration of renewable energy sources and waste heat without the need to use solutions that raise the temperature to the design temperature of the district heating network. Another common feature for the 4G network is the high share of low-temperature renewable energy and waste heat, the gradual reduction of the use of biomass for heat generation, as well as the digitization of both heating systems and end-user installations [5]. Fourth-generation networks are designed to supply modern buildings that are characterized by high energy efficiency. This solution can also support residential estates undergoing modernization, if temperature-raising systems are used locally, e.g. heat pump, booster.

Fifth generation district heating networks (5G) operate with supply water temperature below 50°C. Such a significant reduction in supply water temperature increases energy efficiency, and heat losses are reduced by approximately 70% compared to conventional district heating networks of the 3rd generation. An important feature of 5th generation district heating networks is that end users of heat can be both consumers and producers of heat [5]. Modern heating networks allow heat consumers not only to purchase heat, but also to sell surplus heat to the system. Energy flows in the system take place in both directions, and the heat consumer can use the heat and cooling supply service. This solution enables the recovery of waste heat from the air conditioning processes to be used and returned to the district heating network. To ensure appropriate parameters of domestic hot water and to avoid the multiplication of bacteria dangerous to users particularly Legionella, booster heat pumps are used,

which ensure the appropriate water temperature level for the preparation of domestic hot water. Fifth-generation networks can use a range of waste energy sources, such as heat from wastewater treatment plants, subways, and data centers, directly or through high-efficiency heat pump technology.

3. Case study of heat supply in a housing estate of multi-family houses using distributed heat sources cooperating with the heating network

3.1. Low-temperature district heating system in Polish conditions

This chapter analyses the possibility of integrating renewable energy sources with a low-temperature district heating network and the influence of the temperature of heating water supplying the consumer installation on the energy efficiency of the heating process. Particular attention was paid to the integration of technologies such as booster heat pumps, heat storage tanks and photovoltaic installations for electricity generation. These are key technologies that enable effective cooperation of low-temperature district heating systems with multi-family residential buildings. The approach adopted is based on a comparative analysis for two variants of residential heat supply systems, which differ in the level of supply water temperature of the space heating system in the building. The proposed approach makes it possible to determine the energy and cost efficiency of individual solutions, but also to identify technical and economic constraints related to the transformation of district heating systems. In economic analysis, the key indicator is Levelized Cost of Heat (LCOH). This indicator allows for comparison of different heat generation technologies in terms of their cost effectiveness, considering both investment and operating costs and the amount of heat generated.

3.2. Description of the analysed multi-family buildings

This chapter describes a housing estate located in the town of Radzyń Podlaski in the Lublin Voivodeship. The estate consists of a complex of multi-family buildings with a diverse number of floors, located in an urbanized area. The buildings were built at the turn of the 80s and 90s of the twentieth century. Figure 2 shows the residential development of the analysed estate.



Figure 2 The area of the analysed development. Source: [6]

The analysis included 11 multi-family residential buildings comprising a total of 13 district heating substations. Residential buildings are supplied with heat from the district heating network. The supply of heat to district heating substations in the current heating system is carried out by a high-temperature district heating network throughout the year, including in the summer season only for the needs of domestic hot water. The maximum temperature for the operation of the heating network during the heating season is 130°C with a maximum return temperature of 80°C. The maximum supply water temperature in the summer season is at the level of 60-70°C. The analysed housing estate in accordance with the PN-EN 12831 standard is located in the third climatic zone, for which the design

outdoor temperature is -20°C, while the average annual ambient air temperature is 7,6°C. Since the housing estate is located in Radzyń Podlaski, meteorological data for a nearby meteorological station were used for the calculations [7].

The analysis assumes the concept of a low-temperature district heating system dedicated to multi-family buildings in urban conditions. A low-temperature district heating network is characterized by the use of a heating medium with a supply temperature not exceeding 45°C and a return temperature of approximately 25°C. In order to ensure adequate thermal comfort in buildings, the system is equipped with local supporting devices referred to as heat boosters, i.e. water-to-water heat pumps, which use a low-temperature district heating network as a lower heat source. These devices are responsible for raising the supply water temperature to the level required by the internal building heating systems. The booster uses heat from the network at a supply water temperature of 30-45°C and raises the temperature of the heating medium to the required temperature level in the indoor installation, e.g. 50-70°C in high-temperature installations, e.g. traditional radiators, or 25-35°C in low-temperature systems, e.g. in underfloor heating [8]. For domestic hot water preparation, booster heat pumps must ensure water is supplied at a sufficiently high temperature to meet the required sanitary and comfort standards at the points of use. Hot water supply system should be able to achieve a temperature not lower than 55°C and not higher than 60°C at the tapping points [9]. This allows to guarantee comfort for users and reduce the risk of Legionella infection.

3.3. Energy demand

The demand for heat for domestic hot water preparation and space heating was determined based on the contracted thermal capacity data provided by the District Heating Company in Radzyń Podlaski. The total contracted thermal capacity for space heating systems is 1787 kW, while the ordered thermal power for domestic hot water preparation is 534 kW, and the average thermal power requirement for domestic hot water preparation is 168,9 kW.

Based on information on the ordered capacity and in accordance with the PN-EN 12831 standard, the demand for heat for space heating purposes was determined in an hourly step. Subsequently, the heat demand for domestic hot water preparation was calculated using a hypothetical daily domestic hot water consumption profile. The domestic hot water distribution curve has been selected to consider two peaks: morning and afternoon-evening peaks, the ordered heat output and the average daily demand for domestic hot water. The demand for heat for the preparation of domestic hot water is presented in Figure 3.

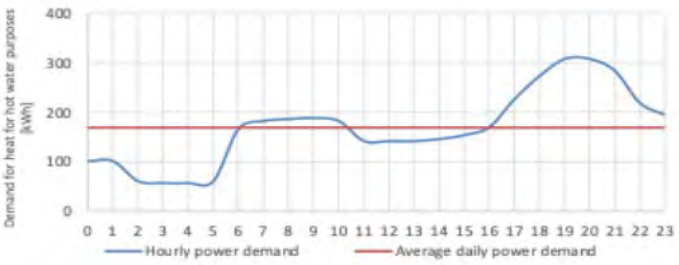


Figure 3 Demand for heat for domestic hot water purposes Source: own study.

The total heat demand during the year is shown in Figure 4.

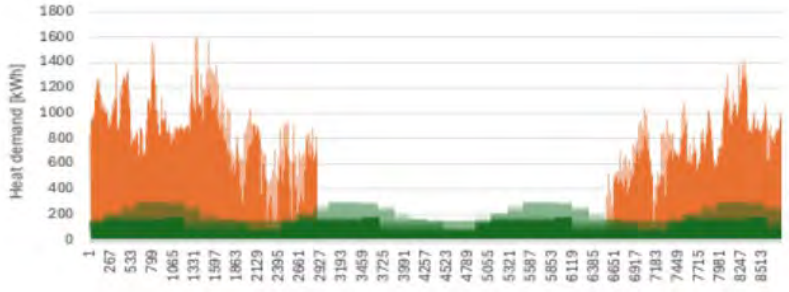


Figure 4 Total heat demand during the year Source: own study.

The analysis assumed that each building was equipped with an individual photovoltaic installation, which allowed for the effective use of the housing estate's area, as well as the adjustment of the production profile to the electricity demand. To determine the electricity demand, a separate analysis was carried out for each of the buildings. During the analysis, the demand for electricity to power heat pumps was considered, aimed at ensuring appropriate temperature of supply water.

3.4. Analysis of Variant 1 – High Temperature Installation

In the past decades, the most commonly applied solution for space heating installations in multi-family buildings was the use of high-temperature systems. The most popular choice were convection heaters, which were supplied with water at temperature of 70-90 ° C. High supply water temperatures allowed to ensure thermal comfort in the room even with small heat emitter surface areas and limited thermal insulation of the building. Such installations were very often oversized and operated under conditions of significant oversupply of heat, which is associated with low energy efficiency and increased operating costs.

Today's aim to decarbonise the heating and cooling sector and improve building energy efficiency, makes high-temperature space heating systems a significant challenge. Their presence requires the use of hybrid or intermediate solutions such as heat boosters, which locally raise the temperature of the heating medium, making it possible to maintain thermal comfort despite lower supply water temperature in district heating network. In the analyzed case, multi-family buildings are equipped with convectional high-temperature systems using cast iron convection heaters. A typical design operating point for such a system is based on the parameters of 70/50°C (supply/return temperature).

In the analysed system, the required temperatures for both domestic hot water preparation and space heating are higher than the temperature of the heating medium supplied by the low-temperature district heating network. To ensure the required temperatures levels, heat boosters in the form of water-to-water heat pumps were used. To ensure high energy efficiency of the heating process and effective use of energy, heat storage technologies for space heating and domestic hot water were used. A diagram of a heat supply system for a single building is presented in Figure 5.

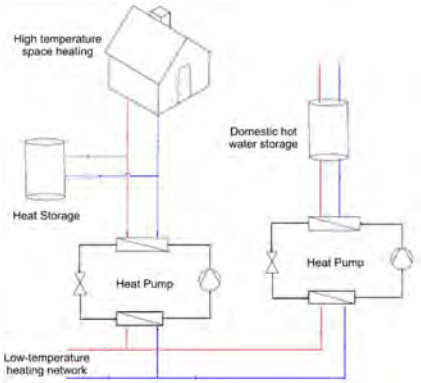


Figure 5 Scheme of a system supplying heat to a housing estate - variant 1 Source: own study.

The system presented in Figure 9 is based on a low-temperature district heating network, from which heat is supplied to substations equipped with heat pumps. The installation is divided into two loops high-temperature space heating loop and domestic hot water preparation loop. The domestic hot water loop is equipped with a dedicated heat pump operation is linked to the domestic hot water storage tank. This makes it possible to maintain the required, constant water temperature, regardless of external conditions and without disturbing the operation of the space heating system. The use of independent loops for heating and domestic hot water provides flexibility of control as well as the provision of appropriate operating conditions. To increase the share of renewable energy sources, the analysis assumes the use of photovoltaic installations to power heat pumps. Heat storage facilities will improve the cost-effectiveness of heat supply by enabling the utilisation of surplus renewable electricity and periods of low electricity prices.

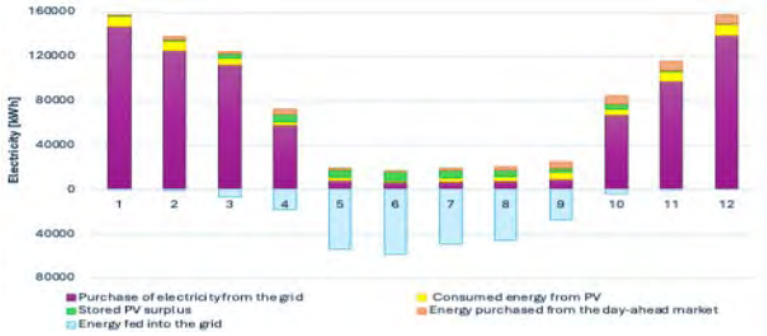


Figure 6 Amount and origin of electricity used in the system Source: own study.

In the analysed system, heat storage tanks perform a key buffering and stabilizing function. Their presence is essential both in the circulation of space heating and domestic hot water loops. In total, the heat storage facilities for all analysed buildings have a capacity of 112.9 m³. Heat storage tanks for space heating purposes cooperate with the district heating network only during the heating season.
Solar irradiance was calculated in relation to the specific orientation and slope of the PV modules surfaces. The Liu-Jordan diffuse solar radiation isotropic model was used for the calculations [10]. In order to determine solar irradiance, the values of direct and diffuse radiation for a given surface for a given location were used [11]. Figure 6 shows the amount of energy depending on the origin of the electricity and method of use.

In the middle of the heating season i.e. from November to February, a significant part of the electricity comes from the power grid, a negligible share of energy comes from the photovoltaic installation and from the purchase due to the low price on Day-Ahead Market. At the beginning and end of the heating season i.e. in March, May and October, the system uses periodic surplus electricity from PV and stores it in the form of heat, which allows for shifting demand over time and increasing the level of self-consumption. In the summer a significant part of the generated electricity is fed into the power system and stored in domestic hot water storage tanks. The annual heat demand of the housing estate for the space heating was 4091 MWh, while for domestic hot water preparation 1218,8 MWh. Taking into account the efficiency of heat pumps operation, the total electricity demand was determined to be 928 MWh. In order to cover the demand for electricity, a photovoltaic installation with a total capacity of 461,25 kW was installed, which generated 454,4 MWh of renewable electricity during the year. The use of heat storage tanks allowed for an increase in self-consumption of electricity at the level of 48%.

3.5. Analysis of Variant 2 – Low-Temperature Heating System

Contemporary trends in energy-efficient construction and the ongoing energy transition require optimization not only on the heat generation side, but also within space heating systems in building. A key solution is the implementation of low-temperature district heating systems, which operate with lower supply temperatures of the heating medium than conventional high-temperature systems. Low-temperature systems usually operate in the supply temperature range of 30-50°C, enabling efficient cooperation with heat pumps and other RES sources. The most used solutions include underfloor heating, wall heating – surface systems, as well as low-temperature radiators and fan coil units. Such systems require larger heat transfer surfaces due to the lower operating temperature but provide thermal comfort in the room and high energy efficiency. The design point of the low-temperature space heating systems is based on the parameters of 35/27°C (supply/return temperature).

In the analysed case, the required temperature for the preparation of domestic hot water is higher than the temperature of the heating medium in the low-temperature heating network. The heat for space heating is supplied directly from the heating network and does not require increasing the supply water temperature using a heat pump. To ensure the required temperatures of the medium for domestic hot water purposes, heat boosters in the form of water-to-water heat pumps were used. In order to maintain high energy efficiency of the heating process and optimize energy use, thermal energy storage for domestic hot water purposes was implemented. A diagram of a heat supply system for a single building is presented in Figure 7.

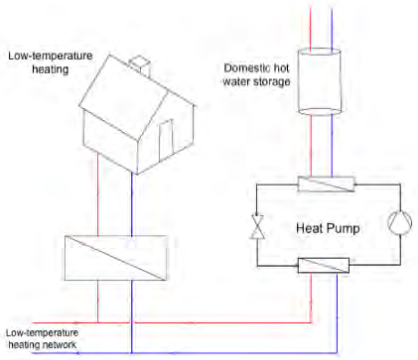


Figure 7 Scheme of a system supplying heat to a housing estate - variant 2 Source: own study.

The system presented in the figure is based on a low-temperature district heating network, from which heat is supplied to substations equipped with heat pumps. The installation is divided into two loops, low-temperature space heating loop and domestic hot water preparation loop. The domestic hot water loop is equipped with a heat pump coupled to domestic hot water storage tank. This configuration makes it possible to maintain the required, constant water temperature regardless of external conditions. In contrast, the space heating loop does not require an increase in the temperature of the heating medium. The use of independent loops for space heating and domestic hot water provides flexibility of control while ensuring appropriate operating conditions. To increase the share of renewable energy sources, the analysis took into account the use of photovoltaic installations and heat storage, based on the same assumptions as those adopted for variant 1.

During the selection of the domestic hot water storage tank, it was assumed that the capacity of heat storage should be sufficient to cover at least daily demand for domestic hot water. The total volume of heat storage facilities was 77,1 m^3. In order to select a photovoltaic installation in a cost-effective manner, as in the first variant, the best month method was used, which is especially applicable to a grid-connected installation that consumes energy for its own needs and returns the produced energy to the grid. The analysis assumed that each building was equipped with an individual photovoltaic installation, which enabled effective use of the housing estate's area and better matching of the electricity generation profile to the local energy demand. The total installed PV capacity in the entire estate is 125,6 kW.

When analysing the entire heating system, based on the cooperation of distributed heat pumps with a low-temperature district heating network, it is necessary to consider both the electricity demand required to heat pumps operation and the electricity generated in the photovoltaic installation. Figure 8 shows the amount of energy depending on the origin of the electricity and method of use.

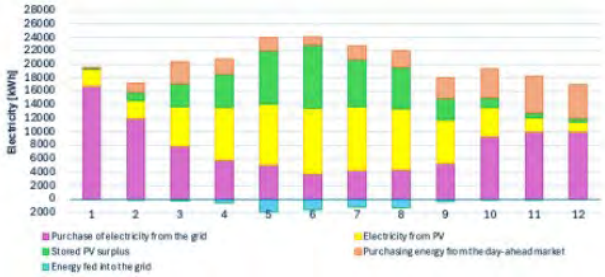


Figure 8 Comparison of the amount of energy depending on the origin and method of use Source: own study.

There are significant fluctuations in the structure of electricity production during the year. In winter, a significant share of electricity comes from the power grid, and the share of electricity from a photovoltaic installation is small. On the other hand, in the summer, a significant share of energy produced locally in a PV installation is accounted for, during which time a large part of the electricity generated from a PV installation is stored in the form of heat. Surpluses of energy production from RES are small. The annual heat demand of the housing estate for the space heating was 4091 MWh, while for domestic hot water preparation 1218,8 MWh, which gives a total of 5309,8 MWh. Taking into account the efficiency of heat pumps operation, the total electricity demand was determined to be 247,37 MWh. To cover the demand for electricity, a photovoltaic installation with a total capacity of 125,625 kW was installed. The PV installation generated 123,78 MWh of renewable electricity during the year. The use of heat storage tanks increased self-consumption of electricity by 94,13%.

3.6. Economic analysis – LCOH (Levelized Cost of Heat)

One way to reliably compare the economics of different energy sources is to calculate LCOH, i.e. the levelized cost of heat over the lifetime of the project [12]. This indicator allows for comparison of different heat generation technologies in terms of their cost effectiveness considering both investment and operating costs and the amount of heat generated. LCOH is defined as the total cost of heat generation per GJ over the lifetime of a given installation. The general formula is as follows:

$$\mathrm{LCOH} = \frac{\mathrm{CAPEX} + \sum_{t=1}^{n} \frac{\mathrm{OPEX}_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^{n} \frac{Q_t}{(1+r)^t}} \quad (1)$$

where:

CAPEX – total investment costs [PLN]; OPEX – operating and service costs [PLN]; Q – the amount of heat generated [GJ]; r – discount rate; n – service life of the installation [years].

For the calculation of LCOH for the estate an analysis was made for each of the buildings and the entire system. The analyses included a service life of 20 years, a discount rate of 4%, investment costs (CAPEX), heat pumps – 3594,8 PLN/kW, heat storage tanks - 12500 PLN/m^3, photovoltaic installations – 4846,6 PLN/kW [13]. Annual operating costs (OPEX) including service, purchase of electricity, heat, as well as profits from the sale of electricity produced in the PV installation. The price of heat in a low-temperature heating network, which is the heat source for boosters – 72 PLN/GJ. The amount of heat generated was assumed on the basis of the analysis for each of the buildings.

The analysis showed that the LCOH value for option 1 using a high-temperature demand installation was PLN 124,1/GJ, while for option 2 using a low-temperature demand system it was PLN 87,15/GJ. The values represent the cost of delivering one GJ over the entire life of the installation. Apart from investment costs, the factors that affect the LCOH are the costs incurred for the purchase of electricity to power heat pumps and the costs of generating heat to supply the low-temperature heating network, which is the heat source for heat pumps. Changes in these prices have a direct impact on the unit cost of heat supply.

3.7. Summary and Conclusion

The analyzed solution allows for lowering the temperature of the supply water in the heating network and accelerating the process of transformation of the district heating sector in climatic conditions typical for Poland. An important aspect that directly affecting energy efficiency and the cost of heat generation is the type of space heating systems, such as underfloor or high-temperature radiators.

The heat demand for both types of heating systems is the same. Using a low-temperature system at the end user significantly reduces electricity demand. The low-temperature solution allows for direct use of heat from the low-temperature district heating network for space heating purposes. The heat demand of the multi-family housing estate is 5,700 MWh. The use of low-temperature space heating solutions allows for a reduction in electricity demand from 993,79 MWh to 247,37 MWh. This solution reduces electricity consumption to power heat pumps by 75,11% throughout the year.

The required supply water temperature, depending on the type of space heating systems, necessitates the use of devices that raise the water temperature from the low-temperature district heating network. Lowering the temperature required at the end user allows to reduce the installed capacity of heat boosters, in this case water-to-water heat pumps. Reducing the installed capacity of heat pumps leads to a decrease in electricity demand and, consequently, to a reduction in the installed capacity of photovoltaics systems as well as the required capacity of heat storage tanks.

Lowering the parameters in the space heating systems allows to reduce the installed capacity in heat pumps by 1787 kW and in photovoltaics by 335,625 kW, as well as reduce the required volume of heat storage tanks from 112,85 m^3 to 77.1 m^3, which gives a reduction of 31.68%.

Water supply temperature space heating systems has a key impact on the heating coefficient of performance (COP) of a booster heat pump. The higher the temperature, the lower the COP, which results in higher electricity consumption to achieve the required water temperature. The case involving a low-temperature demand installation is characterized by a relatively constant temperature of the heat sink because it requires the operation of a heat booster only to cover the demand for domestic hot water. The coefficient of performance has a direct impact on electricity demand for heat pump operation. In case I, for conventional space heating systems, self-consumption of electricity is 42%, and the energy generated in the PV installation covers only 19% of the total electricity demand, while more than 58% of the energy generated from PV is fed into the power grid. In case II, for low-temperature space heating systems, self-consumption of electricity is 94.13%, and the energy generated in the PV installation covers over 47.1% of the total electricity demand, while 5.87% of the generated energy from the PV installation goes to the power system.

The analyses show that the low-temperature heating network cooperating with heating substations equipped with booster heat pumps is able to fully provide thermal comfort to the residents of the settlement of multi-family buildings, both for low- and high-temperature space heating systems in buildings. The obtained LCOH indicators indicate that district heating systems cooperating with booster heat pumps and PV installations can compete in price with conventional district heating systems.

Bibliography

[1] G. U. Statystyczny, „Zużycie energii w gospodarstwach domowych w 2024 r.”.

[2] „Raport Urzędu Regulacji Energetyki, "Energetyka Cieplna w Liczbach 2023" , Warszawa styczeń 2024”.

[3] [Online]. Available: https://www.araner.com/blog/ambient-loop-system.

[4] „Forum Energii, "Elektryfikacja ciepłownictwa w Polsce - Droga do czystego ciepła", styczeń 2021.”.

[5] D. Ł. a. D.Chwieduk, „Integracja pomp ciepła z niskotemperaturowymi sieciami ciepłowniczymi małej skalii,” w *Pompy ciepła i efektywność energetyczna*, Warszawa, Wydawnictwo Naukowe PWN, 2025, p. 141–156.

[6] [Online]. Available: https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fwww.facebook.com%2Fphoto.php%3Ffbid%3D644360305576286%26id%3D445386468807005%26set%3Da.473197662692552%26locale%3Dpl_PL&psig=AOvVaw2nWni300ATEozwXemtGnnp&ust=1750526945347000&source=images&cd=vfe&opi=8997.

[7] „Statystyczne dane klimatyczne dla obszaru Polski do obliczeń energetycznych budynków,” [Online]. Available: https://dane.gov.pl/pl/dataset/797,typowe-lata-meteorologiczne-i-statystyczne-dane-klimatyczne-dla-obszaru-polski-do-obliczen-energetycznych-budynkow. [Data uzyskania dostępu: 2025].

[8] „Rezaie, B., Rosen, M. A. (2012). District heating and cooling: Review of technologies, potential enhancements and integration with renewable energy. Applied Energy, 88(2), 283–295.”.

[9] „https://www.gov.pl/web/psse-sroda-slaska/legionella-w-cieplej-wodzie-uzytkowej--wymagania-zalecenia (dostęp 22.06.2025)”.

[10] „D. Chwieduk i M. Jaworski, Energetyka odnawialna w budownictwie., M. Jaworski, Red., Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2018..”.

[11] [Online]. Available: https://dane.gov.pl/dataset/797,typowe-lata-meteorologiczne-i-statystyczne-dane-klimatyczne-dla-obszaru-polski-do-obliczen-energetycznych-budynkow. [Data uzyskania dostępu: 2025].

[12] „https://en.wikipedia.org/wiki/Levelized_cost_of_electricity (dostęp: 02.07.2025)”.

[13] „Projekt Krajowego Planu na Rzecz Energii i Klimatu - Załącznik 3. do aKPEiK”.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_55

Hybrid Energy Storage System Using Post-Mining Infrastructure (HESS)

ALEKSANDER ROŻEK, JAKUB OCHMANN, KRZYSZTOF RUSIN, SEBASTIAN RULIK, MICHAŁ JURCZYK, ŁUKASZ BARTELA

Politechnika Śląska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki
ul. Stanisława Konarskiego 18, 44-100 Gliwice
e-mail: aleksander.rozek@polsl.pl

Key words: Energy Storage, Efficiency, CAES, TES, Hybrid Energy Storage System

This study presents a thermodynamic analysis of a hybrid energy storage system (HESS) utilising post-mining infrastructure. Analytical models were developed for adiabatic compressed air energy storage (ACAES) in three configurations (single-, two-, and three-stage compression with intercooling). Mine shafts serve as gas reservoirs, while a rock-bed thermal energy storage (TES) unit stores compression heat for recovery during discharge.

Results indicate that the single-stage ACAES achieves the highest round-trip efficiency (~71 %), while multi-stage variants offer better flexibility for integration with an energy router (~65 % efficiency). The analyses confirm that repurposed mine shafts provide adequate storage volume and support large-scale, flexible energy storage to enhance power system stability.

1. Introduction

A hybrid energy storage system (HESS) combines several storage technologies within one integrated setup. Its main purpose is to improve the reliability and security of the power system. As decarbonisation advances and coal mines are gradually closed, existing underground mine infrastructure offers a valuable opportunity for repurposing instead of being abandoned or filled.

The HESS concept utilises post-mining excavations for multiple storage methods — including pumped hydro storage, compressed air energy storage (CAES), and thermal energy storage (TES) — all coordinated through an energy router. This router optimises internal energy flows and handles interactions with the national electricity grid, while also allowing multiple distributed HESS units to operate together.

This article encompasses research from the HESS (Hybrid Energy Storage System using post-mining infrastructure), which was co-founded by the European Union.

2. Methodology

The aim of this work was to develop thermodynamic models for both a compressed air energy storage (CAES) system and a compressed carbon dioxide energy storage (CCES) system that could utilise existing colliery infrastructure. A comparative evaluation was performed to determine which configurations integrate most effectively with the energy router.

Governing equations

The isentropic efficiency of the air compressor is expressed as [1]:

$$\eta_{iC} = \frac{h_{out_s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \tag{1}$$

where $h_{in}$is the specific enthalpy at the compressor inlet, $h_{out}$is the actual outlet enthalpy, and $h_{out,s}$is the ideal isentropic outlet enthalpy.

Compressor efficiency was assumed to vary with both pressure ratio and mass flow rate, based on relationships reported in the literature [2]. Compressor power is calculated from:

$$N_C = \frac{N_{iC}}{\eta_{em_C}} \tag{2}$$

with the internal power given by

$$N_{iC} = \dot{m}(h_{out} - h_{in}) \tag{3}$$

where $\dot{m}$denotes the gas mass flow rate.

Similarly, the isentropic efficiency of the expander is defined as:

$$\eta_{iEx} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out_s}} \tag{4}$$

and the expander power is:

$$N_{Ex} = \eta_{em_{EX}} \cdot N_{i_{Ex}}, \qquad N_{i_{Ex}} = \dot{m}(h_{in} - h_{out}) \tag{5}$$

The thermal energy storage (TES) tank was treated as a dynamic component whose parameters change during charging and discharging. Because a porous rock bed is used as the storage medium, operating conditions are not constant [3]. Pressure losses through the TES were estimated using the Ergun equation [4]:

$$\frac{|\Delta p|}{L} = \frac{150\mu}{d_p^2} \cdot \frac{(1-\varepsilon)^2}{\varepsilon^2} \cdot v_\infty + \frac{1.75\rho}{d_p} \cdot \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon^2} \cdot v_\infty \tag{6}$$

All fluid properties depend on the average temperature inside the TES, calculated according to the methodology described in [4].

Round-trip energy efficiency of the storage system is determined as:

$$\eta_{ES} = \frac{E_{Ex}}{E_C} \tag{7}$$

where $E_{Ex}$and $E_C$are the electrical energy produced during discharge and consumed during charge, respectively, obtained by integrating power over the respective time periods.

3. ACAES configurations

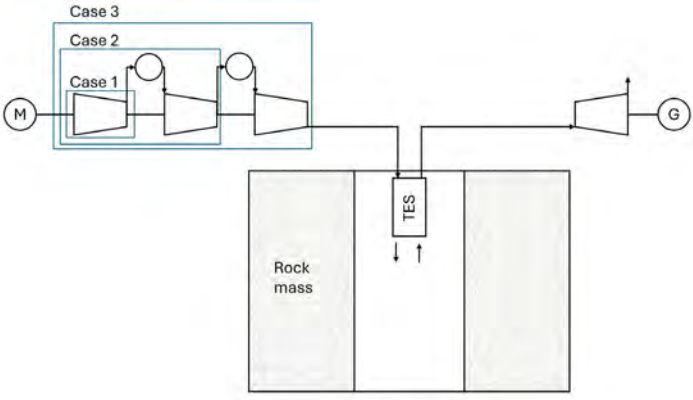


Fig. 1 ACAES configurations – Case 1 - Single compressor, Case 2 - 2-stage compressor with interstage cooling, Case3 – 3-stage compressor with interstage cooling (Source: Own work)

Three CAES configurations were investigated, differing in the number of compression stages. Case 1 is a basic adiabatic arrangement in which ambient air is compressed in a single stage and passed directly through the TES unit in the upper section of the post-mining shaft. The stored heat is recovered during discharge to preheat the air before expansion.

Case 2 uses a two-stage compressor with inter-stage cooling, while Case 3 extends this to three stages with two intercoolers. In both, the main heat of compression is still directed to the TES, while the heat removed during intercooling can be utilised by the energy router. The additional stages in Case 3 allow finer control of compression temperatures and greater potential for heat integration.

4. Results

The thermodynamic performance of the proposed A-CAES and CCES systems was evaluated through numerical simulations based on the developed analytical models. This section presents the key results, including power profiles, energy consumption and generation, pressure drops, system efficiencies, and the outcomes of the multi-variant parametric analysis.

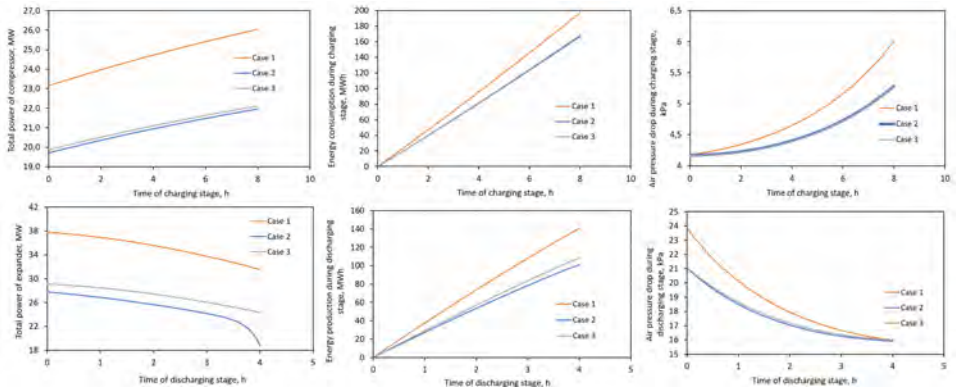


Fig. 2 Comparison of CAES performance for Case 1 (single-stage), Case 2 (two-stage), and Case 3 (three-stage compression). (Source: Own work)

Figure 2 compares the charging and discharging performance of the three CAES configurations. In Case 1, compressor power rises from approximately 23 to 26 MW during 8 hours of charging, consuming about 200 MWh, while the expander delivers 38 to 32 MW over 4 hours of discharge, generating roughly 140 MWh. The pressure drop across the TES is low during charging but notably higher during discharge, owing to the doubled mass flow rate. This configuration achieves the highest round-trip efficiency of 71.45 %, but the air temperature after compression reaches close to 993 K, posing material challenges for the TES unit.

Introducing inter-stage cooling in Case 2 and Case 3 substantially lowers the maximum air temperature at the TES inlet, with Case 3 offering the best temperature control. Both configurations reduce compressor power demand and enable smoother operation, though energy consumption and generation are slightly lower, giving round-trip efficiencies of approximately 65 %. The trade-off is offset by the recovery of medium-temperature heat, which can be directed to the energy router. This improves operational flexibility and integration potential within the hybrid energy storage system, with Case 3 offering the greatest benefit.

5. Conclusion

The performed analyses lead to the following main findings:

- The simple single-stage adiabatic CAES configuration achieves the highest round-trip efficiency among the tested variants. However, the very high air temperature entering the TES and the lack of inter-stage cooling limit its potential for thermal integration with the energy router, making it less suitable for the full HESS concept.
- Case 2 3 (with two- and three-stage compression and intercooling) deliver comparable efficiencies of approximately 65 %.
- The main advantages of case 2 and 3 is the flexibility to adjust compression ratios and recovered heat quantities according to the needs of other system components.

Nomenclature

p	Pressure (Pa)
T	Temperature (K)
$\dot{m}$	Mass flow rate (kg/s)
η_{iC}	Isentropic efficiency of compressor (-)
η_{iEx}	Isentropic efficiency of expander (-)
η_{em}	Electromechanical efficiency (-)
N_C	Compressor power (W)
N_{Ex}	Expander power (W)
η_{ES}	Round-trip efficiency (-)
Δp	pressure drop (Pa)
L	Length of TES tank (m)
d_p	Diameter of porous bed particles (m)
ε	porosity of rock bed (-)
μ	dynamic viscosity of air (Pa·s)
v_∞	air velocity through TES tank (m/s)

References

[1] Dincer, I.,Demir, M.E., Combined Energy Conversion Systems, Comprehensive Energy Systems 4, 2018, 312-363, https://doi.org/10.1016/B978-0-12-809597-3.00411-9.
[2] Guo, C.; Xu, Y.; Guo, H.; Zhang, X.; Lin, X.; Wang, L.; Zhang, Y.; Chen, H. Comprehensive Exergy Analysis of the Dynamic Process of Compressed Air Energy Storage System with Low-Temperature Thermal Energy Storage. Applied Thermal Engineering 2019, 147, 684–693, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.115.
[3] Hänchen, M., Brückner, S., Steinfeld, A., High-temperature thermal storage using a packed bed of rocks – Heat transfer analysis and experimental validation, Applied Thermal Engineering, Volume 31, 2011, 1798-1806, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.10.034.
[4] S. Ergun, Fluid Flow through Packed Columns, Chemical Engineering Progress, t. 48, nr 2, s. 89–94, 1952.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_56

Analiza wpływu temperatury dolnego źródła ciepła na parametry pracy powietrznej pompy ciepła

ARTUR KLONOWSKI, MAŁGORZATA SIKORA

Politechnika Koszalińska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Energetyki,
ul. Racławicka 15-17, 75-620 Koszalin
e-mail: malgorzata.sikora@tu.koszalin.pl,

Słowa kluczowe: powietrzna pompa ciepła, COP, dolne źródło ciepła,

Powietrzne pompy ciepła stanowią jedną z najczęściej stosowanych technologii w sektorze budownictwa mieszkaniowego, szczególnie w kontekście transformacji energetycznej oraz zwiększania efektywności energetycznej systemów grzewczych. Ich popularność wynika z relatywnie niskich kosztów inwestycyjnych oraz łatwości instalacji w porównaniu do innych typów pomp ciepła [1].

Efektywność pracy tych urządzeń jest jednak silnie uzależniona od warunków środowiskowych, w szczególności temperatury dolnego źródła ciepła, jakim w tym przypadku jest powietrze zewnętrzne. W artykule przedstawiono analizę wpływu temperatury dolnego źródła ciepła na parametry pracy powietrznej pompy ciepła. Szczególną uwagę poświęcono zmianom współczynnika wydajności COP, mocy grzewczej oraz zużycia energii elektrycznej w funkcji temperatury powietrza zewnętrznego. Omówiono również zjawiska towarzyszące pracy urządzenia w niskich temperaturach, takie jak oszranianie wymiennika oraz cykle odszraniania, które istotnie wpływają na efektywność systemu. Analiza została oparta na danych eksperymentalnych uzyskanych w kontrolowanych warunkach badawczych, co pozwoliło na ocenę charakterystyki pracy urządzenia w szerokim zakresie temperatur [2].

Wstęp

Pompy ciepła stanowią istotny element nowoczesnych systemów ogrzewania i klimatyzacji, znajdując szerokie zastosowanie zarówno w budownictwie mieszkaniowym, jak i w sektorze usługowym oraz przemysłowym. Ich działanie opiera się na realizacji odwróconego obiegu termodynamicznego, w którym zachodzą podstawowe procesy przemiany czynnika roboczego, takie jak parowanie, sprężanie, skraplanie oraz rozprężanie. Dzięki tym zjawiskom możliwy jest transport energii cieplnej z obszaru o niższej temperaturze do obszaru o temperaturze wyższej. W odróżnieniu od konwencjonalnych źródeł ciepła, pompy ciepła nie konwertują energii cieplnej w procesie spalania, lecz wykorzystują energię zgromadzoną w środowisku naturalnym. Ciepło pobierane jest z tzw. dolnego źródła, którym może być powietrze atmosferyczne, grunt lub woda, a następnie przekazywane do górnego źródła, którym najczęściej jest instalacja grzewcza budynku [3]. Kluczową rolę w tym procesie odgrywa czynnik chłodniczy, który podczas parowania absorbuje ciepło z otoczenia, a po sprężeniu – na skutek wzrostu ciśnienia i temperatury – oddaje je w procesie skraplania do systemu grzewczego. Następnie czynnik ulega rozprężeniu, co powoduje obniżenie jego temperatury i ciśnienia oraz umożliwia ponowne rozpoczęcie cyklu. Układy pomp ciepła projektowane są w taki sposób, aby zapewnić możliwie wysoką efektywność transportu energii pomiędzy źródłami o różnych potencjałach cieplnych. W szczególności sprężarkowe pompy ciepła należą do najczęściej stosowanych rozwiązań ze względu na wysokie wartości współczynnika wydajności (COP) oraz możliwość znaczącego

ograniczenia zużycia energii pierwotnej w porównaniu z tradycyjnymi systemami opartymi na spalaniu paliw.

Kluczowy w pompie ciepła jest czynnik chłodniczy, który dzięki przemianom fazowym umożliwia transport energii cieplnej w obiegu termodynamicznym. Aby zapewnić wysoką efektywność pracy układu, czynnik powinien charakteryzować się odpowiednimi właściwościami termodynamicznymi, stabilnością chemiczną oraz spełniać wymagania bezpieczeństwa, takie jak niska toksyczność i ograniczona palność. Istotnym kryterium doboru jest również jego wpływ na środowisko, określany m.in. przez wskaźniki ODP i GWP, co wynika z obowiązujących regulacji prawnych. W związku z tym obserwuje się stopniowe odchodzenie od czynników o wysokim wpływie środowiskowym, takich jak CFC, HCFC i częściowo HFC, na rzecz nowoczesnych rozwiązań. Coraz większe znaczenie zyskują czynniki o niskim GWP, w tym czynniki z grupy HFO oraz czynniki naturalne, takie jak amoniak, dwutlenek węgla czy węglowodory. Wybór odpowiedniego czynnika chłodniczego stanowi obecnie kompromis pomiędzy efektywnością energetyczną, bezpieczeństwem użytkowania oraz minimalizacją oddziaływania na środowisko [4].

Podstawowym parametrem wykorzystywanym do oceny efektywności pracy pompy ciepła jest współczynnik COP (Coefficient of Performance), definiowany jako stosunek uzyskanego strumienia ciepła Q do zużytej energii napędowej P:

$$COP = \frac{Q}{P}; \tag{1}$$

gdzie:
Q – strumień ciepła przekazywany do górnego źródła [W],
P– moc elektryczna pobierana przez sprężarkę [W].
W analizie teoretycznej efektywność pompy ciepła zależy od temperatur źródła dolnego i górnego. Dla obiegu idealnego (Carnota) współczynnik COP można wyrazić zależnością:

$$COP = \frac{T_{górne}}{T_{górne} - T_{dolne}}; \tag{2}$$

gdzie:
T_g– temperatura górnego źródła [K],
T_d– temperatura dolnego źródła [K].
Do kompleksowej oceny efektywności energetycznej systemu grzewczego z pompą ciepła stosuje się jednak częściej współczynnik SPF (Seasonal Performance Factor), który uwzględnia pracę całego układu, w tym urządzeń pomocniczych, takich jak pompy obiegowe, wentylatory czy grzałki elektryczne.

$$SPF = \frac{Q_{useful}}{E_{system}}; \tag{3}$$

gdzie:
Q_{useful} – całkowita użyteczna energia cieplna dostarczona do instalacji [kWh],
E_{system} – całkowite zużycie energii przez wszystkie elementy systemu [kWh].

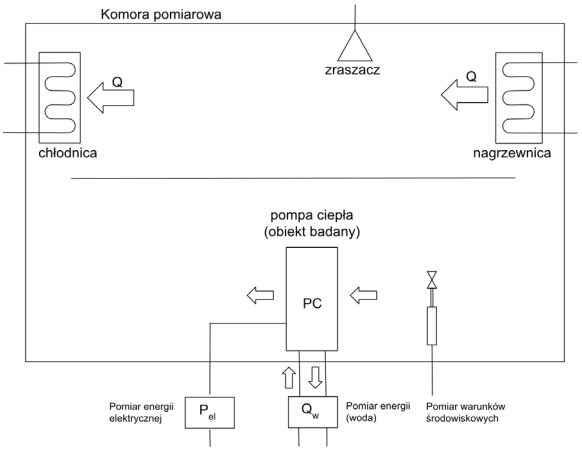
Wskaźnik SPF, choć zazwyczaj niższy od SCOP, stanowi bardziej miarodajną ocenę rzeczywistej efektywności eksploatacyjnej układu z pompą ciepła [5].

1. Stanowisko pomiarowe

Stanowisko pomiarowe zlokalizowano w izolowanej komorze klimatycznej, umożliwiającej badania w kontrolowanych warunkach temperatury i wilgotności. Komora, była oparta na istniejącej już konstrukcji (izoterma) (Rys. 1), która została doposażona w układy grzewcze i chłodzące umożliwiające regulację parametrów środowiskowych. Na potrzeby eksperymentu opracowano również system sterowania komory oraz akwizycji danych (Rys. 2).



Rys. 1 Wnętrze komory pomiarowej



Rys. 2 Schemat komory pomiarowej

Wyposażenie komory pomiarowej obejmuje zintegrowane układy chłodzenia, ogrzewania oraz regulacji wilgotności, umożliwiające prowadzenie badań w kontrolowanych warunkach środowiskowych. System chłodzenia komory oparto na zewnętrznym agregacie skraplającym AREA Cooling Solution (iCOOL 4.5) (Rys. 3) [6] współpracującym z parownikiem KOXKA o mocy 5,3 kW [7]. Doprowadzanie energii cieplnej do komory zrealizowano za pomocą dwóch kurtyn powietrznych FLOWAIR (Rys. 4) oraz kotła elektrycznego Kospel o mocy 24 kW (Rys. 5) ze zmodyfikowanym oprogramowaniem sterującym, pozwalającym na bardziej płynną regulację parametrów grzewczych.

Regulacja wilgotności odbywa się przy użyciu nawilżaczy zasilanych wodą oraz sprężonym powietrzem.



Rys. 3 Agregat chłodzący iCOOL 4.5



Rys. 4 Kurtyny powietrzne FLOWAIR

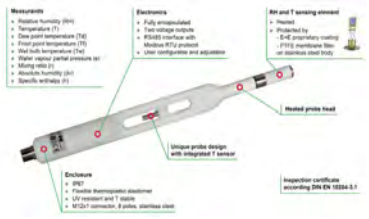
Układ pomiarowy komory obejmuje czujnik temperatury i wilgotności EE260 (Rys. 7) oraz wielokanałowy system pomiaru temperatury FATEC oparty na termoparach, umożliwiający rozmieszczenie punktów pomiarowych w wybranych obszarach komory i samego urządzenia. Pomiar energii cieplnej zrealizowano za pomocą przepływomierza SIEMENS (Rys. 8), natomiast zużycie energii elektrycznej monitorowane jest przez dwa analizatory energii elektrycznej LUMEL (Rys. 9) – osobno dla jednostki zewnętrznej pompy ciepła oraz całego układu.



Rys. 5 Kocioł KOSPEL 24kW



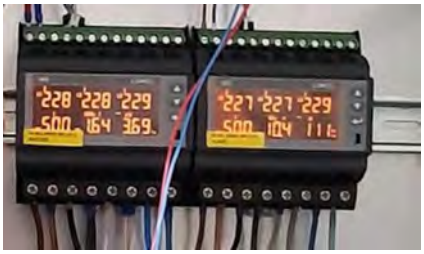
Rys. 6 Układ zasilania zraszaczy



Rys. 7 Czujnik temperatury i wilgotności EE260

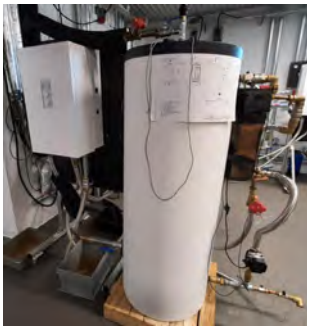


Rys. 8 Pomiar energii cieplnej (przepływomierz SIEMENS)



Rys. 9 Mierniki elektryczne zużycia energii

Układ odbioru ciepła bazuje na zewnętrznym buforze ciepła firmy KOSPEL (Rys. 10) oraz wymienniku zrzutowym (Rys. 11) sterowanym zaworem elektrycznym (Rys. 12), zapewniając stabilizację odbioru energii. Całość systemu nadzorowana jest przez układ sterowania oraz akwizycji danych oparty na komputerze PC (Rys. 13), wyposażonym w oprogramowanie NODE-RED oraz systemie utrwalania danych z wykorzystaniem bazy danych PostgreSQL. System umożliwia dodatkowo automatyczną kontrolę warunków w komorze, zdalne zarządzanie pracą urządzeń oraz rejestrację i analizę danych pomiarowych w czasie rzeczywistym.



Rys. 10 Zbiornik buforowy do zrzutu energii



Rys. 11 Wymiennik zbiornika buforowego

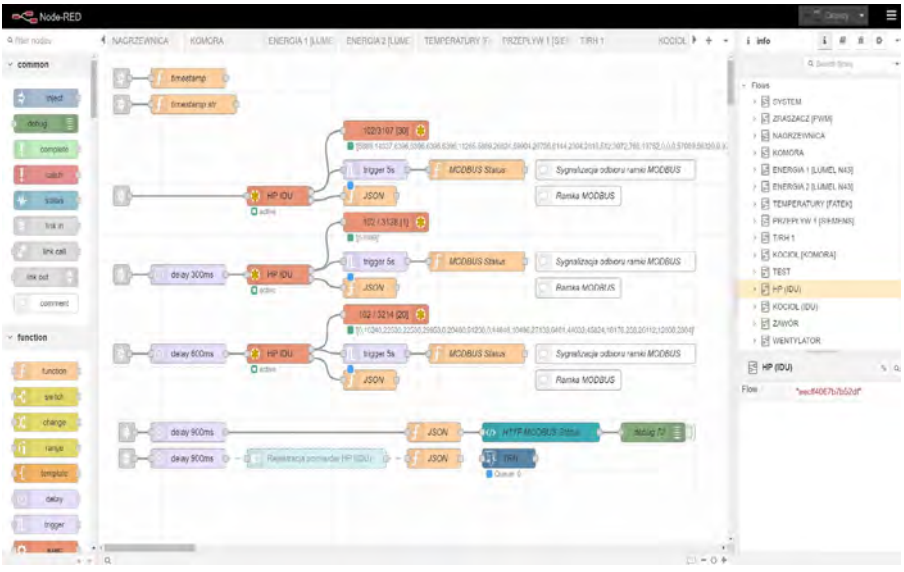


Rys. 12 Zawór sterujący zbiornika buforowego

System akwizycji danych stanowi kluczowy element infrastruktury komory klimatycznej, odpowiadając za zbieranie, przetwarzanie oraz archiwizację danych pomiarowych. Został on zrealizowany w oparciu o komputer PC pracujący pod kontrolą systemu LINUX, z wykorzystaniem środowiska NODE-RED jako warstwy integracyjnej oraz bazy danych PostgreSQL do długoterminowego przechowywania danych.



Rys. 13 Szafa z układem sterującym komory pomiarowej



Rys. 14 Przykładowe algorytmy sterujące komorą pomiarową w NODE-RED



Rys. 15 Panel HMI (NODE-RED)

Node-RED pełni funkcję platformy komunikacyjnej, umożliwiającej integrację sygnałów z różnych urządzeń pomiarowych i wykonawczych, takich jak czujniki temperatury i wilgotności, analizatory mocy, przepływomierze czy elementy automatyki (Rys. 14). Dane zbierane są w czasie rzeczywistym, przetwarzane oraz zapisywane w uporządkowanej strukturze bazy danych, co umożliwia ich późniejszą analizę i wizualizację. System umożliwia również bieżący monitoring parametrów pracy oraz sterowanie komory poprzez interfejs użytkownika HMI (Rys. 15), z dostępem lokalnym lub zdalnym. Operator ma możliwość definiowania własnych warunków testowych, ustawiania progów alarmowych oraz sterowania pracą poszczególnych elementów układu. Dodatkowo możliwa jest automatyczna reakcja systemu na zmiany warunków, np. regulacja mocy grzewczej, chłodniczej lub wilgotności w celu utrzymania zadanych parametrów. Zastosowane rozwiązanie pozwoliło na uzyskanie elastyczność w konfiguracji, możliwość dalszej rozbudowy o kolejne urządzenia oraz rejestrację dużych zbiorów danych pomiarowych.

2. Przebieg badania

Badania wpływu temperatury dolnego źródła przeprowadzono z wykorzystaniem trzech powietrznych pomp ciepła OEM produkcji chińskiej typu powietrze–woda o mocach znamionowych 8 KW, 12 KW i 23 KW (Rys. 16). Testy realizowano przy zmiennych parametrach pracy zewnętrznej i różnych poziomach obciążenia sprężarki.



Rys. 16 Przykładowe pompy ciepła OEM produkcji chińskiej o mocach 8KW, 12KW i 23KW

Podczas pomiarów analizowano głównie zależność pomiędzy temperaturą dolnego źródła a kluczowymi parametrami pracy pompy ciepła, takimi jak współczynnik COP, moc grzewcza oraz zużycie energii elektrycznej. Dane te pozwoliły później odwzorować charakterystyki pracy urządzeń w różnych warunkach środowiskowych. Dodatkowo uwzględniono podczas tych testów dodatkowe zjawiska charakterystyczne dla powietrza jako dolnego źródła a wpływające na efektywność pracy samej pompy ciepła związanych głównie z procesem szronienia dla określonych temperatur i wilgotności.

Badania przeprowadzono dla temperatur powietrza zewnętrznego wynoszących od −25°C do 35°C, zgodnie z wymaganiami dla normy dotyczącej oceny efektywności pomp ciepła EN 14825 [8]. W trakcie pomiarów utrzymywano stałą różnicę temperaturową pomiędzy termometrem suchym i mokrym wynoszącą około 1°C, co również wynika z normy [8]. Dla każdego punktu temperaturowego realizowano pomiary przy różnych temperaturach czynnika grzewczego (35–60°C), przy zachowaniu różnicy temperatur pomiędzy czynnikiem wlotowym a wylotowym na poziomie 5°C [8]. Badania wykonano również dla dwóch różnych prędkości obrotowych sprężarki, zarówno minimalnej, jak i maksymalnej (30 Hz i 90 Hz). Każdą serię pomiarową poprzedza etapem stabilizacji warunków pracy komory pomiarowej (od 30 – do 60 min) [8], po którym prowadzono właściwą rejestrację danych trwającą minimum 1 godzinę. Podczas pomiarów rejestrowano m.in. moc grzewczą, zużycie energii oraz parametry pracy całego układu, z interwałem czasowym wynoszącym 1 sekundę. Dane pomiarowe zapisywano w bazie danych. Zebrane dane następnie poddano wstępnej obróbce, obejmującej filtrację błędów, ujednolicenie oraz uśrednianie wyników. Tak przygotowane dane stanowiły podstawę do przeprowadzenia dalszych analiz.

3. Wyniki pomiarów

Wyniki badań przedstawiono w formie tabelarycznej, obejmującej zestawienie parametrów pracy pomp ciepła dla analizowanych warunków. W tabelach ujęto wartości współczynnika COP, mocy grzewczej oraz zużycia energii elektrycznej w funkcji temperatury dolnego źródła, temperatury czynnika grzewczego oraz prędkości obrotowej sprężarki. Dane zestawiono dla wszystkich badanych jednostek o mocach 8 KW, 12 KW i 23 KW.

W trakcie przeprowadzonych badań eksperymentalnych zarejestrowano bardzo obszerny zbiór danych pomiarowych, wynikający z wysokiej rozdzielczości czasowej akwizycji oraz wieloparametrowego charakteru monitorowanego układu. Rejestracja sygnałów w krótkich odstępach czasu, przy jednoczesnym pomiarze wielu wielkości fizycznych (m.in. temperatur, wilgotności, mocy elektrycznej i strumieni ciepła), prowadziła do powstania zbiorów danych o znacznej objętości, liczonych w dziesiątkach tysięcy rekordów dla pojedynczego cyklu badawczego. Pełna prezentacja tak rozbudowanego materiału empirycznego w formie tabelarycznej w ramach jednego artykułu byłaby nie tylko niepraktyczna z punktu widzenia objętości publikacji, lecz również utrudniałaby czytelność oraz interpretację wyników.

Z tego względu, zgodnie z powszechną praktyką stosowaną w analizie danych eksperymentalnych, w niniejszym artykule zdecydowano się na selektywną prezentację wyników. Przyjęto podejście polegające na przedstawieniu reprezentatywnego fragmentu danych w postaci pojedynczego zestawienia tabelarycznego, odzwierciedlającego typowy przebieg badanego procesu w ustalonych warunkach pracy. Wybrany przykład stanowi próbkę o charakterze referencyjnym, umożliwiającą

prześledzenie zależności pomiędzy analizowanymi parametrami oraz zilustrowanie jakości i struktury zgromadzonych danych.

Tabela 1 Moc grzewcza pompy ciepła 8KW dla prędkości obrotowej sprężarki 90Hz (prędkość maksymalna)

Temp. zewnętrzna	Moc grzewcza [kW]					
	35°C	**40°C**	**45°C**	**50°C**	**55°C**	**60°C**
-25°C	3,10	3,20	3,30	3,40	3,50	-
-20°C	3,90	4,00	4,10	4,20	4,30	4,10
-16°C	4,50	4,60	4,70	4,90	5,00	4,80
-15°C	4,60	4,70	4,80	5,00	5,10	4,90
-12°C	5,10	5,30	5,40	5,60	5,40	5,10
-7°C	5,80	6,00	6,10	6,30	6,10	5,80
-5°C	6,00	6,20	6,40	6,60	6,30	6,00
0°C	6,80	7,00	7,20	6,90	6,70	6,20
1°C	7,00	7,20	7,40	7,10	6,90	6,40
2°C	7,10	7,30	7,60	7,30	7,10	6,60
5°C	7,50	7,70	7,90	7,60	7,50	6,90
7°C	8,20	8,40	8,70	8,30	8,20	7,50
10°C	8,70	9,00	9,20	8,90	8,70	8,00
14°C	9,40	9,00	9,30	8,90	8,40	8,60
15°C	9,50	9,10	9,40	9,00	8,50	8,70
20°C	10,60	10,20	10,50	10,00	9,50	9,80
25°C	10,50	10,00	9,90	9,80	10,10	8,60
30°C	9,50	8,90	9,20	8,50	7,70	7,90
35°C	10,50	9,80	10,10	9,40	8,60	8,80

Tabela 2 Moc elektryczna pompy ciepła 8KW dla prędkości obrotowej sprężarki 90Hz (prędkość maksymalna)

Temp. zewnętrzna	Moc grzewcza [kW]					
	35°C	**40°C**	**45°C**	**50°C**	**55°C**	**60°C**
-25°C	1,42	1,70	1,92	2,20	2,41	-
-20°C	1,49	1,79	2,01	2,31	2,53	2,50
-16°C	1,54	1,85	2,08	2,39	2,62	2,59
-15°C	1,56	1,87	2,11	2,42	2,65	2,62
-12°C	1,60	1,92	2,16	2,48	2,54	2,69
-7°C	1,66	1,99	2,24	2,57	2,63	2,79
-5°C	1,70	2,04	2,30	2,64	2,70	2,86
0°C	1,76	2,11	2,38	2,55	2,59	2,53
1°C	1,77	2,12	2,39	2,56	2,61	2,55
2°C	1,78	2,14	2,40	2,58	2,62	2,56
5°C	1,81	2,17	2,44	2,62	2,67	2,61
7°C	1,84	2,21	2,48	2,66	2,71	2,65
10°C	1,85	2,22	2,50	2,68	2,73	2,66
14°C	1,87	2,09	2,27	2,51	2,54	2,47
15°C	1,88	2,11	2,28	2,53	2,56	2,48
20°C	1,90	2,13	2,31	2,55	2,58	2,51
25°C	1,85	2,06	2,23	2,46	2,47	2,38
30°C	1,40	1,53	1,65	1,78	1,73	1,83
35°C	1,48	1,61	1,75	1,88	1,83	1,94

Takie podejście pozwala na zachowanie równowagi pomiędzy kompletnością dokumentacji eksperymentu a przejrzystością prezentacji wyników, przy jednoczesnym zapewnieniu możliwości ich interpretacji i porównania z danymi literaturowymi. Należy podkreślić, że pełny zbiór danych pozostaje dostępny do dalszych analiz i może stanowić podstawę do pogłębionych badań lub walidacji przedstawionych wniosków. W niniejszym opracowaniu zaprezentowano przykładowe wyniki dla pomp ciepła o mocy znamionowej 8 KW (Tabela 1-4)

Tabela 3 Moc grzewcza pompy ciepła 8KW dla prędkości obrotowej sprężarki 30Hz (prędkość minimalna)

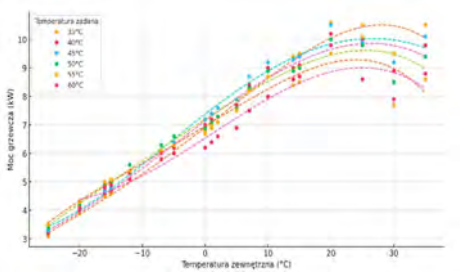
Temp. zewnętrzna	Moc grzewcza [kW]					
	35°C	**40°C**	**45°C**	**50°C**	**55°C**	**60°C**
-30°C	-	-	-	-	-	-
-25°C	-	-	-	-	-	-
-20°C	1,17	1,11	1,04	0,97	0,94	0,93
-15°C	1,22	1,15	1,08	1,02	0,99	0,97
-12°C	1,27	1,20	1,13	1,06	1,03	1,01
-7°C	1,32	1,25	1,17	1,10	1,07	1,05
-5°C	1,39	1,31	1,23	1,16	1,12	1,10
0°C	1,56	1,48	1,39	1,30	1,26	1,23
2°C	1,74	1,65	1,55	1,45	1,41	1,38
5°C	2,08	1,97	1,85	1,74	1,69	1,65
7°C	2,42	2,29	2,16	2,02	1,88	1,74
10°C	2,77	2,62	2,46	2,31	2,15	1,99
15°C	3,01	2,85	2,68	2,51	2,34	2,17
20°C	3,25	3,08	2,89	2,71	2,53	2,34
25°C	3,47	3,29	3,09	2,90	2,70	2,50
30°C	3,83	3,63	3,41	3,19	2,97	2,76
35°C	3,90	3,70	3,48	3,26	3,03	2,81

Tabela 4 Moc elektryczna pobierana przez pompę ciepła 8KW dla prędkości obrotowej sprężarki 90Hz (prędkość maksymalna)

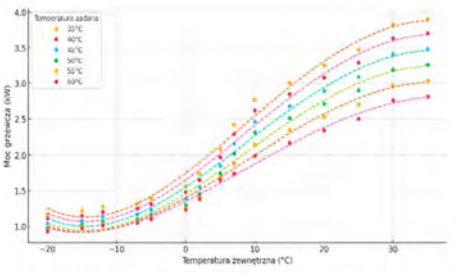
Temp. zewnętrzna	Moc grzewcza [kW]					
	35°C	**40°C**	**45°C**	**50°C**	**55°C**	**60°C**
-30°C	-	-	-	-	-	-
-25°C	-	-	-	-	-	-
-20°C	0,52	0,61	0,69	0,77	0,80	0,83
-15°C	0,53	0,62	0,70	0,78	0,83	0,85
-12°C	0,54	0,63	0,71	0,80	0,84	0,87
-7°C	0,52	0,61	0,69	0,77	0,82	0,86
-5°C	0,48	0,57	0,64	0,72	0,80	0,87
0°C	0,50	0,59	0,66	0,74	0,82	0,94
2°C	0,50	0,59	0,67	0,75	0,83	0,95
5°C	0,50	0,59	0,67	0,75	0,83	0,95
7°C	0,50	0,60	0,71	0,79	0,89	0,98
10°C	0,56	0,65	0,74	0,83	0,92	1,05
15°C	0,58	0,69	0,78	0,87	0,96	1,11
20°C	0,61	0,72	0,81	0,91	1,00	1,15
25°C	0,62	0,72	0,82	0,92	1,02	1,16
30°C	0,60	0,71	0,81	0,90	1,00	1,14
35°C	0,55	0,64	0,73	0,81	0,90	1,03

W kolejnym etapie wyniki tabelaryczne zestawiono również w formie wykresów, co umożliwia bardziej przejrzystą ocenę zależności pomiędzy temperaturą otoczenia, temperaturą wody grzewczej, mocą grzewczą oraz poborem mocy elektrycznej. Prezentacja graficzna pozwala na łatwiejsze zaobserwowanie trendów zmian parametrów pracy pomp ciepła, zwłaszcza ze wzrost mocy grzewczej wraz ze wzrostem temperatury powietrza zewnętrznego oraz wpływ podwyższenia temperatury

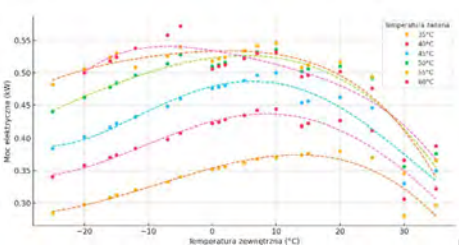
zasilania instalacji na zwiększenie zapotrzebowania na energię elektryczną. Wykresy ułatwiają także porównanie charakterystyk poszczególnych urządzeń oraz ocenę różnic pomiędzy pracą sprężarki przy prędkości maksymalnej i minimalnej. Dzięki temu możliwe jest szybsze wskazanie zakresów pracy, w których pompy ciepła osiągają najkorzystniejsze parametry energetyczne, a także identyfikują warunki powodujących obniżenie ich efektywności. Na rys. 17 i 18 przedstawiono zestawienie mocy grzewczej pompy ciepła o mocy 8 kW dla dwóch przykładowych częstotliwości pracy sprężarki: 30 i 90 Hz w funkcji temperatury źródła górnego i dolnego. Kolejno na rys. 19 i 20 przedstawiono charakterystykę poboru mocy elektrycznej w funkcji temperatur źródeł, natomiast na rys. 21 i 22 w współczynnika wydajności COP funkcji temperatur źródeł.



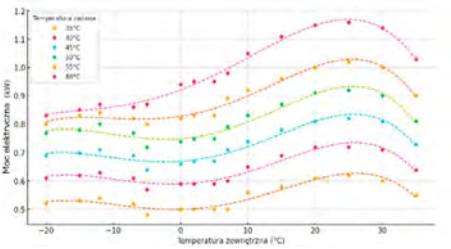
Rys. 17 Moc grzewcza pompy 8KW przy częstotliwości pracy sprężarki 30Hz



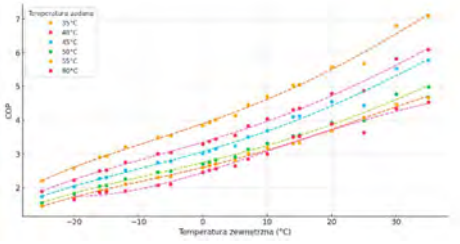
Rys. 18 Moc grzewcza pompy 8KW przy częstotliwości pracy sprężarki 90Hz



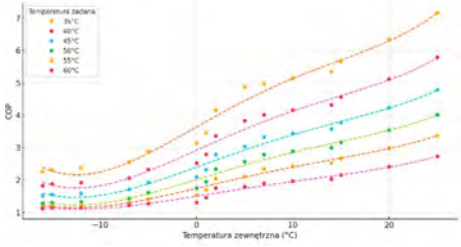
Rys. 19 Moc elektryczna pompy ciepła 8KW w funkcji temperatury (częstotliwość pracy sprężarki 30Hz)



Rys. 20 Moc elektryczna pompy ciepła 8KW w funkcji temperatury (częstotliwość pracy sprężarki 90Hz)



Rys. 21 COP w funkcji temperatury dla pompy ciepła 8KW (częstotliwość pracy sprężarki 30Hz)



Rys. 22 COP w funkcji temperatury dla pompy ciepła 8KW (częstotliwość pracy sprężarki 90Hz)

4. Wnioski

Zestawienie potwierdza typową zależność obserwowaną w powietrznych pompach ciepła: wraz ze wzrostem temperatury powietrza zewnętrznego rośnie dostępna moc grzewcza urządzenia. Jest to szczególnie widoczne przy pracy sprężarki z prędkością 90 Hz, gdzie pompy osiągają największą wydajność cieplną w dodatnich temperaturach otoczenia. W niskich temperaturach zewnętrznych moc grzewcza jest wyraźnie ograniczona, co wynika z mniejszej ilości energii możliwej do odebrania z powietrza oraz z trudniejszych warunków pracy układu chłodniczego. Drugim istotnym czynnikiem wpływającym na wyniki jest temperatura wody grzewczej. Wraz ze wzrostem wymaganej temperatury zasilania instalacji, szczególnie w zakresie 50–60°C, obserwuje się pogorszenie warunków pracy pompy ciepła. Urządzenie musi wówczas pracować przy większym sprężu, co skutkuje wzrostem poboru mocy elektrycznej oraz ograniczeniem efektywności procesu grzewczego. Najkorzystniejsze warunki pracy występują przy niższych temperaturach wody, zwłaszcza w zakresie 35–45°C, typowych dla instalacji niskotemperaturowych. Porównanie wyników dla prędkości 90 Hz i 30 Hz pokazuje wyraźny wpływ modulacji sprężarki na charakterystykę pracy urządzeń. Przy prędkości maksymalnej pompy uzyskują znacznie wyższą moc grzewczą, ale jednocześnie pobór energii elektrycznej jest większy. Praca z prędkością minimalną powoduje ograniczenie mocy grzewczej, jednak wiąże się z wyraźnie niższym zapotrzebowaniem na energię elektryczną. Taki tryb może być korzystny w warunkach częściowego obciążenia cieplnego budynku, gdy zapotrzebowanie na moc jest mniejsze, a priorytetem staje się stabilna i energooszczędna praca układu. Na podstawie danych można również zauważyć różnice pomiędzy poszczególnymi pompami ciepła. Pompy o większej mocy znamionowej osiągają wyższe wartości mocy grzewczej, ale jednocześnie charakteryzują się większym poborem mocy elektrycznej. Porównanie urządzeń w tych samych punktach pracy umożliwia ocenę ich zachowania w identycznych warunkach temperaturowych oraz pozwala wskazać zakresy, w których dana pompa pracuje najkorzystniej.

Przedstawione wyniki stanowią podstawę do dalszej analizy efektywności energetycznej, w szczególności do wyznaczenia współczynnika COP dla poszczególnych punktów pracy. Zestawienie mocy grzewczej i poboru mocy elektrycznej pozwala nie tylko ocenić maksymalną wydajność urządzeń, lecz także określić wpływ temperatury zewnętrznej, temperatury wody grzewczej oraz prędkości obrotowej sprężarki na sprawność pracy pomp ciepła.

Bibliografia

[1] "The Future of Heat Pumps," International Energy Agency, Paris, 2022.
[2] J. D. Y. J. S. D. a. S. H. L. Zhang, „An experimental study on frosting and defrosting performances of a novel air source heat pump unit with a radiant-convective heating terminal," *Energy and Buildings,* tom 163, nr 10.1016/j.enbuild.2017.12.035, p. 10–21, 2018.
[3] W. T. a. D. Pietryga, „Wybrane aspekty analizy środowiskowej pomp ciepła," *Instal,* tom 4, nr 10.36119/15.2024.4.2, p. 18–24, 2024.
[4] A. F. K. J. S. B. a. P. A. D. M. O. McLinden, „A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for low-GWP refrigerants," *International Journal of Refrigeration,* tom 38, nr doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.09.032, p. 80–92, 2014.
[5] B. Radomski, „Sezonowy współczynnik efektywności pomp ciepła (SPF) – metody obliczeniowe," *Przegląd Budowlany,* tom 7–8, p. 167–173, 2022.

[6] „AREA Cooling Solutions — Cennik 2021," Area Cooling Solutions Sp. z o.o, 2021. [Online]. Available: https://areacooling.com/wp-content/uploads/2021/03/Cennik-AREA-_2021.pdf.
[7] Kobol, „CR/CC Series: Cubic Evaporator — Product Workbook," Kobol, 2022. [Online]. Available: https://www.kobol.es/wp-content/uploads/2023/04/CR-CC.pdf.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_57

Numerical analysis of the effect of temperature on the efficiency of the pressure-retarded osmosis process

JULIUSZ WACHNICKI, PIOTR ŁAPKA
Warsaw University of Technology, Faculty of Power and Aeronautical Engineering, Division of Thermodynamics
Nowowiejska 21/25, 00-665 Warsaw, Poland
e-mail: juliusz.wachnicki.dokt@pw.edu.pl
piotr.lapka@pw.edu.pl

Key words: Pressure-Retarded Osmosis (PRO), Temperature Effect, Salt Flux, Water Flux

Pressure-retarded osmosis (PRO) is a promising technology for harvesting salinity gradient energy by converting the osmotic pressure difference between solutions of different salinities into useful power. Previous studies have demonstrated that process performance can be enhanced by increasing solution temperature; however, temperature effects have been investigated primarily using analytical and semi-empirical models. In the present work, a novel computational fluid dynamics (CFD) model was developed to investigate PRO performance under non-isothermal conditions. The proposed model enables the fully coupled simulation of fluid flow, species transport, heat transfer, and transmembrane water and salt transport within a laboratory-scale PRO module. Temperature- and concentration-dependent thermophysical properties of NaCl solutions were incorporated using data obtained from the OLI Systems database. Internal concentration polarization (ICP) effects were represented through a porous-medium approach. Numerical simulations were performed for a cellulose triacetate (CTA) membrane over a range of feed and draw solution temperatures and applied hydraulic pressures. The results demonstrated that temperature has a significant influence on PRO performance. Increasing solution temperature enhanced osmotic pressure, diffusivity, and membrane permeability while reducing solution viscosity. These effects reduced the severity of both external and internal concentration polarization, resulting in improved mass transport across the membrane. The highest water fluxes were obtained for the case with the draw solution temperature increased to 50°C, yielding improvements of 45.7-68.2% compared with the reference conditions. Salt flux exhibited a similar trend, rising by 58.1-62.1% due to enhanced transport properties and increased membrane salt permeability. As a consequence, power density increased substantially with temperature. The maximum power density rose from 6.5 W m^{-2} for the reference case to 10.0 W m^{-2} for the 50°C draw solution, corresponding to an improvement of 53.5%. The results demonstrate the strong potential of utilizing low-grade waste heat to improve PRO performance. Furthermore, the developed CFD framework provides a robust tool for the analysis, optimization, and design of non-isothermal PRO systems, offering capabilities beyond those of conventional analytical approaches.

1. Introduction

Global energy consumption is currently dominated by fossil fuels, the utilization of which is intrinsically associated with carbon dioxide emissions and, consequently, climate change. Increasing energy demand, macroeconomic factors, and the progressive depletion of fossil fuel resources have intensified interest in renewable energy sources (RES). Among emerging sustainable energy technologies, salinity gradient energy conversion has recently attracted considerable attention.

The thermodynamic potential of saline solutions, which differs from that of pure water, can be harnessed for energy generation through the transport of solvent across a semipermeable membrane driven by osmotic pressure differences. In pressure-retarded osmosis (PRO), the hydraulic pressure generated during this process can subsequently be converted into useful energy, for example, by means of a hydraulic turbine coupled to an electric generator [1]. Owing to its potential for continuous and environmentally friendly energy production, PRO is regarded as a promising technology for sustainable power generation.

PRO systems are most commonly designed using naturally occurring sodium chloride (NaCl) solutions, such as seawater or industrial by-products including desalination brine [2]. However, previous studies have demonstrated that alternative organic and inorganic salt solutions may exhibit significantly more favourable physicochemical properties, including higher solubility and greater osmotic pressure, compared with conventional NaCl solutions [3]. Consequently, such solutions are of considerable interest for advanced PRO applications. Furthermore, the power density generated across a PRO membrane can be enhanced by employing highly concentrated draw solutions [4].

The performance of PRO systems can also be enhanced by increasing the temperature of the feed and draw solutions. A significant fraction of the energy consumed in industrial processes, estimated at approximately 20-50%, is discharged as low-grade waste heat in the form of hot exhaust gases, cooling water, and thermal radiation from heated equipment surfaces. The utilization of this waste heat to increase solution temperatures in closed-loop PRO systems has therefore attracted growing research interest [5].

Consequently, thermally driven draw-solution recovery processes, including absorption/stripping and evaporative systems, have gained considerable attention, as they are less constrained by thermodynamic limitations and can operate using low-grade thermal energy [6]. In such systems, the regenerated draw solution may remain at elevated temperatures, which can directly influence the performance of the downstream PRO unit.

Previous experimental studies have demonstrated that increasing the solution temperature may significantly enhance the water flux through the membrane and, consequently, increase the generated power density [7–9]. This effect is primarily associated with increases in the water and salt permeability coefficients with temperature [10,11]. Furthermore, temperature variations alter key physicochemical properties of saline solutions, including density, viscosity, osmotic pressure, and diffusivity [11]. These changes may reduce the severity of internal concentration polarization (ICP) and external concentration polarization (ECP), thereby improving overall process efficiency.

The modeling of water and salt transport through semipermeable membranes has evolved considerably over the years. Early studies primarily relied on simplified zero-dimensional (0D) analytical models [12], which were subsequently extended to account for additional transport phenomena such as ICP and ECP effects [13]. These models enabled preliminary investigations of the influence of operating conditions on PRO performance [14]. Later, more advanced one-dimensional (1D) models were developed [15], while still retaining analytical transport formulations. Recent advances in computational capabilities have contributed to the increasing application of computational fluid dynamics (CFD) in PRO research. CFD models enable detailed analyses of membrane modules with complex geometries [16] and allow for accurate representation of spacer structures and associated hydrodynamic effects [17]. Despite these developments, previous studies

addressing temperature-dependent PRO performance have primarily focused on analytical or semi-empirical approaches [5,6,9,18–20]. To the best of the authors' knowledge, the influence of temperature on PRO system performance has not yet been comprehensively investigated using a fully coupled CFD framework.

In the present study, CFD simulations were performed for a simplified laboratory-scale PRO module based on the configuration proposed in [16]. The calculations were conducted over the temperature ranges of both the draw and feed solutions to provide a comprehensive analysis of the influence of temperature on PRO performance. The proposed model incorporates temperature-dependent thermophysical properties of NaCl solutions obtained from the OLI Systems database, enabling accurate representation of highly concentrated electrolyte solutions under non-isothermal operating conditions.

2. Materials and methods

2.1. Numerical model

For the numerical simulations, the transport of water, salt, and heat through the semipermeable membrane, as well as the fluid flow within the PRO module, was modeled using the CFD software ANSYS Fluent. The built-in governing equations and model parameters were customized through user-defined implementations to account for the concentration- and temperature-dependent properties of saline solutions over a wide range of operating conditions. Additional modifications were introduced to simulate coupled water, salt, and heat transport across the semipermeable membrane by applying proper source terms in governing equations.

A laboratory-scale PRO module geometry adopted from [16] was used in the present study (Fig. 1). The membrane active area was approximately 20 cm^2, corresponding to dimensions of $7.7\ cm \times 2.6\ cm$. For the proposed geometry, a structured computational mesh consisting of approximately 1.49 million cells was generated. The mesh resolution was selected based on the findings reported in [16], where it was demonstrated to provide mesh-independent and numerically stable solutions, characterized by high agreement with an experimental study of the same module. In addition, the near-wall mesh resolution was designed to ensure accurate prediction of transport phenomena in the vicinity of the membrane surface. The cell size distribution was selected such that the dimensionless wall distance, $y+$, remained below 3 throughout the computational domain, while values below 1 were maintained at the membrane surfaces. This mesh refinement enabled adequate resolution of the boundary layers and concentration polarization effects without the need for wall-function approximations.

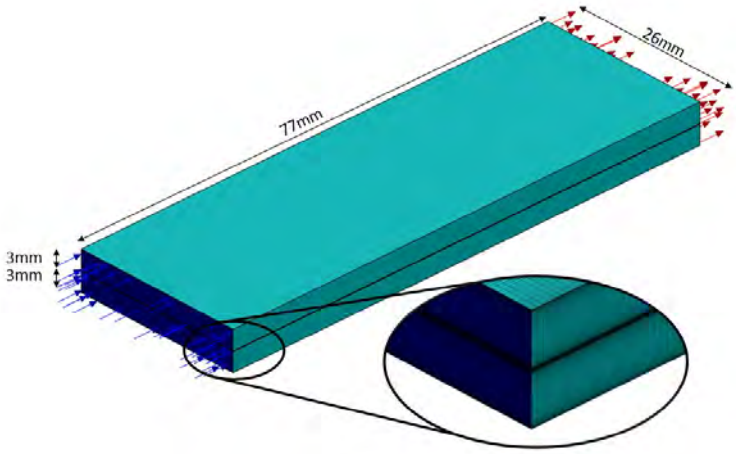


Figure 1. Geometry of the module. Source: own study based on [16].

To account for ICP effects within the membrane support layer, the membrane was modeled as a porous medium. The investigated membrane was a cellulose triacetate asymmetric (CTA) membrane identical to that employed in the numerical study reported in [16]. The detailed membrane characteristics and transport parameters are summarized in Table 1. Previous studies [10,11] have demonstrated that both the water permeability coefficient A and the salt permeability coefficient B are strongly dependent on solution temperature. In particular, the work presented in [10] suggested that both coefficients can be reasonably approximated as linear functions of temperature within the range relevant to PRO applications.

Table 1. CTA membrane properties [16], [21] (where: k_m in the permeability of the porous support layer, η is the porosity, ω is the tortuosity).

Membrane thickness (μm)	ω (-)	η (-)	k_m (m^2)
100	1.83	0.298	$2.34 \cdot 10^{-15}$

In the present study, temperature-dependent correlations for A and B were implemented to account for the influence of temperature on membrane transport properties. These correlations were formulated to preserve the temperature sensitivity reported in [10], while simultaneously ensuring consistency with the membrane parameters adopted in [16]. Consequently, the proportionality coefficients were retained from the literature model, whereas the correlations were adjusted so that the values of both permeability coefficients exactly matched those reported in [16] at the reference temperature of 25°C. The resulting temperature-dependent expressions for the water permeability coefficient, A, and the salt permeability coefficient, B, are given by:

$$A = 5.9 \cdot 10^{-14}\,T + 1.18 \cdot 10^{-12} \quad (1)$$

$$B = 7.1 \cdot 10^{-9}\,T + 3.9 \cdot 10^{-8} \quad (2)$$

where: T is the temperature.

Calculations were performed under steady-state, non-isothermal conditions. The transport of water, salt, and heat within the PRO module was described using the governing equations for incompressible fluid flow, supplemented with source terms accounting for transmembrane transport phenomena. Specifically, additional source terms were incorporated into the continuity, species transport, and energy equations to represent the transport of water, salt, and heat across the semipermeable membrane. The governing equations employed in the present study are as follows:

$$\nabla(\rho\mathbf{u}) = S_w \tag{3}$$

$$\nabla\left[\rho\mathbf{u}C_s - \rho\left(D_i + D_{t,i}\right)\nabla C_s\right] = S_s \tag{4}$$

$$\rho(\mathbf{u}\cdot\nabla\mathbf{u}) = -\nabla p + (\mu + \mu_t)\nabla^2\mathbf{u} \tag{5}$$

$$\rho(\mathbf{u}\cdot\nabla h) = \nabla\cdot(k + k_t)\nabla T + S_h \tag{6}$$

where: C_s is the mass fraction of the salt, D_i is the molecular diffusivity coefficient for salt in the water, $D_{t,i}$ is the turbulent diffusivity coefficient, h is the enthalpy, k is the molecular thermal conductivity, k_t is the turbulent thermal conductivity, p is the pressure, S_s, S_m, and S_h are source terms related to salt, water, and heat flow through the semipermeable membrane, respectively, $\mathbf{u}$ is the fluid velocity vector, μ is the dynamic viscosity, μ_t is the turbulent viscosity, and ρ is the solution density.

In the continuity, species transport, and energy equations (Eqs. (3), (4), and (6)), the source terms were applied within the first layer of computational cells directly adjacent to the active layer of the semipermeable membrane. This approach enabled the incorporation of water, salt, and heat transport across the membrane into the CFD framework.

The transmembrane salt and water fluxes were calculated using as follows:

$$J_S = B\left(C_{D,m} - C_{F,m}\right) \tag{7}$$

$$J_W = A\left(\pi_{D,m} - \pi_{F,m} - \Delta P\right) \tag{8}$$

where: C is the salt mass fraction at the membrane active layer (m), either on the draw side (D) or feed side (F), ΔP is the hydrostatic pressure applied to the draw solution, and π is for the osmotic pressure for solution concentration at the membrane of both the feed and draw solution. The mass transfer of water and salt through the membrane was incorporated into the continuity and species transport equations through the following source terms:

$$S_s = \pm J_S\frac{\rho_s A_c}{V_c} \tag{9}$$

$$S_w = \pm J_W\frac{\rho_w A_c}{V_c} \tag{10}$$

where A_c is the area of the membrane-adjacent cell face, V_c is the volume of the computational cell in which the source term is applied, and ρ_s and ρ_w are the densities of salt and water, respectively. The source term S_C was assigned a negative value on the draw side and a positive value on the feed side, reflecting reverse salt through the membrane. Conversely, the source term S_m was positive on the draw side and negative on the feed side, corresponding to the direction of water permeation from the feed solution to the draw solution.

To account for non-isothermal operating conditions, the numerical model was further extended to include heat transport associated with the transmembrane fluxes of water and salt. The corresponding heat fluxes were calculated as:

$$H_S = \pm J_S \rho_s c_{p,s} \Delta T \tag{11}$$

$$H_W = \pm J_W \rho_w c_{p,w} \Delta T \tag{12}$$

where: $c_{p,s}$ is the specific heat of salt, $c_{p,w}$ is the specific heat of water, and ΔT is the temperature gradient through the membrane. Based on these heat fluxes, the energy source terms were formulated as:

$$S_{h,s} = \pm H_S \frac{A_c}{V_c} \tag{13}$$

$$S_{h,w} = \pm H_W \frac{A_c}{V_c} \tag{14}$$

$$S_h = S_{h,s} + S_{h,w} \tag{15}$$

The sign convention adopted for the energy source terms was consistent with that used for the mass source terms, ensuring conservation of mass and energy across the membrane interface.

The power density generated within the investigated PRO module was determined as:

$$W = J_{W,tot} \Delta P \tag{16}$$

where $J_{W,tot}$ is the total water flux through the entire membrane surface area A_{tot}, calculated as:

$$J_{W,tot} = \int_{A_{tot}} J_W \, dA \tag{17}$$

The calculated power density was subsequently used as the primary performance indicator for evaluating the influence of operating temperature on the PRO process.

2.2. Solution properties

In the present study, only aqueous sodium chloride (NaCl) solutions were considered. This choice was motivated by the fact that NaCl solutions are the most commonly encountered draw and feed streams in open-loop PRO systems, particularly in applications involving seawater, river water, and desalination brines. The thermophysical properties of the investigated solutions were obtained from the OLI Systems database. To facilitate their implementation within the ANSYS Fluent environment, the temperature- and concentration-dependent properties were approximated using third- and fourth-order polynomial functions. These polynomial correlations were subsequently incorporated into the numerical model through User-Defined Functions (UDFs), allowing efficient evaluation of the solution properties during the CFD calculations. An exception was made for the salt diffusivity, which was calculated from the remaining thermophysical properties using the following Stokes-Einstein relationship [11]:

$$D = \frac{k_b T}{6\pi r \mu} \tag{17}$$

where: D is the diffusion coefficient, k_b is the Boltzmann constant, and r is the ion radius. The dependence of the investigated thermophysical properties on temperature and salt mass fraction is presented in Fig. 2. As can be observed, increasing temperature generally improves several solution properties that are particularly relevant to PRO performance.

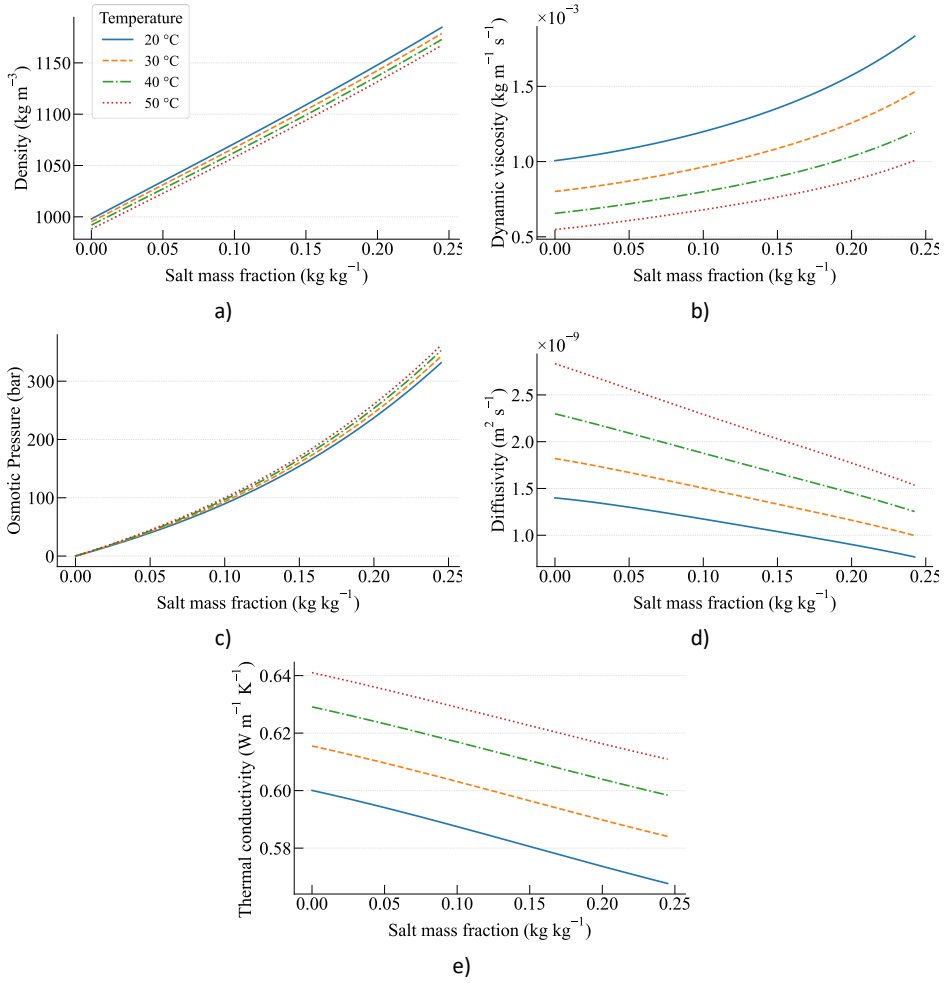


Figure 2. The dependency of mass fraction and temperature on properties of the solution: a) density, b) dynamic viscosity, c) osmotic pressure, d) diffusivity, and e) thermal conductivity. Source: own study based on OLI System data.

3. Results

The following section presents the numerical results obtained for aqueous NaCl solutions. To comprehensively investigate the influence of temperature on PRO performance in the laboratory-scale module, the effects of feed and draw solution temperatures on water flux, salt flux, and power density were analyzed.

3.1. Water flux

The first stage of the analysis focused on evaluating the influence of temperature on the total water flux through the membrane. Figure 3 presents the variation of water flux as a function of the applied hydraulic pressure and the temperatures of the feed and draw solutions. As expected, an increase in the applied hydraulic pressure resulted in a decrease in water flux. The observed relationship was

approximately linear, which is consistent with Eq. (8), where the net driving force for water permeation decreases with increasing pressure difference across the membrane.

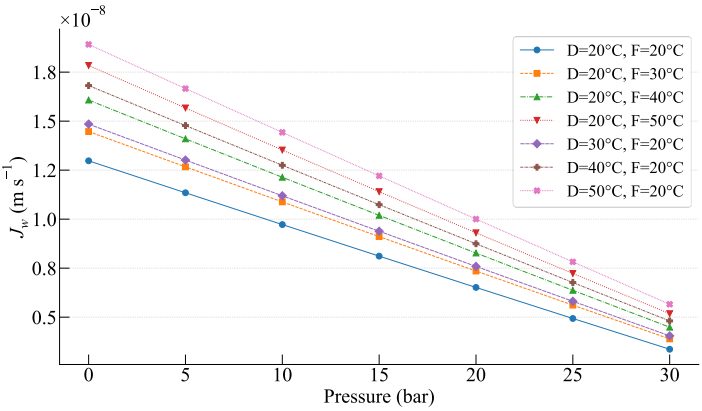


Figure 3. Total water flux across the membrane.

Table 2. Water flux increase compared to the reference scenario in % (reference case: draw and feed solutions at 20°C).

Temperature		Applied Pressure [bar]						
Draw	Feed	0	5	10	15	20	25	30
20	30	11.5	11.7	11.9	12.3	12.8	13.8	15.7
20	40	23.9	24.2	24.8	25.6	26.9	29.1	33.5
20	50	37.5	38.1	39.1	40.5	42.8	46.5	53.9
30	20	14.4	14.`7	15.1	15.6	16.5	17.8	20.3
40	20	29.6	30.2	31.1	32.3	34.2	37.2	42.9
50	20	45.7	46.9	48.4	50.4	53.5	58.6	68.2

The results further demonstrate that water flux is highly sensitive to solution temperature. In all investigated cases, increasing temperature led to a significant increase in water permeation through the membrane. The highest water flux values were obtained for the scenario with the draw solution maintained at 50°C. Depending on the applied pressure, the resulting water flux was 45.7-68.2% higher than that obtained under the reference temperature operating conditions. Detailed data presenting the percentage increase in water flux is shown in Table 2. A comparison between feed-side and draw-side heating reveals that increasing the draw solution temperature produces a more pronounced enhancement of water flux than an equivalent increase in feed solution temperature. This behavior can be attributed to the substantially higher salt concentrations present on the draw side of the membrane. Consequently, temperature-induced changes in osmotic pressure are significantly greater in the draw solution, leading to a larger increase in the effective transmembrane osmotic pressure difference and, therefore, a stronger driving force for water transport.

The overall increase in water flux observed in the investigated cases is strongly associated with temperature-dependent changes in the thermophysical properties of the solution. Figure 2 illustrates the variation of these properties as functions of temperature and salt concentration. An increase in temperature results in higher osmotic pressure, which directly enhances the driving force for water

permeation. At the same time, elevated temperatures significantly reduce solution viscosity while increasing the diffusion coefficient. These property changes have a direct impact on both ICP and ECP. Lower viscosity promotes stronger convective transport within the membrane channels, thereby reducing concentration boundary layer thickness and mitigating ECP effects. Simultaneously, increased diffusivity enhances mass transport within the porous support layer of the membrane, reducing ICP severity. As a result, the effective osmotic pressure difference across the active layer is increased, leading to higher water fluxes.

Furthermore, temperature directly affects the membrane water permeability coefficient, A, according to Eq. (1). The increase in membrane permeability at elevated temperatures further contributes to the observed enhancement in water transport. Therefore, the improvement in PRO performance with increasing temperature arises from a combination of thermodynamic, transport, and membrane-related effects acting simultaneously.

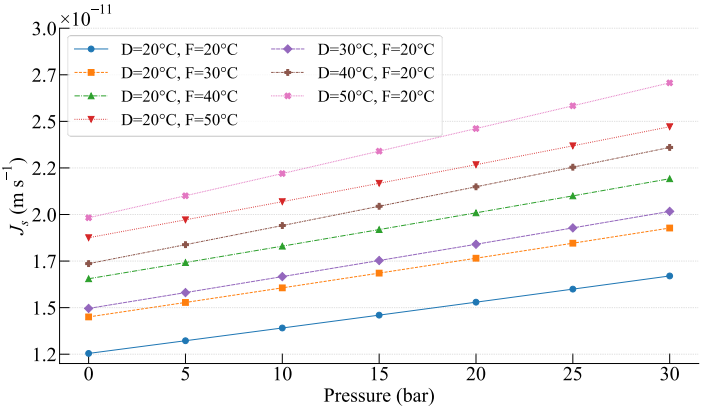


Figure 4. Total salt flux across the membrane.

Table 3. Salt flux increase compared to the reference scenario in % (reference case: draw and feed solutions at 20°C).

Temperature		Applied Pressure [bar]						
Draw	Feed	0	5	10	15	20	25	30
20	30	15.6	15.5	15.5	15.5	15.4	15.4	15.4
20	40	32.0	31.7	31.6	31.5	31.4	31.3	31.3
20	50	49.5	49.1	48.8	48.5	48.3	48.1	48.0
30	20	19.3	19.5	19.8	20.1	20.3	20.6	20.8
40	20	38.4	39.0	39.5	40.0	40.5	40.9	41.3
50	20	58.1	58.9	59.6	60.3	60.9	61.5	62.1

3.2. Salt flux

The salt flux was also found to be highly sensitive to both solution temperature and applied hydraulic pressure. The corresponding results are presented in Fig. 4. In contrast to water flux, the effect of hydraulic pressure on salt flux exhibited an opposite trend. While the applied pressure directly influences the water flux through the membrane, as described by Eq. (8), the salt flux is governed

primarily by the concentration difference across the membrane (Eq. (7)). As the applied hydraulic pressure increases, the water flux decreases, resulting in reduced dilution of the draw solution and reduced concentration of the feed solution in the vicinity of the membrane. Consequently, the concentration difference across the membrane becomes larger, leading to an increase in reverse salt diffusion and, therefore, higher salt flux values.

The influence of temperature on salt flux followed a trend similar to that observed for water flux. Increasing the temperature resulted in a substantial increase in salt transport across the membrane for all investigated operating conditions. The largest increase was again observed for the case with the draw solution maintained at 50°C. Compared with the reference case, the salt flux increased by 58.1-62.1%, depending on the applied hydraulic pressure. Detailed data presenting the percentage increase in water flux is shown in Table 3. The underlying mechanisms are similar to those discussed in the previous section. Elevated temperatures modify the thermophysical properties of the solution, leading to lower viscosity and higher diffusivity. These changes reduce the severity of both ICP and ECP, thereby increasing the effective concentration gradient across the membrane active layer. As a result, reverse salt diffusion is enhanced.

Furthermore, the membrane salt permeability coefficient, B, is itself temperature dependent, as described by Eq. (2). An increase in temperature leads to higher membrane permeability for salt transport, which further contributes to the observed increase in salt flux. Therefore, the increase in reverse salt diffusion at elevated temperatures is caused by a combination of enhanced mass transport in the bulk solution and support layer, reduced concentration polarization effects, and increased membrane permeability.

3.3. Power density

The power density results are directly correlated with the water flux results through Eq. (16). Consequently, the relative differences in power density compared with the reference case are identical to those reported for water flux and summarized in Table 2. Nevertheless, power density represents the most important performance indicator of a PRO system, as it directly quantifies the amount of useful energy that can be extracted from the salinity gradient. Figure 5 presents the variation of power density as a function of the applied hydraulic pressure and solution temperature. For all investigated temperature scenarios, the maximum power density was obtained at an applied hydraulic pressure of approximately 20 bar.

The osmotic pressure of the draw solution varies significantly with temperature and increases as the solution temperature rises (Table 4). According to the idealized theory of PRO, the maximum power density is achieved when the applied hydraulic pressure is equal to one-half of the effective osmotic pressure difference across the membrane. In practice, however, concentration polarization phenomena, including both ICP and ECP, reduce the effective osmotic driving force. As a consequence, the optimum operating pressure is typically lower than the theoretical value predicted from bulk solution properties. Since higher temperatures result in larger osmotic pressures and reduced concentration polarization effects, the pressure corresponding to the maximum power density shifts toward higher values as the solution temperature increases.

For the reference operating conditions, i.e., draw and feed solutions at 20°C, the maximum power density reached 6.5 W m^{-2}. In contrast, the highest-performing case, corresponding to a draw solution

temperature of 50°C and feed temperature of 20°C, achieved a maximum power density of 10.0 W m^{-2}. This represents an increase of 53.5% relative to the reference case. Such a substantial improvement demonstrates the strong potential of temperature-enhanced PRO systems, particularly in applications where low-grade waste heat is readily available and can be utilized to elevate the temperature of the process streams.

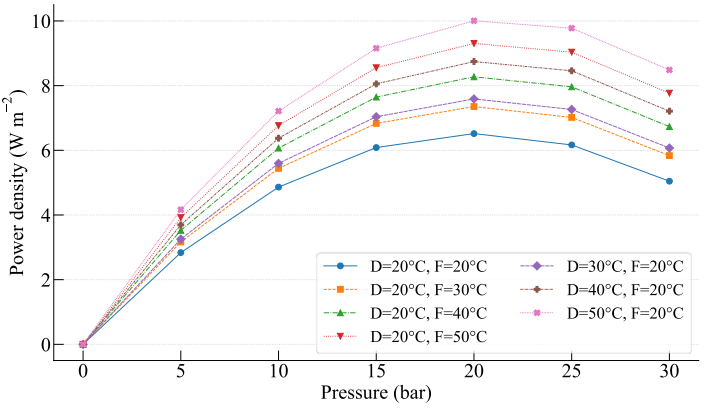


Figure 5. Power density generated at the membrane.

Table 4. Osmotic pressure of NaCl water solution for different temperatures.

Temperature [°C]	20	30	40	50
Osmotic pressure [bar]	45.1	47.1	48.9	50.5

Conclusions

In this study, a novel CFD-based numerical model for the simulation of PRO processes under non-isothermal conditions was developed and applied to a laboratory-scale PRO module. The model incorporates concentration- and temperature-dependent thermophysical properties of NaCl solutions, enabling a more realistic representation of PRO operation across a wide range of temperatures and concentrations.

The simulation results demonstrate that temperature is a key parameter governing the performance of PRO systems. An increase in solution temperature significantly enhances process efficiency by simultaneously increasing osmotic pressure, membrane permeability, and diffusivity, while reducing solution viscosity. These combined effects lead to a reduction in both ICP and ECP phenomena, thereby increasing the effective driving force for mass transfer across the membrane. As a consequence, a pronounced increase in water flux was observed with increasing temperature, reaching improvements of 45.7-68.2% for the highest investigated draw solution temperature of 50°C compared with the reference case. A similar trend was observed for reverse salt flux, which increased by 58.1-62.1% under elevated temperature conditions due to enhanced mass transport and increased membrane salt permeability. The power density followed the same tendency, as it is directly linked to water flux and hydraulic operating conditions. The maximum power density increased from 6.5 W m^{-2} under reference conditions to 10.0 W m^{-2} for the highest draw solution temperature, corresponding to an overall improvement of 53.5%.

Overall, the results demonstrate that solution temperature is a key parameter affecting PRO performance. The substantial increase in power density observed at elevated temperatures indicates that the integration of PRO systems with low-grade waste heat sources may represent an effective strategy for improving energy recovery from salinity gradients. Moreover, the proposed CFD model provides a valuable tool for the detailed investigation, optimization, and future design of PRO systems operating under non-isothermal conditions.

Aknowledgements

The work was financed by the National Science Centre (Poland) under project no. 2021/43/B/ST8/02968.

Nomenclature

A	water permeability coefficient, m s^{-1} Pa^{-1}
A_C	area of the membrane-adjacent cell face, m^2
B	salt permeability coefficient, m s^{-1}
C_s	mass fraction of the salt, kg kg^{-1}
$C_{D,m}$	mass fraction of the salt at the active layer on the draw side, kg kg^{-1}
$C_{F,m}$	mass fraction of the salt at the active layer on the feed side, kg kg^{-1}
D_i	molecular diffusivity coefficient, m^2 s^{-1}
$D_{t,i}$	turbulent diffusivity coefficient, m^2 s^{-1}
h	entalpy, J
H_S	heat flux related to salt flux across the membrane, W m^{-2}
H_W	heat flux related to water flux across the membrane, W m^{-2}
J_S	salt flux across membrane, m^3 m^{-2} s^{-1}
J_W	water flux across membrane, m^3 m^{-2} s^{-1}
k	molecular thermal conductivity, W m^{-1} K^{-1}
k_b	Boltzmann constant, -
k_m	permeability of the porous support layer, m^2
k_t	turbulent thermal conductivity, W m^{-1} K^{-1}
p	pressure, Pa
r	ion radius, m
S_s	species transport equation source term, kg m^{-3} s^{-1}
S_w	continuity equation source term, kg m^{-3} s^{-1}
S_h	energy equation source term, J m^{-3} s^{-1}
T	temperature, K
u	velocity, m s^{-1}
V_C	volume of the computational cell, m^3
W	power density, W m^{-2}
ΔP	applied pressure, Pa
η	porosity, -
μ	dynamic viscosity, kg m^{-1} s^{-1}
μ_t	turbulent viscosity, kg m^{-1} s^{-1}
$\pi_{D,m}$	osmotic pressure at the active layer on the draw side, Pa
$\pi_{F,m}$	osmotic pressure at the active layer on the feed side, Pa
ρ	density, kg m^{-3}

ω	tortuosity, -
CTA	cellulose triacetate asymmetric
ECP	external polarisation concentration
ICP	internal polarisation concentration

Literature

[1] Thorsen, T., & Holt, T. (2009). The potential for power production from salinity gradients by pressure retarded osmosis. *Journal of Membrane Science, 335*(1–2), 103–110. https://doi.org/10.1016/j.memsci.2009.03.003

[2] Kim, Y. C., & Elimelech, M. (2013). Potential of osmotic power generation by pressure retarded osmosis using seawater as feed solution: Analysis and experiments. *Journal of Membrane Science, 429*, 330–337. https://doi.org/10.1016/j.memsci.2012.11.039

[3] Hickenbottom, K. L., Vanneste, J., & Cath, T. Y. (2016). Assessment of alternative draw solutions for optimized performance of a closed-loop osmotic heat engine. *Journal of Membrane Science, 504*, 162–175. https://doi.org/10.1016/j.memsci.2016.01.001

[4] Bajraktari, N., Hélix-Nielsen, C., & Madsen, H. T. (2017). Pressure retarded osmosis from hypersaline sources—A review. *Desalination, 413*, 65–85. https://doi.org/10.1016/j.desal.2017.02.017

[5] Adhikary, S., Islam, M. S., Touati, K., Sultana, S., Ramamurthy, A. S., & Rahaman, M. S. (2020). Increased power density with low salt flux using organic draw solutions for pressure-retarded osmosis at elevated temperatures. *Desalination, 484*, Article 114420. https://doi.org/10.1016/j.desal.2020.114420

[6] Chowdhury, M. R., & McCutcheon, J. R. (2018). Elucidating the impact of temperature gradients across membranes during forward osmosis: Coupling heat and mass transfer models for better prediction of real osmotic systems. *Journal of Membrane Science, 553*, 189–199. https://doi.org/10.1016/j.memsci.2018.01.004

[7] Su, Z., Pedersen, M. T., Karlsen, K., Guo, H., Pedersen, L. S., Malankowska, M., & Pinelo, M. (2026). Maximizing power density generation from seawater via pressure retarded osmosis (PRO) using commercially available membranes. *Chemical Engineering Research and Design, 228*, 210–219. https://doi.org/10.1016/j.cherd.2026.02.060

[8] Dietrich, F., Cieślikiewicz, Ł., Furmański, P., & Łapka, P. (2024). Experimental study of the potential of concentrated NaCl solutions for use in pressure-retarded osmosis process. *Archives of Thermodynamics, 45*(1), 137–143.

[9] Wang, Q., Cheng, H., Wang, J., Ma, Z., Liu, Z., Sun, Z., Xu, D., Gao, J., & Gao, X. (2021). Temperature-enhanced pressure retarded osmosis powered by solar energy: Experimental validation, economic consideration, and potential implication. *Chemical Engineering Research and Design, 170*, 380–388. https://doi.org/10.1016/j.cherd.2021.04.024

[10] Wong, M. C. Y., Martinez, K., Ramon, G. Z., & Hoek, E. M. V. (2012). Impacts of operating conditions and solution chemistry on osmotic membrane structure and performance. *Desalination, 287*, 340–349. https://doi.org/10.1016/j.desal.2011.10.013

[11] Touati, K., Tadeo, F., Hänel, C., & Schiestel, T. (2016). Effect of the operating temperature on hydrodynamics and membrane parameters in pressure retarded osmosis. *Desalination and Water Treatment, 57*(23), 10477–10489. https://doi.org/10.1080/19443994.2015.1039600

[12] Loeb, S., Van Hessen, F., & Shahaf, D. (1976). Production of energy from concentrated brines by pressure-retarded osmosis. *Journal of Membrane Science, 1*, 249–269. https://doi.org/10.1016/S0376-7388(00)82271-1
[13] McCutcheon, J. R., & Elimelech, M. (2006). Influence of concentrative and dilutive internal concentration polarization on flux behavior in forward osmosis. *Journal of Membrane Science, 284*(1–2), 237–247. https://doi.org/10.1016/j.memsci.2006.07.049
[14] Al-Anzi, B. S., & Thomas, A. (2018). One-dimensional analytical modeling of pressure-retarded osmosis in a parallel flow configuration for the desalination industry in the State of Kuwait. *Sustainability, 10*(4), Article 1288. https://doi.org/10.3390/su10041288
[15] Attarde, D., Jain, M., Chaudhary, K., & Gupta, S. K. (2015). Osmotically driven membrane processes by using a spiral wound module—Modeling, experimentation and numerical parameter estimation. *Desalination, 361*, 81–94. https://doi.org/10.1016/j.desal.2015.01.025
[16] Amin, M. M., & Krühne, U. (2024). Computational fluid dynamics modeling of pressure-retarded osmosis: Towards a virtual lab for osmotic-driven process simulations. *Membranes, 14*(11), Article 236. https://doi.org/10.3390/membranes14110236
[17] Bae, S., Gu, B., & Lee, J. H. (2023). A 3D CFD study on the effects of feed spacer designs on membrane performance for high-permeance RO membranes. *Journal of Water Process Engineering, 53*, Article 103887. https://doi.org/10.1016/j.jwpe.2023.103887
[18] Touati, K., Hänel, C., Tadeo, F., & Schiestel, T. (2015). Effect of the feed and draw solution temperatures on PRO performance: Theoretical and experimental study. *Desalination, 365*, 182–195. https://doi.org/10.1016/j.desal.2015.02.016
[19] Touati, K., Tadeo, F., & Schiestel, T. (2014). Impact of temperature on power recovery in osmotic power production by pressure retarded osmosis. *Energy Procedia, 50*, 960–969. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.06.115
[20] You, S.-J., Wang, X.-H., Zhong, M., Zhong, Y.-J., Yu, C., & Ren, N.-Q. (2012). Temperature as a factor affecting transmembrane water flux in forward osmosis: Steady-state modeling and experimental validation. *Chemical Engineering Journal, 198–199*, 52–60. https://doi.org/10.1016/j.cej.2012.05.087
[21] Xie, P., Cath, T. Y., & Ladner, D. A. (2021). Mass transport in osmotically driven membrane processes. *Membranes, 11*(1), Article 29. https://doi.org/10.3390/membranes11010029

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_58

Integration of a heat pump with a fireplace in a combined system serving two residential buildings – the impact of modernization on the operation of a non-standard system

STANISŁAW DOKOWSKI, KATARZYNA ZWARYCZ-MAKLES

Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska
al. Piastów 17, 70-310 Szczecin
e-mail: Katarzyna.Zwarycz-Makles@zut.edu.pl

Key words: hybrid heating system, water-jacketed fireplace, heat pump, single-family house

This paper presents an analysis of the operation of the combined heating systems serving two residential buildings located in the West Pomeranian Voivodeship, Poland. Buildings are jointly supplied by two heat sources: a split-type air-source heat pump and a water-jacket fireplace. The system underwent a modernization to improve the efficiency of the interaction between these sources. Main challenge was the lack of communication between their controllers. As part of the modernization, an attempt was made to solve this problem without the need for excavation work - the system topology was changed, extra heating circulation pumps and solenoid valves were installed, and the control logic was modified.

Subsequently, a detailed measurement system was implemented, and over the course of several months, measurements were conducted to assess the sources' ability to work together and to identify an optimal strategy. The pumps' capability to measure the transferred heat flux and other parameters (i.e. volume flow rate, pressure), as well as their ability to communicate using the Modbus TCP protocol, was utilized. In addition, a series of Pt100 temperature sensors was installed to monitor temperatures at key points in the individual system circuits. Data was transmitted using a simple web server integrated into the controller used for measurements and a GSM router. The authors gained real-time insight into the system's status and the ability to analyze historical data. They assessed the effectiveness of the interaction between the fireplace's water jacket and the air-source heat pump, as well as the impact of control parameters on the system's operating temperatures and user comfort.

The measurements allowed for the diagnosis of system malfunctions reported by users, and the findings were used to adjust the control system settings. The fireplace was the users' preferred heat source due to the availability of fuel. The benefits of the actions taken were subsequently observed in the incoming data and were confirmed by improved user comfort. They also allowed conclusions to be drawn regarding further optimization measures that could be implemented.

Introduction

Households contributes to 36% of global energy consumption and 40% of global greenhouse gas emissions [1, 2]. In the regions with moderate climate space heating (SH) and domestic hot water (DHW) preparation constitute nearly 80% of total household energy consumption [3]. With European Union's aim of climate neutrality at 2050 individual heating systems decarbonization becomes priority, especially for older buildings [4].

In Poland air-source heat pumps (ASHP), with their low investment costs become popular solution [5]. Their main drawback is a major efficiency (COP) and heating power drop during colder periods [3, 6]. While typical ASHP's COP factor is about 3,3-4,0 with the outside temperature dropping to -8,3°C it

may reach 2,3 [7]. For drastically cold weather heat pumps often require electric heater support, which may result in high operational costs and electrical grid overloading [6, 8]. Hybrid systems, connecting heat pump with other source, such as water-jacket fireplace (maintaining a position of Poland's most popular heat sources) become a sensible alternative [9, 10]. Modern fireplace inserts, fulfilling Ecodesign regulations, allow efficient heating, lowering electrical energy consumption [9].

Energy prices fluctuations resulted for European Union in heating-systems' cost effectiveness deterioration [9]. In the second half of 2025, the average household electricity price across the EU was EUR 0.2896/kWh. In Poland, electricity prices were among the highest when adjusted for purchasing power standards, reaching 37.15 PPS per 100 kWh [4]. At the same time, the introduction of greenhouse gas emission charges (carbon taxes) in many countries has increased the operating costs of heating systems based on fossil fuels [11].

In this context, firewood remains one of the most cost-effective heating fuels available on the market [9]. As a renewable energy source (RES), it is characterized by low net CO_2 emissions because the combustion process releases an amount of carbon that is approximately equal to the amount absorbed by trees during their growth [12]. In Poland, biomass accounts for the largest share of renewable energy sources, while the production of fuelwood from both public and private forests has shown an upward trend, exceeding 3.5 million m^3 annually [13, 14]. The use of a fireplace during periods of peak heating demand can reduce the daily electricity consumption of a heat pump by as much as 60% [9]. Studies have shown that supplementing heat pump operation with firewood combustion during periods of very low outdoor temperatures (e.g., −18°C) reduces daily heating costs by nearly 60% compared with operating the heat pump alone [10].

The effective integration of a heat pump and a water-jacket fireplace requires the use of a buffer tank, which serves both as a hydraulic separator and a thermal energy storage unit [10, 15]. The buffer tank stabilizes heat pump operation by reducing the number of on/off cycles (short cycling) and optimizing defrost processes, thereby improving the seasonal coefficient of performance (SCOP) [15, 16].

The main advantage of a hybrid heating system is the improvement of energy security. In the face of increasing risks of power outages, a wood-fired fireplace provides an independent and reliable emergency heat source during grid power failures [17, 18]. In addition, hybridization enables the selection of a heat pump with a lower nominal capacity, which extends compressor lifetime and reduces peak loads on the electricity grid [3, 19].

The main challenges are associated with the manual operation of the fireplace and the variable quality of the fuel, which may result in incomplete combustion losses [12]. Additional issues include flue gas losses and standby losses (cooling of the water jacket after the fire has extinguished) if the installation is not equipped with automatic flow shut-off control [9]. From an environmental perspective, the combustion of low-quality biomass (e.g., contaminated pellets) negatively affects particulate matter emissions, necessitating the use of certified A1-class fuels [20]. A technical challenge remains the integration of two heat sources operating at different temperature levels. In serial configurations (CS3), the return water flows first through the heat pump and then through the fireplace (or peak-load boiler), enabling the heat pump to maintain high efficiency while simultaneously achieving the required high supply temperatures [3].

Optimization strategies for hybrid heating systems focus on maximizing heat pump utilization during periods of moderate outdoor temperatures and limiting biomass combustion to peak demand periods [3]. The implementation of intelligent valve control logic may enable the elimination of large buffer tanks without compromising the reliability of ASHP defrost cycles, thereby facilitating installation in buildings with limited available space [15].

Advanced strategies (e.g., the CS3 serial configuration) enable the ASHP unit to operate with a reduced temperature setpoint, while the peak-load heat source increases the fluid temperature to the level required by the heating system [3]. The optimization process also considers the DHW consumption profile, assigning priority to domestic hot water production over space heating (SH), thereby preventing storage tank cooling during periods of high demand [1]. In buildings compliant with the WT2021 energy efficiency standards, characterized by high thermal insulation levels, the utilization of building thermal inertia becomes crucial for shifting electricity demand to off-peak hours, supported by time-of-use tariff systems and smart meters [4].

The integration of a heat pump with a water-jacket fireplace represents an economically and technically justified solution under Polish climatic conditions. This hybrid system enables a reduction in daily operating costs of approximately 60% during frost periods while providing thermal security in the event of failures in the electricity grid. The key factors determining the success of such systems are the application of buffer tanks and advanced SDFSS/PDC-type controllers, which automate the selection of the energy source based on cost and weather-related criteria. Future research should focus on the dynamic behavior of these systems in highly energy-efficient buildings, where thermal inertia plays a crucial role in cost optimization.

Novelty of the study: Despite the growing number of hybrid heating installations, the existing literature lacks comprehensive studies addressing the simultaneous optimization of heat pump and water-jacket fireplace operation in buildings compliant with the WT2021 energy efficiency standard. Most available research focuses on gas-based hybrid systems (gas boiler + heat pump), while overlooking the specific characteristics of fireplaces as heat sources requiring manual fuel loading, while offering one of the lowest unit energy costs among commonly used heating fuels. There is a clear need to investigate the dynamic behavior of such systems in highly insulated buildings, where thermal inertia and the role of buffer tanks become crucial for maintaining thermal comfort and achieving high energy efficiency. Therefore, the analysis of the applicability of this specific hybrid system is justified from the perspectives of household energy economics, electricity grid stability, and the pursuit of greater energy independence for end users.

1. Buildings and heat sources

The investigated site is located in the West Pomeranian Voivodeship, Poland. Two buildings are situated on the same plot: the main residential building (A), consisting of two above-ground floors and an unused attic, constructed in year 2000 (Fig. 1), and a smaller building (B), a two-story structure completed in 2005, where most of the ground-floor area is occupied by a garage, while the remaining part of the building serves residential purposes. Figure 1 presents an orthophoto view of both buildings. Building A is based on a standard design; however, the internal layout of the rooms was modified during the construction process.



Figure 1. Spatial arrangement of the buildings on the plot (Source: own elaboration based on Google Maps)

According to the design documentation, building A was originally intended to be heated by a gas boiler located in the boiler room on the ground floor (Fig. 2). The developed view of the central heating system, based on the original documentation, presents a partially vertical distribution arrangement with branch connections on the first floor leading directly to the radiators (Fig. 3).



Figure 2. Ground-floor layout of building A (Source: investor's design documentation)

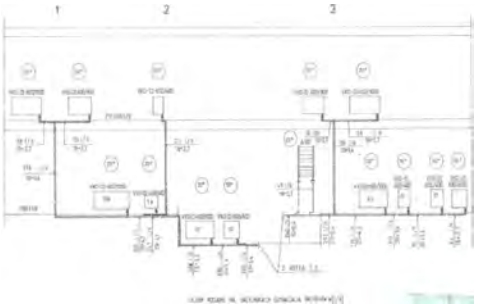


Figure 3. Ground-floor layout of building A with the developed diagram of the central heating system (Source: investor's design documentation)

The design heat load of building A specified in the original design documentation is 12480 W (Table 1). This value was determined before modifications to the intended use of the rooms were introduced.

Table 1. Heat demand data for building A (residential building) according to the original design documentation (Source: design documentation provided by the investor)

Heated floor area	148 m^2
Heated volume of building A	425 m^3
Volumetric heat loss coefficient of the building	29.356 W/m^3
Współczynnik przenikania ciepła ścian zewnętrznych budynku	0.424 $W/(m^2 K)$
Ventilation heat loss of the building	4010 W
Total heat loss of the building (design heat load)	12480 W
Annual heat demand of the building	35600 kWh / 12160 MJ

Following modifications introduced by the owner, the room originally intended to serve as the boiler room was converted into a bathroom (Fig. 2). This room now also accommodates the domestic hot water (DHW) storage tank with an integrated air-source heat pump, as well as the heating system manifold and the circulation pumps as they were arranged before the modernization (Fig. 4).
The main heat source for both buildings (A and B) was relocated to building B and consists of a split-type air-to-water heat pump comprising a DeDietrich MIV-4S/E 11-16 V200 (ALEZIO S V200) indoor unit and an AWHP 16 TR-2 outdoor unit [21]. The technical specifications of the heat pump are summarized in Table 2.

Table 2. AWHP 16 unit data according to DeDietrich [21]

Space heating mode: outdoor air temperature +7°C, leaving water temperature +35°C. Parameters according to EN 14511-2	
Heating capacity	14.65 kW
Coefficient of performance (COP)	4.22
Electrical power input	3.47 kWe
Rated water flow rate (ΔT = 5 K)	2.53 m^3/h
Space heating mode: outdoor air temperature +2°C, leaving water temperature +35°C. Parameters according to EN 14511-2	
Heating capacity	12.90 kW
Coefficient of performance (COP)	3.27
Electrical power input	3.94 kWe

In addition, building A is equipped with a water-jacket fireplace connected to the space heating system. Consequently, the space heating system of building A, consisting of panel radiators, is supplied by two heat sources: an underground pre-insulated pipeline delivering heat from the heat pump located in building B, and the water-jacket fireplace fired with firewood (Fig. 5). The fireplace is installed on the ground floor in the living room of building A. It is equipped with a water jacket with overall dimensions of 765 × 1330 × 489 mm and a nominal heat output of 16.0 kW. The remaining technical specifications of the water jacket, according to the technical datasheet of the HITZE ALBERO AQUASYSTEM ALAQS68x43.S fireplace insert (Standard version) [22], are presented in Table 3. The water jacket is connected to a brazed plate heat exchanger, model LB31-30-1", manufactured by Hexonic, with a nominal heat transfer capacity of 30 kW [23].

Table 3. ALAQS68x43.S water jacket data according to HITZE [22]

Nominal heat output	16.0 kW
Heating capacity range	8-21 kW
Heat output to the water circuit	7.2 kW
Heat output to the room	9.7 kW
Thermal efficiency	84 %
Average fuel consumption	3.5 kg/h

Circulation pumps are installed on both sides of the plate heat exchanger. Their operation is controlled by a Kratki MSKplus fireplace controller equipped with a single water-jacket temperature sensor. The controller allows two temperature settings to be configured: the fireplace water-jacket temperature setpoint, regulated by the combustion air damper, and the circulation pump activation temperature.
Domestic hot water (DHW) in building A (the residential building) is prepared by an air-source heat pump, the Vaillant aroSTOR VWL BM 290/3, with a maximum heating capacity of 2.2 kW. The unit is

integrated into a 290 L DHW storage tank, has a coefficient of performance (COP, according to EN 16147) of 3.3, and is capable of producing domestic hot water up to 60°C using the heat pump alone or up to 65°C with the assistance of the electric immersion heater.



Figure 4. View of the central heating manifold in building A before modernization (Source: author's own documentation)



Figure 5. View of the wood-fired water-jacket fireplace in building A and the developed diagram of the central heating system (Source: author's own documentation)

The heat pump installed in building B supplies two heating circuits and the heating system of building A through a buffer tank (Fig. 6). No communication or control wiring was installed between the buildings. Prior to modernization, the circulation pump responsible for supplying heat to building A was located at the manifold in the heat source room of building B (Fig. 7) and operated independently of the actual heat demand.



Figure 6. View of the indoor unit of the heat pump and the buffer tank in building B (Source: author's own documentation)



Figure 7. View of the central heating manifold in building B before modernization (Source: author's own documentation)

2. Heat source after modernization

The users were dissatisfied with the operation of the heating system. During the heating season, the fireplace in building A was operated intensively; however, the heat pump in building B was still observed to operate under load and almost continuously. Due to their location and the nature of their occupation, the users have reliable access to a constant supply of firewood, which made it their preferred fuel. The need for modernization was identified, and therefore, in summer 2024, modifications to the heating system were implemented according to the schematic shown in Fig. 8.

The objective of the modernization was to reduce the load on the heat pump and enable the supply of heat to building A, periodically exclusively from the fireplace water jacket, as well as to allow heat transfer from the fireplace to building B. To achieve this, the circulation pump installed in building B and responsible for the heating circuit of building A was removed, and a new circulation pump No. (7), according to Fig. 7, was installed in building A. Furthermore, in order to enable the transfer of the heating medium to building B and further reduce the heat pump load, a second pump No. (6), according to Fig. 7, was installed at the hydraulic manifold in building A. The pump was installed in parallel and with an opposite flow direction relative to pump No. (7).

Both pumps are MAGNA3 Grundfos units, enabling measurement of the heat transferred within the circuit supplied by the pump through an integrated flow and temperature sensor, as well as an additional temperature sensor connected to measure the temperature of the heating medium in the second branch of the circuit. Solenoid valves were installed in series with both pumps and open simultaneously with the activation of the corresponding pumps.

The switching of the pumps is synchronized with the activation of the pumps extracting heat from the fireplace water jacket. When the fireplace circuit pumps are switched off, pump (7) operates and heat is supplied from building B, i.e., from the heat pump. When the fireplace circuit pumps are activated, hydraulic pump (6) starts, enabling the flow of the heating medium and heat transfer to building B, while pump (7) is stopped. The operation of the pumps is controlled by the fireplace controller based on the setpoints and readings from the water-jacket temperature sensor (t0, Fig. 8).

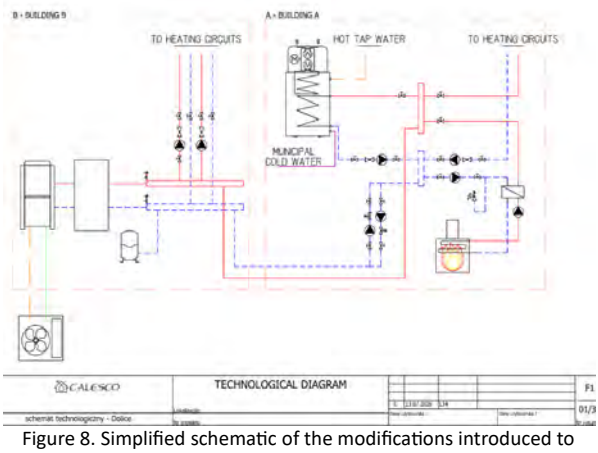


Figure 8. Simplified schematic of the modifications introduced to the heating system (Source: author's own documentation)



Figure 9. View of the central heating manifold in building A after modernization (Source: author's own documentation)

As a result, the building heating system can operate according to the following scenarios:

- Fireplace heated up – pumps (2) and (3) are operating. Heat from the fireplace water jacket is transferred through the heat exchanger, valve (8) is open, and valve (9) is closed. Pump (7) is not operating; therefore, heat from the heat pump located in building B is not supplied to building A. Pump (6) operates (unless blocked), enabling heat transfer to building B.
- Fireplace cooled down – pumps (2) and (3) are not operating. Heat from the fireplace water jacket is not transferred, valve (8) is closed, and valve (9) is open. Pump (7) operates (if not blocked), enabling heat supply from the heat pump located in building B to building A. Pump (6) is not operating; therefore, heat is not transferred to building B.

After the first heating season following the hydraulic modernization (2024/2025), the building occupants reported very low heating system temperatures (approximately 30°C), despite continuous fireplace operation and maintaining a high water-jacket temperature (above 60°C). To improve the situation, pumps (7) and (6) were switched off. The occupants continued to report low heating water temperatures, while the indoor air temperature was achieved mainly through heat radiation from the fireplace and air heating in its immediate surroundings.

After a service visit by the installer during the winter period and inspection of the radiator circuit, an improvement was observed, lasting approximately three days. The cause of the problem was not identified.

3. Measurements and analysis of measurement data from the heat source system after hydraulic modernization

In autumn 2025 (23 September 2025), a temperature measurement system was installed at the hydraulic manifold in building A. Eight surface-mounted Pt100 temperature sensors (t1–t8, Fig. 10) were connected to a Siemens LOGO! programmable controller.

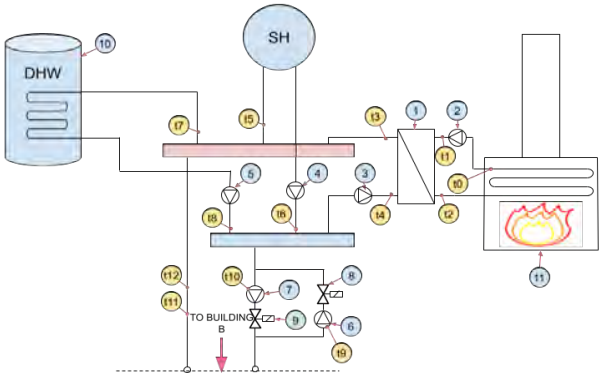


Figure 10. Simplified schematic of the heat source system after hydraulic modernization: 1 – heat exchanger, 2 – primary circuit pump of the water-jacket fireplace, 3 – secondary circuit pump of the water-jacket fireplace, 4 – space heating circuit pump, 5 – domestic hot water (DHW) circulation pump, 6 – pump forcing heat transfer to building B, 7 – pump forcing heat extraction from building B, 8, 9 – solenoid valves of pumps 6 and 7, 10 – DHW heater, 11 – fireplace water jacket, t0 – t12 temperature measurement points (Source: author's own documentation)

Additional temperature sensors (t11, t12) were connected to pumps (7) and (6), respectively. Combined with the sensors already integrated into the pumps (t9, t10), this enabled the activation of their heat meter functions. Furthermore, Modbus TCP communication modules were installed and configured in the pumps. Data from all sensors, together with information on pump operating states, are recorded on an SD card at 1-minute intervals. Remote access to the controller is provided, allowing real-time monitoring of the system status and retrieval of historical data via a web interface (Fig. 11). To facilitate the interpretation of the observed changes, the interface includes a simplified schematic of the installation.

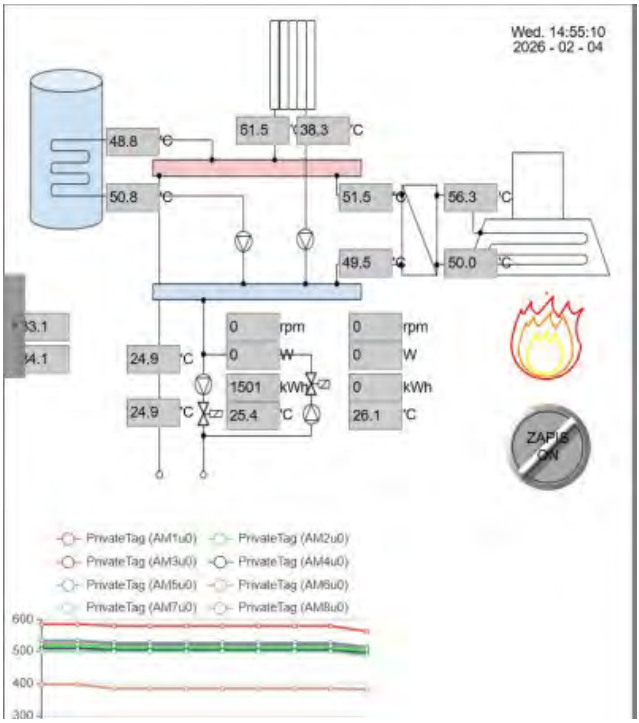


Figure 11. View of the web interface enabling remote monitoring of the heating system operation (Source: author's own documentation)

The recorded data include temperatures in the fireplace circuit measured on both sides of the plate heat exchanger (t1, t2), temperatures on the secondary side of the fireplace circuit plate heat exchanger (t3, t4), and the supply and return water temperatures in the radiator heating circuit (t5, t6) and the domestic hot water (DHW) preparation circuit (t7, t8).

The data retrieved from pumps (7) and (6) also include temperatures measured by the external sensors (hot line between buildings A and B), temperatures measured by the integrated sensors (cold line between buildings A and B), current pump rotor speeds, instantaneous heat flow rates [W], cumulative heat meter readings [kWh], and pump motor temperatures. The values are recorded at 1-minute intervals. However, several longer interruptions in data acquisition occurred during the measurement period (Fig. 12).

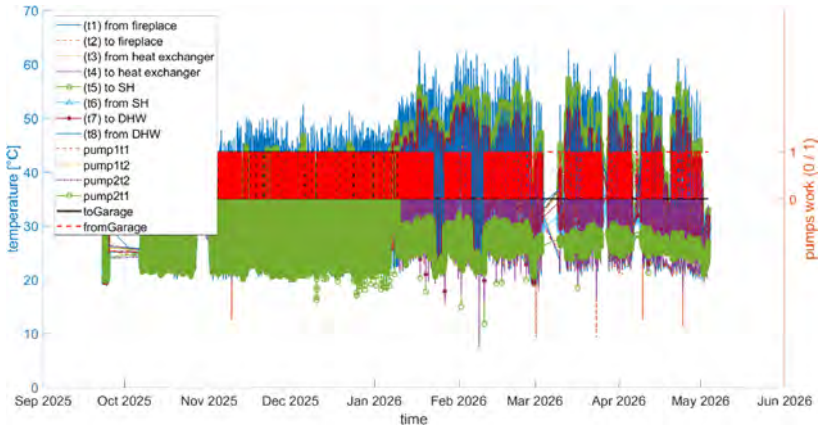


Figure 12. Changes in the measured temperatures and pump operation profiles throughout the entire measurement period (Source: author's own documentation)

No temperature sensors were installed for the fireplace water jacket or in the rooms. Due to the lack of outdoor temperature measurements, the analyses were supplemented with data obtained from weather services: Meteostat.net, providing data from the Szczecin-Dąbie/Zdroje meteorological station located approximately 44 km from the analyzed object, and Meteoblue.com, presenting historical weather forecast data for specific locations generated using the NEMS-GLOBAL model.

Measurements in building B were also not included. The implemented hydraulic system modernization was largely motivated by the lack of communication between the control systems of the heat sources in both buildings, and this situation remained unchanged after the modernization. Therefore, only the condition of the heating system in building A is analyzed.

The most relevant parameters for the analyzed process were the temperatures of the heating water flowing:

- from the fireplace water jacket to the plate heat exchanger (t1),
- from the plate heat exchanger to the supply manifold of the heating circuits (t3),
- from the supply manifold to the space heating circuit (t5).

Additionally, the analog values corresponding to the rotational speeds of pumps (6) and (7) were used to determine whether a given pump was operating. As mentioned in the description of the system, the pump operation is controlled by the fireplace controller. Therefore, the operation of pump (6), which extracts return water from building B and delivers it to the return manifold of building A, thereby transferring heat to the garage in building B, confirms that the fireplace water jacket (11) has reached the operating temperature and that pumps (2) and (3) at the plate heat exchanger (1) have been activated.

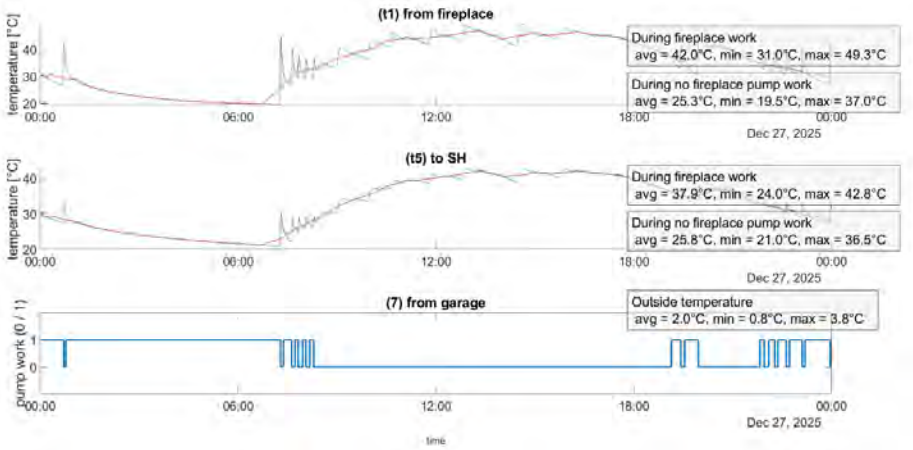


Figure 13. Example daily profiles of key temperatures and pump operation on 27 December 2025 (Source: author's own documentation)

Figure 13 presents the changes in the key temperatures and pump operating states for an exemplary day (27 December 2025). At approximately 7:00 a.m., when the occupants start their daily activities and replenish the fireplace fuel, the fireplace reaches the operating temperature and pumps (2) and (3) are activated (black line). The fireplace water temperature (t1) changes rapidly from 20°C to 45°C, and the temperature of the water supplied to the space heating circuit (t5) changes accordingly, without a noticeable delay, although reaching lower values. However, due to the cooling of the building and the high heat demand, the water temperature decreases rapidly, resulting in the shutdown of pump (6) and the fireplace circuit pumps (2, 3). After several repetitions of this process, with progressively smaller temperature fluctuations and shorter interruptions, the fireplace and the heating system reach a stable operating condition, and the pumps remain activated for more than 10 consecutive hours. During this period, pulsating temperature variations can be observed, most likely associated with the combustion characteristics of the fireplace.

Based on the subsequent shape of the graph, it can be observed that after the fireplace cooled down, the occupants replenished the fuel for the last time, resulting in a clearly visible gradual cooling process. For easier interpretation of the data, the hourly average values of the analyzed temperatures are shown on the graphs using red lines.

The profile of the space heating supply water temperature (t5), as well as the observed temperature at the heat exchanger (t1), which is not included in the graph in Fig. 14, follows the pattern of the temperature of the water supplied from the fireplace (t1). This indicates the absence of additional heat sources, thermal storage effects, or other disturbances affecting heat transfer from the fireplace water jacket to the heat consumers.

When pump (7), supplying water from the garage, is activated, the space heating supply water temperature (t5) decreases, clearly indicating the lack of heat supply to building A from the heat pump located in building B. The graph also presents statistical data for the analyzed periods, including average, minimum, and maximum values calculated separately for periods of heat extraction from the fireplace and for the remaining periods. These data highlight the limitations of the system operation. During heat extraction from the fireplace water jacket, the average temperature of the water supplied to the radiators (t5) was 37.9°C, while the maximum temperature at the heat exchanger

inlet (t1) reached 49.3°C. During the remaining periods, the space heating system cooled down, with an average temperature of 25.8°C and a minimum value of 21°C observed in the early morning hours.

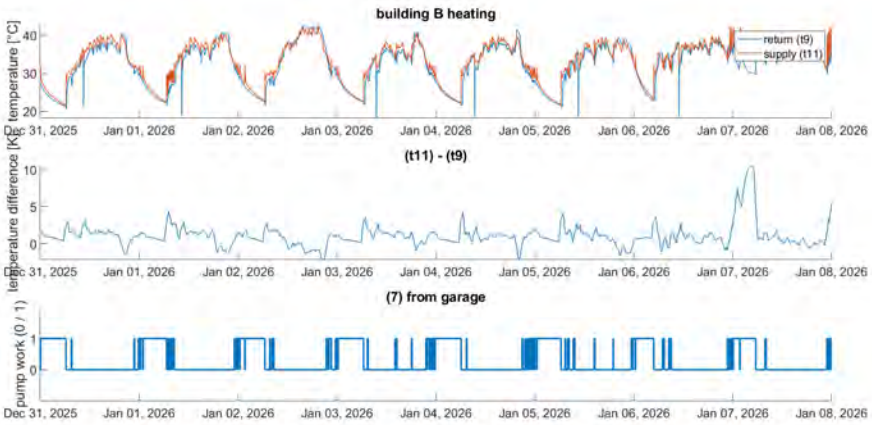


Figure 14. Recorded operation of the heat transfer between the heating systems of buildings A and B (Source: author's own documentation)

With an average outdoor temperature of approximately 2°C and considering the type of heating system used (panel radiators), these values were certainly too low to ensure thermal comfort for the building occupants. This observation is consistent with the occupants' reports: they expected the fireplace water jacket to cover the heat demand of both buildings; however, they observed insufficient temperatures and cooling of the heating system as the outdoor temperature decreased. At negative outdoor temperatures, this operating mode could have been insufficient to maintain the required thermal comfort. The temperature profiles of the heating water transferred to and returned from building B may indicate a lack of heat extraction on the receiving side. For most of the analyzed period, only a small difference (of a few degrees) between the supply and return temperatures can be observed. The temperature profiles are presented in Fig. 14.

Changes in the daily cycle can be observed on 6 January 2026 (Fig. 15). At the beginning of the day, the temperature fluctuations from the fireplace (t1) are less dynamic, and no rapid changes in pump operating modes occur. This results in a flattened hourly average temperature profile of the fireplace circuit (t1), in contrast to its previously observed parabolic pattern.

The changes in the space heating supply temperature (t5) and the fireplace temperature (t1) remain largely consistent throughout the day. However, after the fireplace circuit pumps are switched off, the fireplace temperature (t1) decreases, while the SH supply temperature (t5) remains high. This indicates that the heating system is supplied by pump (7) from building B and the heat pump operating there.

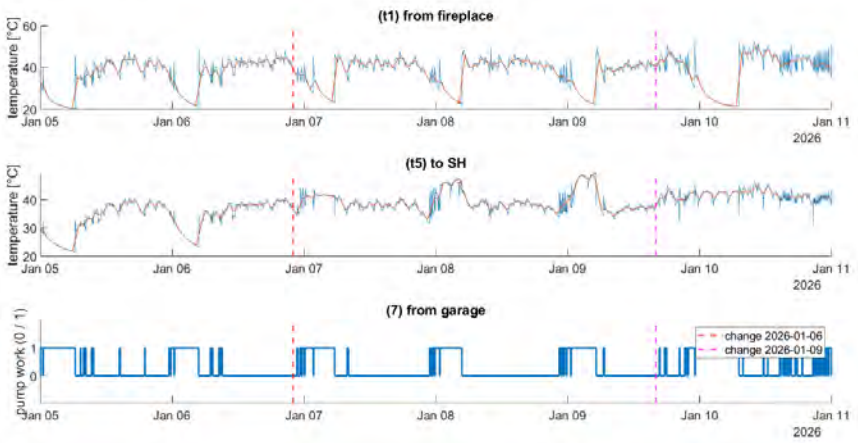


Figure 15. Profiles of key temperatures and pump operation during 5–11 January 2026
(Source: author's own documentation)

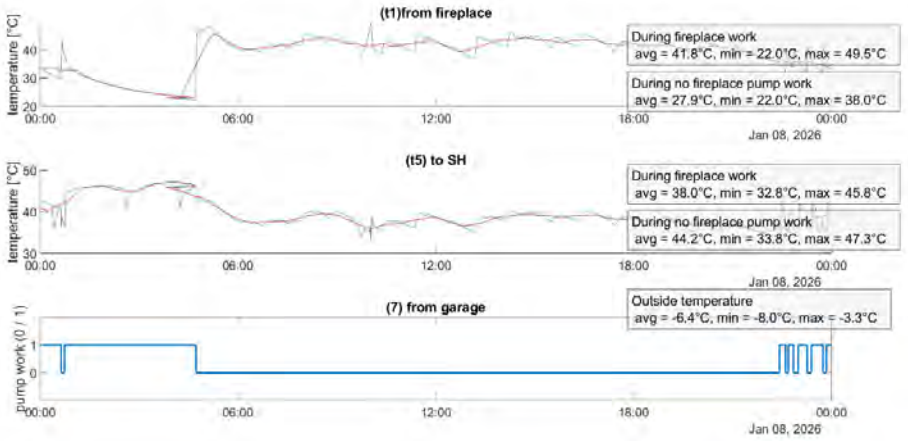


Figure 16. Profiles of key temperatures and pump operation on 8 January 2026
(Source: author's own documentation)

During the following days (Figs. 16 and 17), a further increase in the SH supply temperature (t5) during nighttime hours can be observed. During the day, after the occupants replenish the fireplace with fuel and the pumps switch operating modes, the temperatures within the heating system remain at very similar levels. In contrast, when the system is supplied with heat from building B during the night, significantly higher supply temperatures are achieved. These temperatures are determined by the heat pump weather-compensated controller according to the heating curve corresponding to the prevailing sub-zero outdoor temperatures.

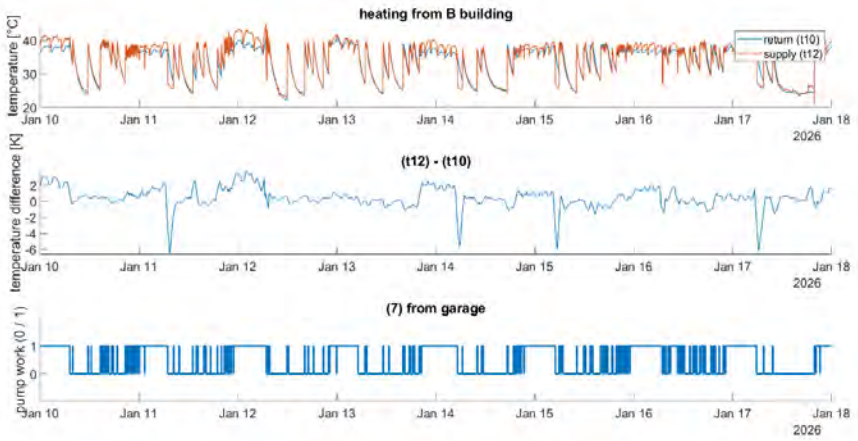


Figure 17. Profiles of key temperatures and pump operation during 10–18 January 2026 (Source: author's own documentation)

The vertical dashed lines in Figs. 15 and 19 indicate the timing of two events: the commissioning of the heat pump in building B (6 January) and the adjustment of the control settings governing heat extraction from the fireplace (9 January).

4. Effects of the intervention in the heat source control system

On 9 January 2026, following several days of sub-zero outdoor temperatures and continued dissatisfaction of the occupants with the heating system performance, the control settings were modified as follows:

- Operation of pump (6) was disabled, without affecting the operation of the remaining pumps. The objective was to reduce the heat transferred from the fireplace water jacket to building B.
- The fireplace temperature setpoint on the fireplace controller was increased to 75°C (previously 60°C), with the aim of improving heat transfer from the fireplace to the water jacket.
- The activation threshold of the fireplace circuit pumps was increased to 55°C (previously 47°C), providing a larger temperature difference across the plate heat exchanger and thereby increasing the secondary-side water temperature.

A significant improvement in system performance was observed, as confirmed by the results presented in Figs. 15, 16, and 17. A substantial increase in the fireplace water temperature was recorded. At peak operating conditions, the water temperature at this measurement point reached up to 55°C; for example, on 14 January (Fig. 18), the daily average temperature was 47.4°C. Consequently, during fireplace operation, the average SH supply temperature increased to 43.9°C, representing an improvement of approximately 6 K. Moreover, the fireplace circuit pumps were observed to switch off more frequently during the day. This additionally contributed to stabilizing the space heating supply temperature (t5) at an appropriate level and increased the temperature difference between t5 and the fireplace outlet temperature (t1).

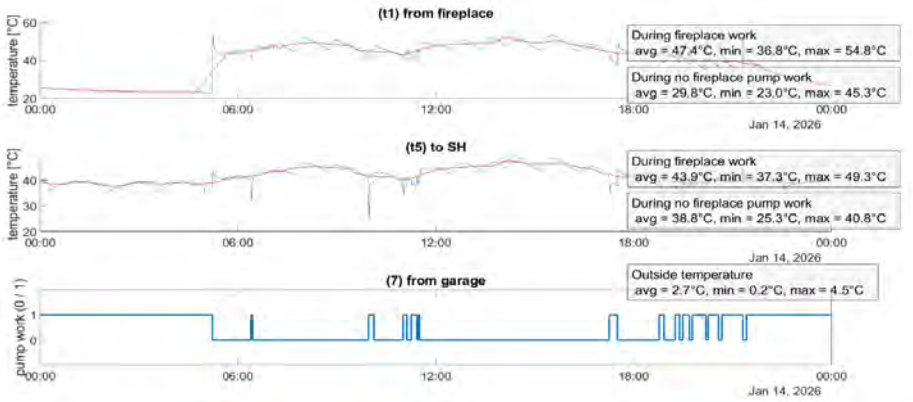


Figure 18. Temperature profiles on 14 January 2026 (Source: author's own documentation)

Figure 19 presents the daily average values of temperatures in the heating circuit. The space heating supply temperature readings were additionally divided into periods with and without heat extraction from the fireplace. It can be observed that the supply temperature during fireplace operation was consistently higher than during periods without fireplace operation. However, this relationship was reversed during the period after the heat pump start-up and before the modification of the fireplace controller settings. During this period, an increase in the average return water temperature from the space heating circuit (t6) can also be observed (Fig. 19), which further confirms the effectiveness of the implemented changes.

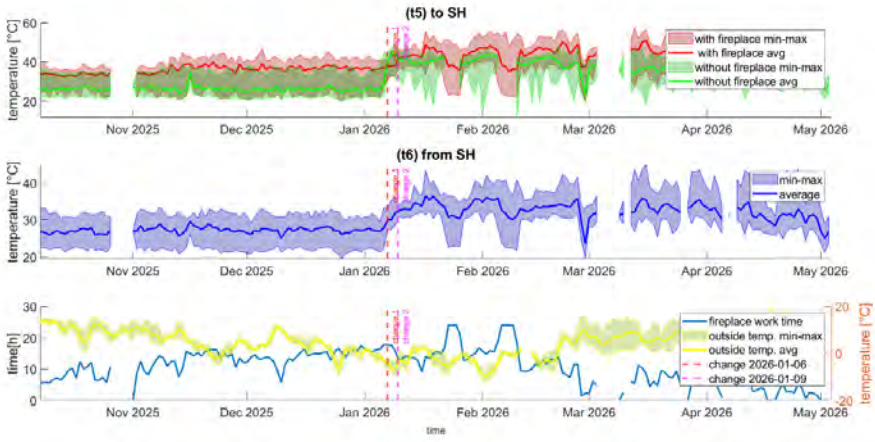


Figure 19. Variations of key temperatures over a 10-day period (Source: author's own documentation)

After the controller settings were modified, the daily duration of heat extraction from the fireplace initially decreased due to the higher temperature threshold required for pump activation. However, this value subsequently increased again and stabilized at approximately 15 hours per day. At the end of January and the beginning of February, two multi-day periods of continuous heat extraction from the fireplace can also be observed. During these periods, the fireplace cooled down, but pump (7) ("from the garage") was not activated and no heat was extracted from building B. This situation was

most likely caused by a failure of pump (7). The daily duration of heat extraction from the fireplace began to decrease as higher outdoor temperatures occurred.
It should be emphasized that, as a result of the modifications to the control system introduced on 9 January 2026, the bidirectional heat exchange with building B was discontinued. Heat from the fireplace is no longer transferred outside building A; however, when the fireplace water jacket reaches the required temperature, building A is no longer supplied with heat from building B.

Summary

- The measurements performed and their analysis made it possible to assess the capabilities of the heat source represented by the water-jacket fireplace and to diagnose the limitations of the investigated heating system. In particular, the pronounced temperature fluctuations, resulting in frequent cycling of the circulation pumps despite the implementation of hysteresis in the control system, indicate the need to modify the operating strategy of the system.
- One of the planned modifications is to separate the control logic for activating pump (3) and switching between pumps (6) and (7) from the control of pump (2) in the primary water-jacket circuit. The objective is to activate the secondary circuit pumps only after the water temperature entering the plate heat exchanger has stabilized.
- Another planned step is the installation of a buffer tank. According to applicable standards and manufacturers' recommendations, the required capacity of such a tank would be approximately 600 L in this case. However, even a smaller buffer tank should have a noticeable impact on improving the stability of system operation. Due to the cooperation of two heat sources within the installation, the tank could simultaneously serve as a hydraulic separator. Such an application would nevertheless require further modifications to the hydraulic system. At this stage, the activation logic of the secondary circuit pumps (3, 6, and 7) could be made dependent on the temperature of the water stored in the buffer tank.
- The measurements are ongoing, and the measurement system is planned to be expanded with weather condition monitoring using a local meteorological station, including measurements of outdoor temperature, solar radiation, and wind speed.
- These measurements would enable the development and validation of a complete mathematical model of the analyzed heating system and, in the future, the implementation of PDC and SDFSS utilizing knowledge of the efficiency and operating costs of individual heat sources under specific operating conditions.
- If manual operation of the fireplace remains necessary, the predictive controller could initially serve as a decision-support tool, providing users with recommendations regarding the preferred operating mode of the heating system, while leaving the final decision to them.

Acknowledgements

This work was supported by Rector of the West Pomeranian University of Technology in Szczecin for PhD students of the Doctoral School, grant number: ZUT/29/2026/Stanisław Dokowski

Abbreviations

ASHP Air-Source Heat Pump
COP Coefficient of Performance
DHW Domestic Hot Water

PDC Predictive Demand Control
SCOP Seasonal Coefficient of Performance
SDFSS Smart Dual Fuel Switching Systems
SH Space Heating

Bibliography

[1] Sun M., Djapic P., Aunedi M., Pudjianto D., Strbac G.: Benefits of smart control of hybrid heat pumps: An analysis of field trial data. *Appl. Energy* 247(2019), 525–536. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.04.068
[2] Fitzpatrick P., D'Ettorre F., De Rosa M., Yadack M., Eicker U., Finn D. P.: Influence of electricity prices on energy flexibility of integrated hybrid heat pump and thermal storage systems in a residential building. *Energy Build*. 223(2020), 110142. DOI: 10.1016/j.enbuild.2020.110142
[3] Roccatello E., Prada A., Baggio P., Baratieri M.: Analysis of the Influence of Control Strategy and Heating Loads on the Performance of Hybrid Heat Pump Systems for Residential Buildings. *Energies* 15(2022), 732. DOI: 10.3390/en15030732
[4] Eurostat - Electricity price statistics - Source : Statistics Explained Data extracted in April 2026 https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Electricity_price_statistics (dostęp: 19.06.2026)
[5] Emmi G., Zarrella A., De Carli M.: A heat pump coupled with photovoltaic thermal hybrid solar collectors: A case study of a multi-source energy system. *Energy Convers. Manag*. 151(2017), 386–399. DOI: 10.1016/j.enconman.2017.08.077
[6] Proszak-Miąsik D., Mazur A.: Support of heating installations by means of fireplaces. *J. Civ. Eng. Environ. Archit.* 72(2025), 31–39. https://doi.org/10.7862/rb.2025.3
[7] Demirezen G., Fung A. S.: Feasibility of Cloud Based Smart Dual Fuel Switching System (SDFSS) of Hybrid Residential Space Heating Systems for Simultaneous Reduction of Energy Cost and Greenhouse Gas Emission. *Energy Build.* 250(2021), 111237. DOI: 10.1016/j.enbuild.2021.111237
[8] Tung K., Fung A. S., Kumar R.: Residential Smart Dual Fuel Switching System (SDFSS) for Simultaneous Reduction of Energy Cost and GHG Emissions. *J. Sustain.* 2(2026), 1–28. https://doi.org/10.55845/jos-2026-215
[9] Hawajski W.: Ogrzewanie hybrydowe pompa ciepła i kominek na drewno, *kominki.org* (dostęp: 19.06.2026)
[10] Hawajski W.: Złóż swój gorący zestaw. Pompa ciepła + kominek, *Świat Kominków* 2/2024, 124–126.
[11] Shukla S. i inni: Numerical study of residential Smart Dual Fuel Switching System (SDFSS) with on-site solar photovoltaic system. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng*. 609(2019), 062005. DOI: 10.1088/1757-899X/609/6/062005
[12] Motyl P., Wikło M., Bukalska J., Piechnik B., Kalbarczyk R.: The new design of the wood stove based on the numerical analysis and experimental research. *E3S Web Conf.* 154(2020), 04001. DOI: 10.1051/e3sconf/202015404001
[13] Jach-Nocoń M. i inni: The quality of wood pellets used in automatic class 5 Ecodesign boilers on the retail market in the context of air protection in Poland. *Polit. Energ*. 22(2019), 127–140. DOI: 10.33223/epj/105528
[14] Domaszewicz B. i inni: *Leśnictwo Forestry,* 2015, GUS, Warszawa 2015.

[15] Ali M. F., i inni: Performance assessment of residential heat pump systems with and without buffer tank integration: a simulation-based study. *WIT Trans. Ecol. Environ*. 265(2025), 57–70. DOI: 10.2495/ESUS250051
[16] Vaseekaran S. L., Vetriselvan V., Vinayagamoorthi M. A.: Design of buffer tank in heat pump system. *IRJMETS* 5(2023), 1118–1123. DOI : https://www.doi.org/10.56726/IRJMETS44114
[17] Kochanek E.: Elektroenergetyczna infrastruktura krytyczna w województwie zachodniopomorskim – 10 lat po blackoucie. *Prz. Zachodniopomorski* 35(2020), 117–134. https://orcid.org/0000-0001-8155-9209
[18] Pająk K.: Awareness and preparedness of Poles in the event of a blackout: a survey-based study. *ZN SGSP* 95(2025), 23–45. DOI: 10.5604/01.3001.0055.2027
[19] Główny Urząd Statystyczny (GUS), *Rocznik Statystyczny Leśnictwa* 2025. Warszawa: GUS, 2025. Dostępny w Internecie, (dostęp: 19.06.2026)
[20] Nitzche M.: Identification of a small scale wood pellet boiler for control design, Rozprawa doktorska, Stanisławski R. Promotor, Politechnika Opolska, 2016.
[21] De Dietrich, ALEZIO S V200 – pompa ciepła powietrze/woda Split Inverter, https://dedietrich.pl/produkty/technika-dla-domu/pompy-ciepla/alezio-s-v200/ (dostęp: 19.06.2026)
[22] HITZE Sp. z o.o. ALBERO AQUASYSTEM ALAQS68x43.S – karta techniczna. [online]. Dostępny w Internecie: https://www.kominki-net.pl/wp-content/uploads/2023/04/AQUASYSTEM_karta_techniczna_ALAQS68x43.S_PL_EN.pdf. (dostęp: 19.06.2026).
[23] HEXONIC Sp. z o.o. Wymiennik płytowy lutowany LB31-30-1”, seria L-Line, kod 0203-0063. [online]. Dostępne w Internecie: https://onninen.pl/produkt/HEXONIC-Wymiennik-plytowy-lutowany-jednoprzeplywowy-LB31-30-1-przylacza-4-krocce-GZ-0203-0063,97481 (dostęp: 19.06.2026)

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_59

Metodyka eksperymentalnego wyznaczania równowagowego ciśnienia pary wodnej hydratów soli nieorganicznych

MATEUSZ MŁYNARCZYK, ŁUKASZ CIEŚLIKIEWICZ, PIOTR FURMAŃSKI, PIOTR ŁAPKA

Politechnika Warszawska, Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa,
ul. Nowowiejska 21/25, 00-665 Warszawa
e-mail: piotr.lapka@pw.edu.pl

Słowa kluczowe: ciśnienie równowagowe, termochemiczny magazyn energii, hydrat soli, para wodna

Termochemiczne magazyny ciepła są jedną z najbardziej perspektywicznych technologii, które mogą wspomóc dekarbonizację sektora energetycznego. Technologia ta polega na akumulacji energii w postaci potencjału chemicznego materiałów termochemicznych. Procesy ładowania i rozładowania zachodzą z wykorzystaniem odwracalnych reakcji chemicznych, którym towarzyszą efekty cieplne. Magazyny termochemiczne charakteryzują się wysoką gęstością magazynowanej energii oraz możliwością długoterminowego przechowywania bez strat cieplnych. Obiecującym kandydatem na materiał termochemiczny dla niskotemperaturowych magazynów ciepła do zastosowań w budownictwie są hydraty soli nieorganicznych. Kluczowym parametrem opisującym warunki pracy w tego typu układach jest równowagowe ciśnienie pary wodnej, które determinuje kierunek procesów hydratacji i dehydratacji. Jego wartość zależy od temperatury i może być opisana teoretycznie przy pomocy równania Clausiusa-Clapeyrona. W warunkach rzeczywistych na przebieg reakcji wpływają również zjawiska związane z metastabilnością hydratów soli, efekty mikrostrukturalne oraz ograniczenia transportu masy, co uzasadnia konieczność weryfikacji eksperymentalnej.

Celem pracy było opracowanie oraz walidacja metody wyznaczania równowagowego ciśnienia pary wodnej nad hydratami soli na podstawie bezpośredniego pomiaru ciśnienia absolutnego w warunkach próżniowych. Procedura pomiarowa obejmowała etap stworzenia próżni w naczyniu pomiarowym, stabilizacji temperatury oraz rejestracji zmian ciśnienia w funkcji temperatury w przedziale 35-70°C.

Metodę zastosowano do analizy trzech różnych odwracalnych reakcji. Do badań wykorzystano heksahydrat chlorku magnezu, dihydrat chlorku miedzi (II) oraz heksahydrat chlorku wapnia. Badania przeprowadzono dla kilku próbek każdego z hydratów w celu oceny powtarzalności wyników oraz wiarygodności zaproponowanej metodyki. Uzyskane charakterystyki równowagowe wykazują wysoką zgodność pomiędzy seriami pomiarowymi oraz dobrą korelację z danymi literaturowymi. Otrzymane wyniki potwierdzają działanie opracowanego stanowiska do badań właściwości termodynamicznych materiałów przeznaczonych do termochemicznego magazynowania energii oraz stanowią podstawę do dalszych analiz.

Wstęp

W obliczu obecnej transformacji energetycznej i coraz większym skoncentrowaniu produkcji na odnawialnych źródłach energii, technologie związane z magazynowaniem energii zyskują na popularności. Badania nad magazynami ciepła szczególnie zyskują, gdyż potrzeby energetyczne związane z ogrzewaniem oraz chłodzeniem stanowią znaczą część końcowego zużycia energii. Efektywne i niezawodne systemy magazynowania ciepła są potrzebne, aby zwiększyć bezpieczeństwo energetyczne, zoptymalizować pobór energii, a także zapewnić lepszą integrację źródeł odnawialnych

w obecnie istniejących systemach energetycznych. Spośród znanych nam sposobów magazynowania ciepła, technologia termochemicznych magazynów ciepła jest uważana za najbardziej perspektywiczną. Technologia ta bazuje na odwracalnych reakcjach chemicznych, dzięki czemu ciepło może być magazynowane w formie potencjału chemicznego danego materiału, a nie jego energii wewnętrznej. Metoda ta pozwala na osiągnięcie największych gęstości magazynowania energii, a ponadto ograniczone są straty ciepła do otoczenia, gdyż materiał nie musi utrzymywać wysokich temperatur w trakcie magazynowania. Cechy te sprawiają, że technologia jest uważana obecnie za najlepszego kandydata na długoterminowe, między sezonowe magazynowanie ciepła. Efektywne magazyny ciepła zintegrowane z obecną infrastrukturą energetyczną przyczynią się do redukcji gazów cieplarnianych i poprawy efektywności energetycznej. Prowadzi to do lepszego zarządzania energią wyprodukowaną energią i wymiernych korzyści ekonomicznych [1].

Działanie termochemicznych magazynów ciepła jest w dużej mierze uzależnione od właściwości używanych materiałów termochemicznych. Właściwości te determinują w jakich warunkach może pracować magazyn ciepła, jaka jest jego wydajność oraz jaki będzie zakres zastosowań danej technologii. W literaturze występuje bardzo dużo materiałów, które mogą znaleźć zastosowanie w termochemicznych magazynach ciepła. Przykładami mogą być tlenki metali, siarczany metali, wodorki metali i węglany metali, które znajdują zastosowania w magazynach wysoko- i średniotemperaturowych [2]. Materiały te stosuje się między innymi w magazynach ciepła zintegrowanych z koncentrycznymi elektrowniami słonecznymi, z uwagi na wysokie temperatury pracy oraz gęstość magazynowania energii [3]. Do zastosowań niskotemperaturowych najczęściej wykorzystywane są związki amoniaku, metanolany i hydraty soli [4]. Badania skoncentrowane są głównie na tych ostatnich, z uwagi na stosunkowo wysoką gęstość magazynowania energii, nietoksyczność oraz szeroko dostępną parę wodną, która jest potrzebna do przeprowadzenia reakcji hydratacji. Co więcej, reakcje hydratacji i dehydratacji soli zwykle nie wymagają katalizatorów, a dehydratacja jest możliwa przy stosunkowo niskich temperaturach. Zanim jednak magazyny ciepła oparte o hydraty soli będą mogły zostać w pełni skomercjalizowane, należy stawić czoła pewnym problemom związanym z ich wykorzystaniem. Jednym z nich są zmiany strukturalne w materiale, które zachodzą w trakcie procesów hydratacji i dehydratacji. Wiele soli zmienia fazę na ciekłą, gdy zmieniają się w hydraty wyższego stopnia. Powoduje to problemy związane z utrzymaniem stałej geometrii złoża reakcyjnego, a także jego właściwości przepływowych, gdy sól ponownie zmienia fazę na stałą. Co więcej, dynamika reakcji chemicznych z udziałem hydratów soli jest często ograniczona przez niskie współczynniki wymiany masy i ciepła na ich powierzchni. W celu przezwyciężenia przedstawionych problemów, badacze próbują wykorzystać materiały kompozytowe z zawartością soli, które pozwalają na utrzymanie struktury materiału i poprawiają właściwości związane z transportem ciepła i masy [5].

Jedną z głównych właściwości hydratów soli w kontekście ich zastosowania w termochemicznych magazynach energii jest ciśnienie równowagowe pary wodnej nad mieszaniną soli oraz jej hydratu (lub hydratu oraz hydratu o wyższym stopniu uwodnienia) w danej temperaturze. Gdy ciśnienie pary wodnej jest wyższe niż równowagowe, zachodzi reakcja hydratacji, a gdy ciśnienie jest niższe – dehydratacji. Przy stałej temperaturze i ciśnieniu równowagi, reakcje nie zachodzą i możliwe jest współistnienie dwóch faz soli (o niższym i wyższym stopniu uwodnienia). Zjawisko istnienia ciśnienia równowagi jest wyjaśnione regułą faz Gibbsa, dla układu składającego się z dwóch faz stałych (soli o różnym stopniu uwodnienia) i jednej fazy gazowej (pary wodnej). W takich warunkach system składa się z trzech faz oraz dwóch komponentów (wody oraz suchej soli), co skutkuje jednym stopniem swobody układu. Oznacza to, że przy danej stałej temperaturze występuje stałe ciśnienie równowagi

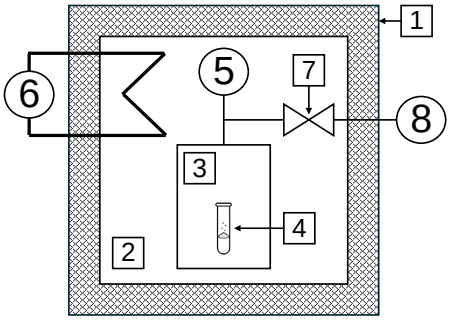
w układzie [6]. Zjawisko to ma szczególny wpływ na warunki pracy w reaktorze magazynu termochemicznego, które muszą być spełnione, aby reakcje hydratacji oraz dehydratacji mogły zostać przeprowadzone. Znalezienie krzywej równowagowej ciśnienia w funkcji temperatury staje się więc kluczowe dla oceny stosowalności materiałów termochemicznych i ustalenia zakresu temperatur w cyklu ładowania i rozładowania magazynu ciepła [7]. Znajomość przebiegu krzywej równowagi ciśnienia pary wodnej w funkcji temperatury jest również wymagana w przypadku modelowania zjawisk zachodzących w termochemicznych magazynach energii, wykorzystujących hydraty soli. Ponad to, ciśnienie równowagi w funkcji temperatury może być wykorzystywane w celu precyzyjnego utrzymywania wilgotności w badaniach laboratoryjnych, a także do kalibracji czujników wilgotności.

Ciśnienie równowagi w danej temperaturze może być wyznaczone przy pomocy równania Clausiusa-Clapeyrona [6]. Krzywe równowagi które występują w literaturze są najczęściej wyznaczane z teoretycznych modeli. Niestety, dane termodynamiczne dotyczące hydratów soli, w tym entalpia i entropia reakcji hydratacji i dehydratacji, są bardzo często rzadko spotykane lub ich wartości różnią się w zależności od źródła, co prowadzi do zwiększonych niepewności związanych z wyznaczaniem parametrów równowagi. Ponad to, hydraty soli mogą wykazywać się metastabilność w warunkach bliskich równowagowych. W obszarze tym, kinetyka reakcji hydratacji / dehydratacji jest znacznie spowolniona, co może prowadzić do odchyleń pomiędzy ciśnieniem równowagi wyliczonym z modeli teoretycznych, a tym, które faktycznie występuje w układzie [8]. Co więcej, efekty związane z mikrostrukturą hydratów soli mogą wpływać na wynikowe ciśnienie równowagi, z uwagi na parę wodną gromadzącą się w porach materiału. Z tego powodu, eksperymentalne wyznaczanie równowagowego ciśnienia pary wodnej dla hydratów soli i zestawienie ich z modelami teoretycznymi jest potrzebne, w celu zniwelowania niepewności modeli oraz głębszego zrozumienia działania magazynów ciepła, wykorzystujących te materiały w złożu reakcyjnym.

1. Metodologia wyznaczania krzywej równowagi

1.1. Założenia eksperymentu

Przeprowadzony eksperyment mający na celu wyznaczenie równowagowego ciśnienia pary wodnej hydratów soli nieorganicznych w zależności od temperatury został stworzony na podstawie podobnego doświadczenia, którego głównym założeniem jest pomiar absolutnego ciśnienia pary nad próbką materiału [8]. Zgodnie z tym założeniem, pomiar musi się odbyć w warunkach głębokiego podciśnienia, z uwagi na to, że ciśnienia równowagowe są często dużo niższe, niż ciśnienie nasycenia pary wodnej. W warunkach próżni wymiana ciepła jest znacząco ograniczona z uwagi na niskie przewodzenie, co utrudnia osiągnięcie stanu równowagi. Układ został więc zmodyfikowany w taki sposób, aby występujące w nim gradienty temperatury były możliwie jak najmniejsze. Rysunek 1. pokazuje uproszczony schemat układu, który umożliwia wyznaczenie krzywej równowagi.

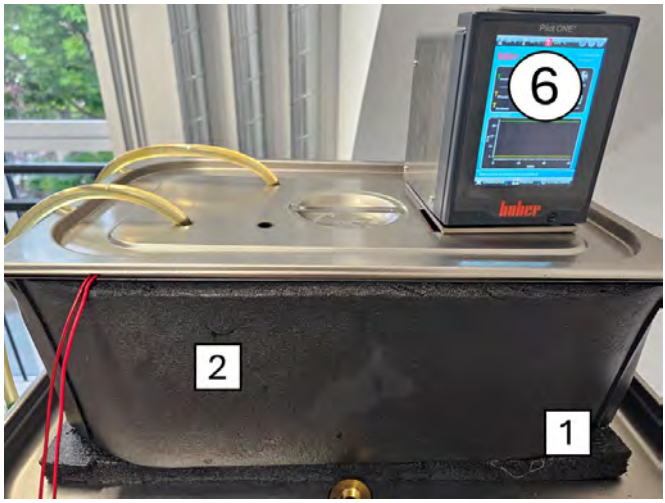


Rysunek 1. Schemat stanowiska służącego do wyznaczania równowagowego ciśnienia pary wodnej hydratów soli nieorganicznych, gdzie: 1 – izolacja termiczna, 2 – komora izotermiczna, 3 – naczynie pomiarowe, 4 – próbka hydratu, 5 – czujniki ciśnienia i temperatury, 6 – termostat, 7 – zawór odcinający, 8 – pompa próżniowa. Źródło: opracowanie własne

Stanowisko pozwalające na zmierzenie ciśnienie równowagowego składa się z izolowanej termicznie komory, w której stabilna temperatura utrzymywana jest przy pomocy termostatu. W komorze tej należy umieścić naczynie pomiarowe, w którym znajduje się próbka badanego hydratu soli. Naczynie pomiarowe musi być połączone z ciśnieniomierzem, który jest w stanie zmierzyć ciśnienie absolutne wewnątrz naczynia. Aby zapewnić, że zmierzone ciśnienie jest wywołane jedynie obecnością pary wodnej wewnątrz naczynia, należy pozbyć się innych gazów za pomocą pompy próżniowej. W idealnym eksperymencie, po odessaniu gazu z wnętrza naczynia pomiarowego, w którym znajduje się próbka hydratu soli, jedynym gazem wewnątrz pojemnika pozostanie para wodna, uwolniona z hydratu. Zawór odcinający służy do bezpiecznego odłączania pompy próżniowej od naczynia pomiarowego. Temperaturę wewnątrz komory izotermicznej zmieniać można za pomocą nastawy termostatu, a wyższa temperatura skutkuje uwalnianiem się pary wodnej z hydratu aż do uzyskania ciśnienia równowagi wewnątrz naczynia pomiarowego. Dokładną temperaturę w komorze monitorować można przy pomocą skalibrowanego czujnika temperatury. Zmierzone ciśnienie bezwzględne wewnątrz naczynia jest ciśnieniem równowagowym pary wodnej nad mieszaniną dwóch faz: hydratu soli, który umieściliśmy w próbce oraz niżej uwodnionego hydratu soli (lub suchej soli). Niżej uwodniony hydrat (lub sucha sól) w naczyniu pomiarowym powstaje w wyniku wytworzenia w jego wnętrzu próżni, co obniża ciśnienie pary wodnej do poziomu poniżej równowagi, powodując tym samym uwalnianie się wody z próbki hydratu umieszczonego w celach badania. Po uwolnieniu wody, część oryginalnie umieszczonej próbki zamienia się w sól niżej uwodnioną, co jest niezbędne w celu wyznaczenia krzywej równowagi.

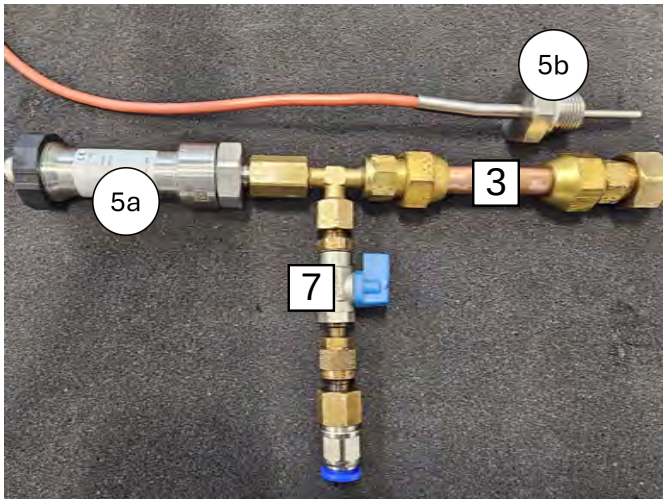
1.2. Stanowisko oraz przebieg doświadczenia

W celu uzyskania warunków wymaganych podczas pomiarów, zbudowane zostało stanowisko pomiarowe zgodne ze schematem przedstawionym na Rysunku 1. Rysunek 2 przedstawia zdjęcie zewnętrznej części stanowiska.



Rysunek 2. Zdjęcie zewnętrznej części stanowiska, gdzie: 1 – izolacja termiczna, 2 – komora izotermiczna, 6 – termostat. Źródło: opracowanie własne

Na fotografii widoczny jest pojemnik o pojemności 28 litrów, w którym znajduje się olej nieprzewodzący prądu. Pojemnik jest zaizolowany termicznie za pomocą maty Armaflex. Olej we wnętrzu pojemnika cyrkuluje, a jego temperatura utrzymywana jest na stałym poziomie przy pomocy termostatu konwekcyjnego marki Huber. Cyrkulujący olej wewnątrz izolowanego pojemnika zapewnia stabilną temperaturę w całej objętości, a dzięki temu, że jest izolatorem elektrycznym, można bezpośrednio w nim umieścić elektryczne urządzenia pomiarowe. Objętość cyrkulującego oleju jest dużo większa niż naczynia pomiarowego, w którym umieszczona jest próbka. Cyrkulujący olej intensyfikuje wymianę ciepła z naczyniem pomiarowym, dzięki czemu możemy przyjąć, że temperatura wewnątrz naczynia pomiarowego szybko osiąga temperaturę oleju. Na Rysunku 3 przedstawiona jest fotografia drugiej części stanowiska – naczynia pomiarowego.



Rysunek 3. Zdjęcie naczynia pomiarowego, gdzie: 3 – naczynie pomiarowe, 5a – ciśnieniomierz, 5b – czujnik temperatury, 7 – zawór odcinający. Źródło: opracowanie własne

Naczynie pomiarowe składa się z miedzianej rurki o długości 6 cm. Rurka ta połączona jest z piezorezystancyjnym przetwornikiem ciśnienia Keller 33X, który mierzy aktualne ciśnienie absolutne wewnątrz naczynia. Wszystkie połączenia obejmujące naczynie pomiarowe muszą być szczelne w warunkach bliskich próżni, dlatego zdecydowano się na połączenia kielichowe, podobne do tych wykorzystywanych w instalacjach HVAC. Do naczynia podłączony jest również zawór odcinający, który ma na celu zamknięcie przewodu, przez który odsysany jest gaz z wnętrza naczynia.

Doświadczenie rozpoczyna się od przygotowania naczynia pomiarowego. W celu zapewnienia, że badane próbki nie pozostają wewnątrz układu, rurka miedziana jest wymieniana z każdym nowym pomiarem. Po szczelnym połączeniu miedzianej rurki z resztą układu, wrzucana jest do środka próbka hydratu soli. Próbka ta jest umieszczana w małej szklanej probówce o średnicy wewnętrznej 6 mm oraz długości 30 mm. Stosowanie probówki ma na celu zapobiegnięcie przemieszczaniu się kryształków hydratu soli wewnątrz naczynia w trakcie tworzenia próżni. Po wrzuceniu próbki hydratu do środka naczynia, układ jest domykany poprzez nakrętkę, która również ma połączenie kielichowe (nakrętka po prawej stronie na Rysunku 3). Po umieszczeniu próbki w naczyniu i szczelnym zamknięciu układu zaczyna się proces wytwarzania próżni wewnątrz naczynia. Pompa próżniowa podłączana jest do układu za pomocą przewodów pneumatycznych (złącze pneumatyczne widoczne jest pod zaworem na Rysunku 3). Pomimo bardzo niewielkiej objętości naczynia, odsysanie gazów z wnętrza naczynia trwa 40 minut. Należy zaznaczyć, że w trakcie odsysania gazów, próbka hydratu soli zaczyna uwalniać parę wodną, z uwagi na znacznie obniżone ciśnienie pary wodnej w otoczeniu. Oznacza to, że w trakcie wytwarzania próżni w części próbki zachodzi proces dehydratacji, zapewniając tym samym obecność dwóch różnych hydratów soli w naczyniu (bądź zapewniając obecność hydratu i suchej soli). Długość procesu tworzenia próżni mimo tak małej objętości naczynia ma zapewnić, że przebiegł częściowy proces dehydratacji oraz że jedynym gazem pozostałym wewnątrz naczynia pomiarowego jest para wodna. Po 40 minutach procesu, zawór odcinający jest zamykany, a pompa próżniowa jest odłączana od naczynia pomiarowego. Tak przygotowane naczynie trafia następnie do pojemnika z olejem, w którym olej już cyrkuluje i utrzymuje temperaturę 35°C. Przed rozpoczęciem pomiaru należy poczekać 15 minut w celu ustabilizowania się temperatury i ciśnienia wewnątrz naczynia pomiarowego. Po upłynięciu tego czasu, rozpoczyna się właściwy pomiar, w trakcie którego zarówno ciśnienie wewnątrz naczynia pomiarowego jak i temperatura oleju tuż obok naczynia są na bieżąco monitorowane. Pomiar zachodzi w warunkach stabilnej temperatury przez następne 2 godziny. Po upłynięciu tego czasu następuje zmiana nastawy temperatury o 5°C i olej grzeje się z prędkością 0,25°C/min przez następne 20 minut. Po tym czasie następuje pomiar kolejnego punktu równowagi ciśnienia pary wodnej nad hydratami soli w danej temperaturze. Pomiar ten również trwa 2 godziny. Proces ten w trakcie pomiaru pojedynczej próbki powtarza się aż do osiągnięcia temperatury oleju równej 70°C. Jest to ostatni zmierzony punkt równowagi, po którym pompa i grzałka termostatu przestają działać. Aby rozpocząć następny pomiar należy schłodzić olej do temperatury 35°C. Chłodzenie oleju następuje przy pomocy wymiennika płytowego i agregatu chłodniczego. Węże hydrauliczne widoczne na pokrywie pojemnika (Rysunek 2) służą celom chłodzenia oleju. Pompa cyrkulująca olej w obiegu chłodzącym nie jest podłączona do zasilania w trackie prowadzenia pomiaru.

2. Wyniki pomiarów

2.1. Sposób wyznaczania ciśnienia równowagowego

Pomiar ciśnienia pary wodnej nad mieszaniną hydratów soli (lub mieszaniną hydratu soli oraz soli suchej) odbywa się w sposób ciągły. W celu znalezienia ciśnienia równowagi w zależności od temperatury, mierzona jest zarówno temperatura oleju tuż przy naczyniu pomiarowym, oraz ciśnienie absolutne wewnątrz naczynia. Za początek pomiaru przyjmuje się punkt, w którym temperatura oleju mierzona przez czujnik PT100 nie zmienia się pomiędzy kolejnymi pomiarami o więcej niż 0,01°C. Dane o temperaturze oraz ciśnieniu są zapisywane, a punkt równowagi wyznaczany jest na podstawie średnich wartości ciśnienia bezwzględnego pary wodnej oraz temperatury oleju.

2.2. Ciśnienie równowagowe nad hydratami chlorku magnezu

Na Rysunku 4. przedstawione zostało zdjęcie probówki z heksahydratem chlorku magnezu. W trakcie badania wyznaczano równowagowe ciśnienie pary wodnej w danej temperaturze, dla rekacji:

$$\mathrm{MgCl_2 \cdot 6H_2O \leftrightarrow MgCl_2 \cdot 4H_2O + 2H_2O} \quad (1)$$

Wykorzystana do badań sól została zakupiona u producenta odczynników chemicznych Chempur. Minimalna zawartość heksahydratu chlorku magnezu w zakupionym produkcie to 99%. Masy heksahydratu chlorku magnezu, które zostały wykorzystane w trakcie eksperymentów są przedstawione w Tabeli 1. Wyniki pomiarów kolejnych próbek przedstawione zostały w Tabeli 2.



Rysunek 4. Zdjęcie próbki hydratu $MgCl_2 \cdot 6H_2O$. Źródło: opracowanie własne

Tabela 1. Masy próbek heksahydratu chlorku magnezu, użytych w trakcie badań nad ciśnieniem równowagi.

Nr próbki	Masa (g)
1	0,8629
2	0,8720
3	0,8923
4	0,8556

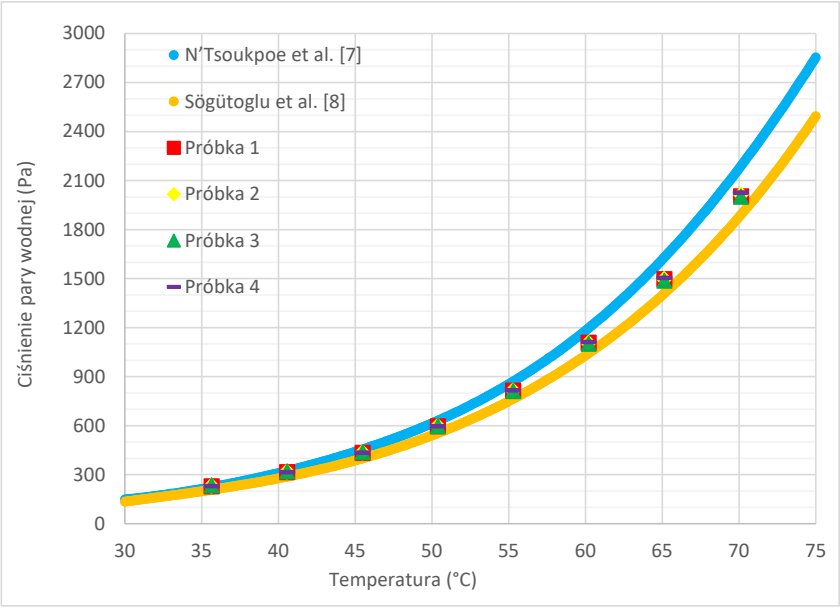
Źródło: opracowanie własne

Tabela 2. Wyniki pomiarów równowagowego ciśnienia pary wodnej w różnych temperaturach dla reakcji (1).

Nr próbki: 1				**Nr próbki: 2**			
Temperatura średnia (°C)	Odch. Stan. Temperatury (°C)	Ciśnienie średnie (Pa)	Odch. Stan. Ciśnienia (Pa)	Temperatura średnia (°C)	Odch. Stan. Temperatury (°C)	Ciśnienie średnie (Pa)	Odch. Stan. Ciśnienia (Pa)
35.644	0.022	229.00	2.40	35.626	0.027	232.87	3.27
40.567	0.064	315.88	3.60	40.556	0.052	319.43	3.67
45.482	0.041	434.48	4.55	45.464	0.037	437.00	4.65
50.390	0.029	596.73	5.84	50.364	0.034	597.38	6.00
55.281	0.045	814.71	10.02	55.263	0.028	814.42	9.16
60.197	0.031	1108.64	14.00	60.178	0.033	1106.64	13.50
65.138	0.037	1497.37	20.71	65.119	0.030	1497.14	18.62
70.132	0.037	2004.46	24.21	70.112	0.053	2015.29	25.26
Nr próbki: 3				**Nr próbki: 4**			
Temperatura średnia (°C)	Odch. Stan. Temperatury (°C)	Ciśnienie średnie (Pa)	Odch. Stan. Ciśnienia (Pa)	Temperatura średnia (°C)	Odch. Stan. Temperatury (°C)	Ciśnienie średnie (Pa)	Odch. Stan. Ciśnienia (Pa)
35.643	0.013	234.71	3.02	35.646	0.019	230.10	3.20
40.572	0.046	321.30	4.55	40.571	0.059	316.39	4.11
45.482	0.035	438.81	5.85	45.468	0.046	434.98	5.61
50.386	0.032	597.73	7.38	50.376	0.048	596.15	8.27
55.286	0.033	812.13	10.87	55.275	0.035	816.01	11.29
60.198	0.028	1101.21	14.96	60.195	0.034	1112.14	15.51
65.131	0.030	1488.22	17.93	65.134	0.028	1504.76	19.45
70.118	0.068	2002.37	23.63	70.123	0.059	2027.11	25.84

Źródło: opracowanie własne

Dane z Tabeli 2. pokazują, że przeprowadzone badanie daje w przybliżeniu powtarzalne wyniki dla każdej z czterech próbek. Wyznaczone eksperymentalnie punkty równowagi zostały przeniesione na wykres oraz porównane z literaturą naukową. Na Rysunku 5. zobrazowano rezultaty doświadczenia, a także pokazano krzywe równowagi dla reakcji (1), które są znane z literatury. Z wykresu wynika, że zmierzone punkty równowagi są zgodne z wiedzą zawartą w innych pozycjach naukowych.



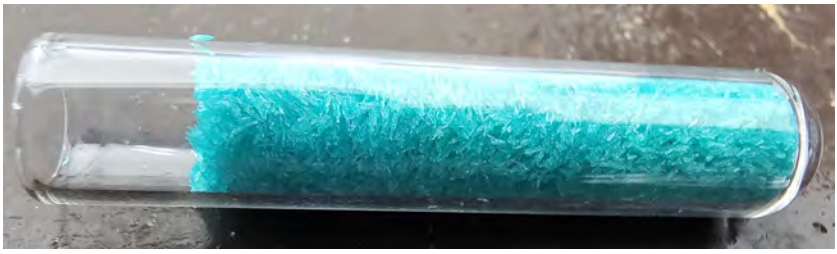
Rysunek 5. Wykres obrazujący wyniki eksperymentu dotyczącego ciśnienia równowagowego pary wodnej nad mieszaniną hydratów chlorku magnezu. Krzywe równowagi opracowane na podstawie literatury: [7], [8].

2.3. Ciśnienie równowagowe nad hydratem chlorku miedzi oraz suchym chlorkiem miedzi

Na Rysunku 6. przedstawione zostało zdjęcie probówki z dihydratem chlorku miedzi (II). W trakcie badania wyznaczano równowagowe ciśnienie pary wodnej w danej temperaturze, dla rekacji:

$$CuCl_2 \cdot 2H_2O \leftrightarrow CuCl_2 + 2H_2O \tag{2}$$

Wykorzystana do badań sól została zakupiona u producenta odczynników chemicznych WARCHEM. Minimalna zawartość dihydratu chlorku miedzi (II) w zakupionym produkcie to 98%. Masy dihydratu chlorku miedzi (II), które zostały wykorzystane w trakcie eksperymentów są przedstawione w Tabeli 3. Wyniki pomiarów kolejnych próbek przedstawione zostały w Tabeli 4.



Rysunek 6. Zdjęcie próbki hydratu $CuCl_2 \cdot 2H_2O$. Źródło: opracowanie własne

Tabela 3. Masy próbek dihydratu chlorku miedzi (II), użytych w trakcie badań nad ciśnieniem równowagi.

Nr próbki	Masa (g)
1	0,8145
2	0,8816
3	0,9748

Źródło: opracowanie własne

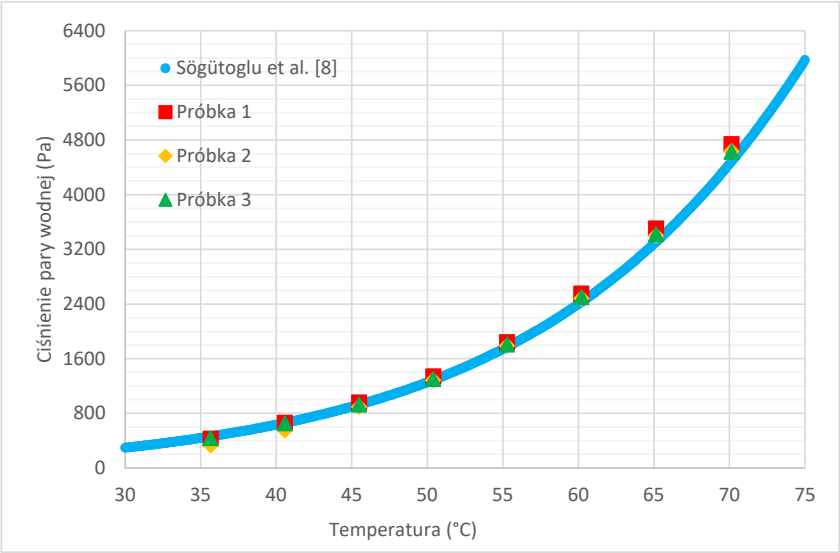
Tabela 4. Wyniki pomiarów równowagowego ciśnienia pary wodnej w różnych temperaturach dla reakcji (2).

Nr próbki: 1				**Nr próbki: 2**			
Temperatura średnia (°C)	Odch. Stan. Temperatury (°C)	Ciśnienie średnie (Pa)	Odch. Stan. Ciśnienia (Pa)	Temperatura średnia (°C)	Odch. Stan. Temperatury (°C)	Ciśnienie średnie (Pa)	Odch. Stan. Ciśnienia (Pa)
35.657	0.037	432.32	35.31	35.655	0.072	333.05	16.94
40.574	0.066	662.48	14.13	40.575	0.075	554.19	31.05
45.478	0.054	959.49	20.04	45.477	0.058	895.97	21.95
50.386	0.071	1342.24	14.82	50.376	0.065	1287.78	15.79
55.275	0.066	1844.25	17.36	55.277	0.058	1792.67	16.65
60.189	0.058	2556.15	30.05	60.195	0.065	2484.60	21.12
65.132	0.040	3508.38	39.42	65.132	0.055	3404.18	20.73
70.126	0.041	4740.23	46.60	70.122	0.067	4635.43	38.41

Nr próbki: 3			
Temperatura średnia (°C)	Odch. Stan. Temperatury (°C)	Ciśnienie średnie (Pa)	Odch. Stan. Ciśnienia (Pa)
35.641	0.008	440.09	16.77
40.564	0.078	655.05	12.57
45.479	0.069	931.28	11.80
50.382	0.038	1304.28	17.00
55.274	0.053	1811.22	21.46
60.196	0.068	2504.24	30.56
65.129	0.052	3424.09	33.35
70.124	0.038	4630.16	36.12

Źródło: opracowanie własne

Dane z Tabeli 4. pokazują, że przeprowadzone eksperymenty dają w przybliżeniu powtarzalne wyniki, choć obserwowane różnice są znacząco większe niż w przypadku badania hydratów chlorku magenzu. Na Rysunku 7. przedstawiono wyniki eksperymentów z chlorkiem miedzi (II), a także pokazano krzywą równowagi dla reakcji (2) znaną z literatury. Wyznaczone doświadczalnie punkty równowagi są blisko wyników, które występują w innych pozycjach naukowych.



Rysunek 7. Wykres obrazujący wyniki eksperymentu dotyczącego ciśnienia równowagowego pary wodnej nad mieszaniną hydratu chlorku miedzi (II) i suchego chlorku miedzi. Krzywa równowagi opracowane na podstawie literatury: [8].

2.4. Ciśnienie równowagowe nad hydratami chlorku wapnia

Na Rysunku 8. przedstawione zostało zdjęcie probówki z heksahydratem chlorku wapnia. W trakcie badania wyznaczano równowagowe ciśnienie pary wodnej w danej temperaturze, dla rekacji:

$$CaCl_2 \cdot 6H_2O \leftrightarrow CaCl_2 \cdot 4H_2O + 2H_2O \tag{3}$$

Wykorzystana do badań sól została zakupiona u producenta odczynników chemicznych Chempur. Minimalna zawartość heksahydartu chlorku wapnia w zakupionym produkcie to 98,5%. Masy heksahydratu chlorku wapnia, które zostały wykorzystane w trakcie eksperymentów są przedstawione w Tabeli 5. Wyniki pomiarów kolejnych próbek przedstawione zostały w Tabeli 6.



Rysunek 8. Zdjęcie próbki hydratu $CaCl_2 \cdot 6H_2O$. Źródło: opracowanie własne

Tabela 5. Masy próbek heksahydratu chlorku wapnia, użytych w trakcie badań nad ciśnieniem równowagi.

Nr próbki	Masa (g)
1	0,9660
2	1,0665
3	1,0678
4	1.0164

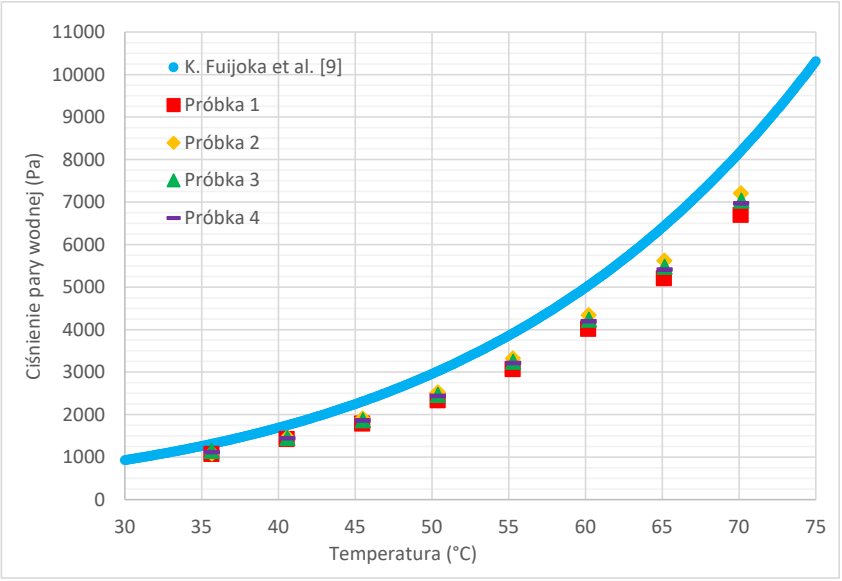
Źródło: opracowanie własne

Tabela 6. Wyniki pomiarów równowagowego ciśnienia pary wodnej w różnych temperaturach dla reakcji (3).

Nr próbki: 1				**Nr próbki: 2**			
Temperatura średnia (°C)	Odch. Stan. Temperatury (°C)	Ciśnienie średnie (Pa)	Odch. Stan. Ciśnienia (Pa)	Temperatura średnia (°C)	Odch. Stan. Temperatury (°C)	Ciśnienie średnie (Pa)	Odch. Stan. Ciśnienia (Pa)
35.639	0.105	1078.80	24.34	35.659	0.062	1092.28	19.76
40.532	0.092	1427.74	8.60	40.582	0.052	1457.43	4.34
45.452	0.080	1792.90	14.72	45.483	0.073	1909.46	10.71
50.362	0.098	2342.80	14.66	50.385	0.049	2526.10	7.46
55.253	0.067	3074.67	13.47	55.271	0.070	3322.66	11.28
60.165	0.042	4021.27	8.01	60.192	0.069	4344.83	20.19
65.108	0.062	5215.24	17.64	65.131	0.069	5624.63	22.91
70.108	0.042	6700.54	12.94	70.111	0.073	7207.90	30.65
Nr próbki: 3				**Nr próbki: 4**			
Temperatura średnia (°C)	Odch. Stan. Temperatury (°C)	Ciśnienie średnie (Pa)	Odch. Stan. Ciśnienia (Pa)	Temperatura średnia (°C)	Odch. Stan. Temperatury (°C)	Ciśnienie średnie (Pa)	Odch. Stan. Ciśnienia (Pa)
35.657	0.037	1146.53	14.74	35.668	0.068	1118.02	25.26
40.579	0.106	1455.64	16.63	40.581	0.071	1445.74	4.79
45.493	0.088	1871.77	19.52	45.486	0.055	1863.69	12.97
50.389	0.062	2465.24	8.39	50.391	0.050	2439.98	7.15
55.291	0.067	3243.56	13.50	55.288	0.054	3213.73	9.07
60.210	0.045	4235.13	11.45	60.208	0.045	4199.12	11.45
65.151	0.043	5483.38	12.49	65.142	0.059	5418.23	17.35
70.146	0.043	7036.75	20.37	70.139	0.036	6967.69	21.57

Źródło: opracowanie własne

Dane z Tabeli 6. pokazują, że przeprowadzone eksperymenty dają zbliżone wyniki dla wszystkich czterech próbek. Bezwzględne różnice średniego ciśnienia równowagi pomiędzy próbkami są większe niż w przypadku doświadczeń z innymi solami, jednak odchylenia standardowe w trakcie pomiarów nie odstają znacząco od tych uzyskanych w trakcie badań innych materiałów. Na Rysunku 9. przedstawiono wyniki eksperymentów z chlorkiem wapnia, a także pokazano krzywą równowagi dla reakcji (3) przedstawioną w literaturze. Wyznaczone doświadczalnie punkty równowagi są jednak wyraźnie niżej, niż wskazywałyby dane literaturowe.



Rysunek 9. Wykres obrazujący wyniki eksperymentu dotyczącego ciśnienia równowagowego pary wodnej nad mieszaniną hydratów chlorku wapnia. Krzywa równowagi opracowane na podstawie literatury: [9].

Podsumowanie

W referacie opisano metodykę eksperymentalnego wyznaczania równowagowego ciśnienia pary wodnej hydratów soli nieorganicznych. Opisane doświadczenie pozwala na bezpośredni pomiar ciśnienia pary wodnej nad mieszaniną w warunkach równowagi. Zbudowane stanowisko pozwoliło na wyznaczenie punktów równowagi dla hydratów chlorku magnezu, chlorku wapnia oraz chlorku miedzi (II). Wstępne badania pokazują, że eksperymenty dają powtarzalne rezultaty, a wyniki doświadczeń z heksahydratem chlorku magnezu oraz dihydratem chlorku miedzi (II) są zbliżone do literatury. Punkty równowagi uzyskane podczas badania heksahydratu chlorku wapnia dają rezultaty, które różnią się od krzywej równowagi znanej z literatury [9]. Ciśnienie pary wodnej uzyskane opisaną w referacie metodyką jest w tym przypadku niższe dla każdej badanej temperatury.

Podziękowania

Praca została ufundowana przez the Narodowe Centrum Nauki, w ramach projektu nr 2020/37/B/ST8/04021

Bibliografia

[1] Dinçer, İ., Rosen, M., & John Wiley & Sons, publisher. (2022). Thermal energy storage systems and applications (Third edition.). Wiley.
[2] Han, X., Wang, L., Ling, H., Ge, Z., Lin, X., Dai, X., & Chen, H. (2022). Critical review of thermochemical energy storage systems based on cobalt, manganese, and copper oxides. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 158, 112076. https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112076
[3] Dizaji, H. B., & Hosseini, H. (2018). A review of material screening in pure and mixed-metal oxide thermochemical energy storage (TCES) systems for concentrated solar power (CSP) applications. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 98, 9–26. https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.09.004

[4] Kiyabu, S., Shkatulov, A., Ahmed, A., Greene, S. M., Huinink, H. P., & Siegel, D. J. (2026). Materials for thermochemical energy storage and conversion: Attributes for low-temperature applications. Materials Horizons, 13(5), 2087–2126. https://doi.org/10.1039/D5MH01794G
[5] Scapino, L., Zondag, H. A., Van Bael, J., Diriken, J., & Rindt, C. C. M. (2017). Sorption heat storage for long-term low-temperature applications: A review on the advancements at material and prototype scale. Applied Energy, 190, 920–948. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.12.148
[6] Glasser, L. (2014). Thermodynamics of Inorganic Hydration and of Humidity Control, with an Extensive Database of Salt Hydrate Pairs. Journal of Chemical & Engineering Data, 59(2), 526–530. https://doi.org/10.1021/je401077x
[7] N'Tsoukpoe, K. E., Mazet, N., & Neveu, P. (2016). The concept of cascade thermochemical storage based on multimaterial system for household applications. Energy and Buildings, 129, 138–149. https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.07.047
[8] Sögütoglu, L.-C., Steiger, M., Houben, J., Biemans, D., Fischer, H. R., Donkers, P., Huinink, H., & Adan, O. C. G. (2019). Understanding the Hydration Process of Salts: The Impact of a Nucleation Barrier. Crystal Growth & Design, 19(4), 2279–2288. https://doi.org/10.1021/acs.cgd.8b01908
[9] Fujioka, K., & Suzuki, H. (2013). Thermophysical properties and reaction rate of composite reactant of calcium chloride and expanded graphite. Applied Thermal Engineering, 50(2), 1627–1632. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.08.024

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_60

Zastosowanie zawiesiny lodowej w układzie chłodzenia powietrza kopalni – case study

ŁUKASZ MIKA, KAROL SZTEKLER, AGATA MLONKA-MĘDRALA, EWELINA RADOMSKA, WOJCIECH NOWAK, ANDRZEJ GOŁDASZ, TOMASZ BUJOK, PIOTR BORUTA

Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Energetyki i Paliw
al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
[1] e-mail: lmika@agh.edu.pl

Słowa kluczowe: zawiesina lodowa, materiał zmiennofazowy (PCM), ciecz nienewtonowska, systemy chłodzenia

Praca poświęcona jest problemowi rosnących temperatur powietrza w wyrobiskach górniczych oraz pokonaniu ograniczeń tradycyjnych systemów chłodzenia opartych o wodę lodową. Wraz ze zwiększaniem długości podziemnych rurociągów transportujących „chłód" do rejonów wydobywczych rosną straty ciepła, a temperatura wody na wejściu do chłodnic znacząco wzrasta. Powoduje to obniżenie efektywności chłodnic i utrudnia utrzymanie wymaganych temperatur powietrza w miejscu pracy. Dotychczasowe metody zwiększenia wydajności wymagały kosztownej przebudowy instalacji lub budowy nowych szybów. Autorzy przedstawiają alternatywę: zastąpienie wody lodowej tzw. zawiesiną lodową (slurry ice), będącą mieszaniną wody i cząstek lodu o wymiarach do 5 mm. Dzięki wykorzystaniu ciepła przemiany fazowej medium to ma znacznie większą zdolność akumulacji „chłodu" i może utrzymywać stałą temperaturę ok. 0°C na dużych odległościach od źródła „chłodu". Takie rozwiązanie zostało wdrożone kilka lat temu podczas modernizacji systemu chłodzenia kopalni LW Bogdanka S.A „Pole Stefanów". We współpracy z naukowcami z AGH powstał pierwszy na świecie centralny system chłodzenia powietrza w kopalni pracujący w obiegu zamkniętym z użyciem zawiesiny lodowej (zamiast wody) stanowiący implementację wyników oryginalnych prac naukowych w zakresie jej właściwości cieplnych i przepływowych. W ramach modernizacji układu chłodzenia pozostawiono całą istniejącą infrastrukturę i rurociągi transportowe, dodając jedynie instalację do produkcji drobinek lodu. Taka instalacja składa się z generatora drobinek lodu, koncentratora lodu, mieszalnika, chillera amoniakalnego wraz z osprzętem oraz układu filtracji wody. W wyniku wymieszania cząstek lodu z wodą schłodzoną uzyskuje się mieszaninę o temperaturze ok. 0°C, która trafia do rurociągu szybowego i dalej do chłodnic powietrza. Dzięki obecności cząstek lodu temperatura mieszaniny na dopływie do odległych chłodnic jest również bardzo niska. Modernizacja zwiększyła moc chłodniczą systemu z 6 do ponad 9 MW, bez konieczności wymiany rurociągów. W rejonach odległych od szybu temperatura medium spadła z 8–12°C do 0–2°C, co pozwoliło obniżyć temperaturę powietrza w wyrobiskach nawet o 6°C. Choć system cechuje się wyższymi kosztami inwestycyjnymi, jego efektywność chłodnicza w dużych instalacjach jest znacznie wyższa niż systemów wodnych. Przykład Bogdanki pokazuje, że zawiesina lodowa może być skutecznym rozwiązaniem wszędzie tam, gdzie tradycyjne systemy osiągnęły granice możliwości technicznych.

1. Wprowadzenie

Jednym z najważniejszych wyzwań w sektorze górniczym jest wysoka temperatura powietrza w podziemnych wyrobiskach, która negatywnie wpływa zarówno na zdrowie i komfort górników, jak i na działanie oraz żywotność urządzeń górniczych. W głębokich kopalniach dominującymi

rozwiązaniami są technologie chłodzenia powietrza wykorzystujące wodę lodową. Metoda ta polega na przygotowaniu schłodzonej wody na powierzchni, za pomocą agregatów chłodniczych, i jej dystrybucji izolowanymi rurociągami do chłodnic powietrza zainstalowanych w rejonach wydobywczych. W kopalniach odległość między obszarami wydobywczymi a szybami technologicznymi zwykle z czasem rośnie. W efekcie rurociągi transportujące schłodzoną wodę do chłodnic powietrza również stają się coraz dłuższe. Pomimo stosowania izolacji termicznej, wzrost długości rurociągów prowadzi do zwiększenia strat ciepła, a co za tym idzie, do wzrostu temperatury wody lodowej dostarczanej do chłodnic w rejonach roboczych kopalni. Jeśli temperatura wody lodowej na wlocie do chłodnic powietrza rośnie, to spada wydajność chłodnic, co utrudnia osiągnięcie wymaganej temperatury powietrza w rejonie pracy górników. Aby zwiększyć wydajność istniejącego systemu chłodzenia opartego na wodzie lodowej i obniżyć temperaturę wody doprowadzanej do chłodnic powietrza, zwykle konieczne jest znaczące zwiększenie strumienia przepływu wody lodowej w rurociągach transportowych. Do niedawna był to jedyny sposób na zwiększenie mocy chłodniczej centralnego systemu chłodzenia powietrza w kopalni. Niestety sposób ten wymaga rozbudowy infrastruktury powierzchniowej (zwiększenia mocy agregatów wody lodowej) oraz zwiększenia średnic pionowych i poziomych rurociągów transportowych (wymiana na większe). Ponieważ centralny system chłodzenia obejmuje całą kopalnię, takie rozwiązanie wymagałoby czasowego wstrzymania wydobycia, co generuje bardzo duże straty finansowe dla kopalni. Inną możliwością rozwiązania tego problemu jest wybudowanie całkowicie nowego szybu technologicznego wraz z kompletną infrastrukturą, nową maszynownią na powierzchni oraz instalacją nowych rurociągów pionowych i poziomych. Rozwiązanie to nie wymaga wstrzymania wydobycia, ale jest czasochłonne i również bardzo kosztowne. Dlatego w przemyśle wydobywczym istnieje duże zapotrzebowanie na nowe rozwiązania umożliwiające zwiększenie wydajności istniejących układów chłodzenia powietrza w kopalniach. Jedną z takich możliwości jest zastosowanie zawiesiny lodowej jako zamiennika wody lodowej w centralnej klimatyzacji kopalni. Zawiesina lodowa to mieszanina wody, drobnych cząstek lodu oraz w niektórych przypadkach również środka antykorozyjnego. Jej główną zaletą, w porównaniu z wodą lodową, jest znacznie większa gęstość magazynowania ciepła, wynikająca z obecności drobinek lodu. W niniejszym artykule przedstawiono rozwiązanie problemu zwiększenia zdolności transportu „chłodu" w instalacji centralnej klimatyzacji kopalni przy wykorzystaniu istniejącej infrastruktury (bez konieczności przebudowy rurociągów transportowych). Rozwiązanie polega na zastąpieniu wody lodowej zawiesiną lodową w istniejącym systemie chłodzenia powietrza kopalni. Opisany przypadek dotyczy pierwszego na świecie centralnego systemu klimatyzacji, uruchomionego w ostatnich latach w kopalni LW Bogdanka S.A., w którym zawiesina lodowa przepływa w układzie zamkniętym, od miejsca jej produkcji na powierzchni, do podziemnych chłodnic powietrza w rejonach wydobywczych.

2. Centralne chłodzenie powietrza w kopalniach

W kopalniach o dużym zapotrzebowaniu na moc chłodniczą stosuje się klimatyzację centralną, polegającą na instalacji agregatów chłodniczych (o dużej mocy) do schładzania wody na powierzchni. Z powierzchni woda lodowa transportowana jest pod ziemię rurociągami szybowymi, a następnie rozprowadzana do rejonów roboczych rurociągami poziomymi. Typowy centralny system chłodzenia kopalni składa się więc z trzech głównych części: powierzchniowej, szybowej i podziemnej. W części naziemnej zawsze znajduje się główna hala maszynowa, zwana Powierzchniową Stacją Klimatyzacji Centralnej (PSKC). W hali tej zazwyczaj znajdują się chłodnicze agregaty sprężarkowe i/lub agregaty absorpcyjne (zwykle z chłodniami wentylatorowymi do odprowadzania ciepła odpadowego z układu)

do przygotowania wody lodowej, a także układy zasilania, zabezpieczeń, sterowania i regulacji. Ponadto PSKC zwykle zawiera urządzenia do uzupełniania oraz filtracji wody krążącej w systemie. Przy wylocie wody z PSKC zainstalowane są pompy wymuszające przepływ wody lodowej w rurociągu transportującym (pomiędzy częścią naziemną systemu, a częścią szybową i podziemną). W części szybowej centralnego systemu chłodzenia znajdują się zwykle dwa rurociągi wysokociśnieniowe zasilający i powrotny (rurociąg zasilający jest izolowany termicznie). Prowadzone są one pionowo w szybie i służą do transportu wody lodowej do części podziemnej kopalni oraz do powrotu ciepłej wody na powierzchnię, w celu ponownego schłodzenia w PSKC. Podziemna część centralnego systemu chłodzenia kopalni zazwyczaj składa się z wymiennika ciśnienia (PES), pomp obiegowych wymuszających przepływ wody powrotnej w rurociągach poziomych oraz systemu izolowanych (zasilających) i nieizolowanych (powrotnych) niskociśnieniowych rurociągów, które doprowadzają wodę lodową do chłodnic powietrza w rejonach wydobywczych kopalni. Woda lodowa jest doprowadzana do komory PES z PSKC za pomocą rurociągów szybowych. Podczas napełniania komory PES wodą lodową, ciepła woda znajdująca się wcześniej w komorze jest wypychana do PSKC (wykorzystując energię potencjalną wody z pionowego rurociągu szybowego). Po napełnieniu komory PES wodą lodową jest ona kierowana przez rurociągi poziome do chłodnic powietrza. W jej miejsce do PES napływa ciepła woda powracająca z chłodnic powietrza. Cały system PES składa się zwykle z trzech oddzielnych komór pracujących w określonej sekwencji napełniania i opróżniania, co umożliwia ciągłą dostawę wody lodowej do chłodnic powietrza i powrót wody ciepłej do PSK. Główną zaletą centralnego systemu chłodzenia kopalni jest to, że schłodzona woda jest przygotowywana na powierzchni, co umożliwia łatwe odprowadzanie ciepła odpadowego (ze skraplaczy) do otoczenia lub jego wykorzystanie na cele energetyczne. Dzięki zainstalowaniu maszyn na powierzchni możliwe jest też zastosowanie tzw. „free coolingu" (w przypadku wystąpienia sprzyjających warunków meteorologicznych) do wstępnego schładzania ciepłej wody. Możliwe jest również odzyskanie energii cieplnej zawartej w wypompowanej ciepłej wodzie (na przykład na cele CWU lub CO dzięki zastosowaniu pomp ciepła). Lokalizacja maszyn na powierzchni umożliwia także wykorzystanie energii odpadowej, np. z silników kogeneracyjnych, do zasilania agregatów absorpcyjnych w PSKC. Umieszczenie agregatów chłodniczych na powierzchni umożliwia również stosowanie w nich czynników roboczych, które są wydajne, ale mogą być niebezpieczne dla ludzi. Przykładem takiego czynnika jest amoniak, którego toksyczność uniemożliwia stosowanie go pod ziemią. Zastosowanie centralnego systemu chłodzenia zapewnia też niski koszt pompowania schłodzonej wody w obiegu centralnym dzięki wykorzystaniu efektu „U-rurki" w rurociągach szybowych oraz układzie PES. Instalacja agregatów chłodniczych w PSKC i produkcja „chłodu" na powierzchni oznaczają, że nie ma potrzeby doprowadzania dużej mocy elektrycznej do rejonów wydobywczych kopalni. Do wad centralnego systemu chłodzenia kopalni należą stosunkowo wysokie koszty inwestycyjne oraz duże straty ciepła na sieci rurociągów.

Szacuje się, że w zależności od długości i stanu technicznego rurociągów w kopalni, nawet od jednej drugiej do dwóch trzecich dostępnej mocy z systemu chłodniczego zainstalowanego na powierzchni (w PSKC) jest tracona wskutek strat ciepła przez ścianki podziemnych rurociągów. Chłodnice powietrza stosowane w rejonach wydobywczych nie osiągają swoich nominalnych mocy chłodniczych jeżeli są zasilane wodą o wyższej temperaturze. Ich moce znamionowe podawane są przez producentów w odniesieniu do temperatury wody zasilającej wynoszącej zazwyczaj 2 °C, podczas gdy w rzeczywistych warunkach kopalnianych temperatura wody dopływającej do oddalonych chłodnic powietrza może często przekraczać nawet 8 °C. Oznacza to, że nadal jest to woda chłodna, lecz zbyt ciepła, aby osiągnąć wymaganą wydajność chłodnicy, a w konsekwencji wymaganą temperaturę powietrza w miejscu pracy górników. Należy również pamiętać, że chłodnice powietrza nie tylko

obniżają temperaturę powietrza, ale także wykrapla się na ich powierzchni woda, na skutek kontaktu z powierzchnią wymiennika o temperaturze poniżej punktu rosy. Powietrze w wyrobiskach kopalnianych zwykle ma wysoką wilgotność (70-85%), co oznacza, że chłodnica nie schładza powietrza do oczekiwanej temperatury (zgodnej ze specyfikacją producenta), ponieważ para wodna kondensuje się na powierzchni chłodnicy podczas chłodzenia powietrza (utajone ciepło skraplania). Większość kopalń podziemnych rozbudowuje swoją infrastrukturę podziemną w trakcie eksploatacji ze względu na konieczność przesuwania rejonów wydobywczych poziomo i pionowo (pokłady na różnych głębokościach i w różnych odległościach od szybu). Ponieważ infrastruktura podziemna kopalni jest rozległa i stale rośnie, sieć podziemnych rurociągów wody lodowej również jest rozbudowana, co powoduje występowanie znaczących strat ciepła w instalacji wody lodowej.

Pewną odmianą centralnego systemu chłodzenia kopalni wykorzystującego wodę lodową jest system oparty na drobinkach lodu, które grawitacyjnie opadają do podziemnych zbiorników wody lodowej. Przykładem zastosowania takiego systemu jest kopalnia Mponeng o głębokości 3,5 km w Republice Południowej Afryki [1]. W tym rozwiązaniu cząstki lodu są wytwarzane w części naziemnej systemu, a następnie dostarczane są grawitacyjnie do podziemnych zbiorników, gdzie stabilizują temperaturę wody na poziomie około 2-3°C. Z tych zbiorników podziemnych schłodzona woda jest pompowana do chłodnic powietrza w rejonach wydobywczych, a następnie tłoczona z powrotem na powierzchnię [1]. Ciepła woda powracająca z kopalni jest gromadzona w naziemnym zbiorniku wody ciepłej, a następnie wstępnie schładzana. Po schłodzeniu wody do temperatury w zakresie od 3°C do 6°C przepływa ona do próżniowego generatora drobinek lodu. W urządzeniu tym, pracującym w warunkach punktu potrójnego wody (w temperaturze około 0°C i pod ciśnieniem 600 Pa), tworzą się cząstki lodu. W generatorze woda znajduje się pod bardzo niskim ciśnieniem, co powoduje, że jej część odparowuje. W wyniku procesu parowania ciepło jest odbierane od wody znajdującej się w generatorze, co prowadzi do powstania cząstek lodu. Powstała w ten sposób zawiesina lodowa jest pompowana do koncentratora, w którym dwie fazy są rozdzielane dzięki różnicy gęstości lodu i wody. Woda pozbawiona cząstek lodu jest pompowana z powrotem do generatora, natomiast lód jest zbierany i transportowany taśmociągiem do szybu kopalni. Drobinki lodu dostarczone do kopalni gromadzą się w podziemnych zbiornikach wody lodowej, gdzie stabilizują jej temperaturę. Ze względu na dużą pojemność zbiorników wody lodowej nie ma możliwości dokładnego wymieszania cząstek lodu z wodą, przez co gromadzą się one na jej powierzchni. Wadą tego rozwiązania jest zwiększenie wilgotności powietrza w kopalni w wyniku występowania podziemnych zbiorników wody lodowej i wody ciepłej. Woda magazynowana w tych zbiornikach ulega też zanieczyszczeniu i musi zostać oczyszczona, zanim ponownie trafi do obiegu. Wadą tego rozwiązania są też znacznie większe koszty pompowania wody w porównaniu z systemami PES.

3. Zawiesina lodowa

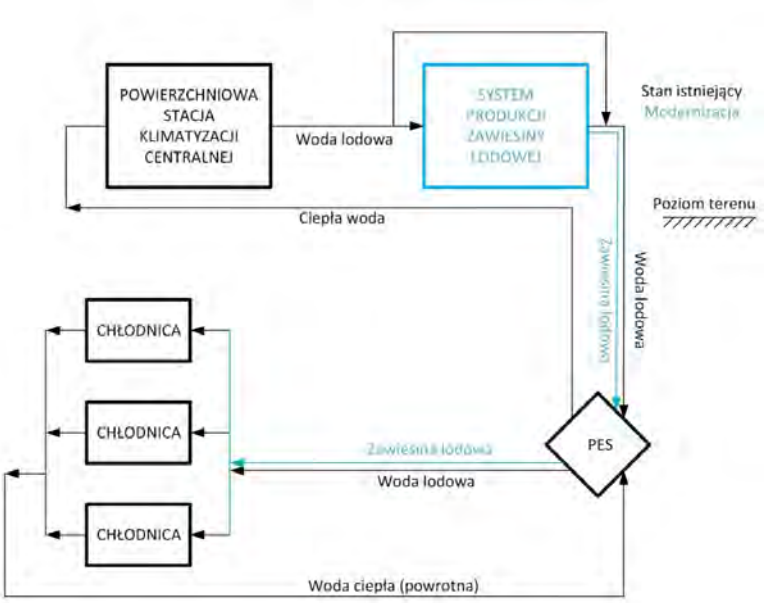
Zawiesina lodowa jest mieszaniną cieczy - zazwyczaj na bazie wody - oraz cząstek lodu. Cząstki lodu zwykle nie są większe niż 0,5 mm [2]. Część właściwości zawiesiny lodowej zależy od rodzaju cieczy bazowej, z której została wytworzona. Na przykład, jeśli zawiesina lodowa powstaje z czystej wody, jej temperatura nie jest niższa niż 0 °C. Taka zawiesina może być stosowana w systemach chłodzenia powietrza w kopalniach. Dodanie substancji takich jak np. alkohol etylowy obniża temperaturę krzepnięcia wody, dzięki czemu zawiesina może osiągnąć temperatury poniżej 0°C [2]. Zawiesina lodowa ma liczne zastosowania, m.in. w przechowywaniu żywności, klimatyzacji budynków oraz przy czyszczeniu rurociągów wody pitnej. Jednak ze względu na wysoką wartość ciepła topnienia oraz niską

temperaturę topnienia lodu, zawiesiny lodowe są idealnym medium do transportu i magazynowania „chłodu". W odróżnieniu od wody, praktycznie stała temperatura zawiesiny lodowej pozwala na uzyskanie większej różnicy temperatur w wymiennikach ciepła, co umożliwia korzystanie z wymienników o mniejszych powierzchniach wymiany ciepła (lub mniejszej liczby wymienników). Dzięki prawie stałej temperaturze topnienia lodu osiąga się wyższą efektywność wymienników ciepła oraz możliwe jest uzyskanie niższej temperatury medium chłodzącego. W instalacjach wody lodowej uzyskanie niskiej temperatury wody (np. 2-4 °C) na wlocie do wymiennika ciepła zlokalizowanego w dużej odległości od szybu jest dość trudne. Woda ogrzewa się podczas przepływania przez rurociąg wskutek strat ciepła, a uzyskanie niskiej temperatury (około 0 °C) na wylocie z agregatu chłodniczego również nie jest możliwe - ze względu na ryzyko uszkodzenia urządzenia. Dlatego w rozległych systemach chłodzenia opartych na wodzie lodowej rzeczywista temperatura zasilania odległych wymienników ciepła wynosi zazwyczaj 5-6 °C lub jest nawet wyższa. W systemach wykorzystujących zawiesinę lodową jej temperatura wynosi 0 °C, o ile nadal znajdują się w niej drobinki lodu. Im większa zawartość lodu w zawiesinie na zasilaniu wymienników ciepła, tym większa jej względna wydajność chłodnicza w porównaniu z wodą. Zawiesina lodowa może charakteryzować się różną zawartością lodu, a właściwości reologiczne tej mieszaniny zależą od udziału lodu. Większość badaczy uważa, że istnieje pewna wartość progowa masowej zawartości cząstek lodu (około 15%), powyżej której zawiesina zaczyna wykazywać coraz bardziej wyraźne cechy płynu nienewtonowskiego [3-7]. Jeżeli przepływ zawiesiny w rurociągu zostanie zatrzymany lub jej prędkość znacząco spadnie, nastąpi utrata jednorodności mieszaniny wskutek różnicy gęstości pomiędzy lodem a wodą. Cząstki lodu zaczną gromadzić się w górnej części rurociągu, a woda w jego dolnej części [7]. Jest to szczególnie niekorzystne, jeśli w instalacji znajdują się trójniki lub kolektory z odgałęzieniami pionowymi. W takich miejscach może dojść do nierównomiernego rozdziału fazy stałej i ciekłej, co może nawet w niektórych przypadkach prowadzić do zablokowania przepływu w rurociągu. Kolejnym problemem, jaki może pojawić się po zatrzymaniu przepływu zawiesiny lodowej, jest możliwość rozdzielenia się fazy stałej i ciekłej w rurociągu pionowym. W takiej sytuacji nagromadzone cząstki lodu mogą być w niektórych przypadkach wypchnięte z pionowego odcinka rurociągu. Zgodnie z literaturą modele najczęściej stosowane do opisu właściwości reologicznych zawiesiny to modele Binghama, Ostwalda, Cassona oraz Herschela-Bulkleya [7]. Proces wytwarzania i transportu zawiesiny lodowej obejmuje dość złożone zjawiska, ponieważ - w zależności od metody produkcji lodu (np. generatory lodu skrobakowe lub próżniowe), wielkości cząstek lodu, prędkości przepływu oraz średnicy i kształtu przewodu, w którym przepływa zawiesina - mogą wystąpić m.in.: sedymentacja cząstek lodu, niejednorodność składu, a nawet różnice w prędkościach fazy stałej i ciekłej (tzw. poślizg) [4-6]. W literaturze przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych oporów tarcia podczas przepływu zawiesiny lodowej w prostych odcinkach rurociągów [5,6,8] oraz oporów miejscowych w większości podstawowych elementów instalacji, takich jak: zwężenia, rozszerzenia, kolana i trójniki [9-10], a także w wymiennikach ciepła [9,11-12]. Wyniki badań pokazują, że podczas przepływu zawiesiny lodowej w zakresie laminarnym, współczynniki strat miejscowych rosną wraz ze wzrostem zawartości cząstek lodu w zawiesinie. W zakresie turbulentnym współczynniki strat miejscowych dla zawiesiny lodowej przepływającej przez elementy instalacji mają podobne wartości jak dla cieczy newtonowskich - niezależnie od udziału lodu w zawiesinie. Tylko nieliczne publikacje opisują opory przepływu zawiesiny lodowej w armaturze rurociągów dystrybucyjnych. Pewne podobieństwa między przepływem zawiesiny lodowej i innych cieczy nienewtonowskich przez zawory opisano w pracach [13-15]. Wyniki tych badań pokazują, że w zakresie turbulentnym, niezależnie od zawartości cząstek lodu w zawiesinie, współczynniki strat miejscowych podczas przepływu przez zawory są zgodne z danymi literaturowymi dla cieczy

newtonowskich. W pracy [16] przedstawiono eksperymentalne wartości współczynników strat miejscowych dla zaworów zasuwowych, przez które przepływa zawiesina lodowa. Wyniki badań w tej pracy pokazują, że w zakresie laminarnym wartości współczynników strat miejscowych zależą od zawartości lodu - im więcej drobinek lodu, tym większe straty miejscowe. W zakresie turbulentnym współczynniki strat są zgodne z teoretycznymi wartościami dla cieczy newtonowskich. W pracach [10,17] zaprezentowano wyniki badań oporów przepływu zawiesiny lodowej w zaworach grzybkowych i kulowych. Wnioski z badań przedstawionych w tych pracach są podobne jak dla przepływu zawiesiny lodowej w innych typach zaworów. Dotychczasowe publikacje dotyczące wymiany ciepła i masy zawiesiny lodowej oraz oporów jej przepływu w różnych elementach instalacji umożliwiły szerokie zastosowanie tej technologii m.in. w systemach klimatyzacji i chłodzenia budynków, magazynowaniu „chłodu", przemyśle rybnym, mleczarniach, systemach przeciwpożarowych, a nawet w medycynie i w systemach sztucznego naśnieżania stoków narciarskich. Może ona być też stosowana do czyszczenia rurociągów wody pitnej [18-19]. Zawiesina lodowa nadaje się również jako nośnik „chłodu" w systemach chłodzenia powietrza kopalni [8, 20-21].

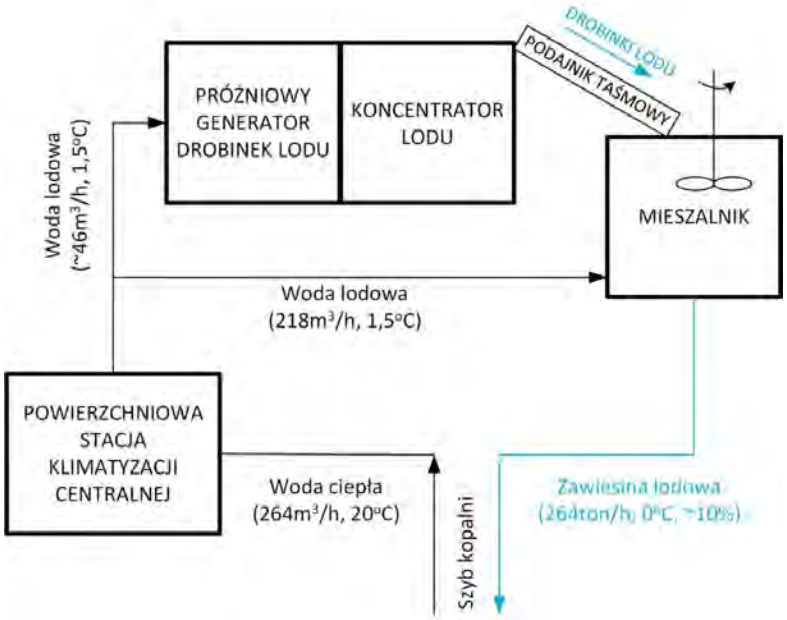
4. System chłodzenia powietrza w kopalni z wykorzystaniem zawiesiny lodowej - studium przypadku LW Bogdanka S.A.

Przed rozbudową centralny system chłodzenia kopalni LW Bogdanka S.A. - Pole Stefanów opierał się na produkcji wody lodowej o temperaturze ok. 1,5 °C na powierzchni i przesyłaniu jej siecią rurociągów pod ziemię, do chłodnic powietrza w rejonach wydobywczych. Woda schłodzona w Powierzchniowej Stacji Klimatyzacji Centralnej (PSKC), w ilości ok. 264 m^3/h, przepływała przez izolowane rurociągi szybowe, a następnie przez system PES w kierunku chłodnic przodkowych i ścianowych. Rurociąg powrotny odprowadzał wodę o temperaturze ok. 20 °C przez PES oraz rurociągi szybowe z powrotem do PSKC. W PSKC woda powrotna ponownie była schładzana do ok. 1,5 °C dzięki urządzeniom chłodniczym i (w obiegu zamkniętym) z powrotem przepływała przez PES do podziemnych odbiorników „chłodu" na głębokości około 1 km. Moc chłodnicza tego systemu klimatyzacji wynosiła ok. 6 MW. W koncepcji projektowej nowego systemu chłodzenia wykorzystano możliwość zastosowania drobinek lodu wodnego, które, w połączeniu ze schłodzoną wodą o obniżonej temperaturze z istniejącego systemu, stały się nośnikiem „chłodu" w kopalni. Rysunek 1 przedstawia schemat blokowy istniejącego i zmodernizowanego systemu chłodzenia kopalni z użyciem zawiesiny lodowej w LW Bogdanka S.A. - Pole Stefanów. Podczas modernizacji całkowicie wykorzystano istniejącą infrastrukturę, tj. istniejącą halę PSKC, rurociągi powierzchniowe, pionowe (szybowe) rurociągi, PES, poziome rurociągi podziemne oraz zainstalowane wcześniej chłodnice powietrza.



Rysunek 1. Schemat blokowy zmodernizowanego systemu chłodzenia kopalni z użyciem zawiesiny lodowej w LW Bogdanka S.A. Źródło: opracowanie własne

W ramach rozbudowy do istniejącego systemu chłodzenia o mocy ok. 6 MW dodano układ do produkcji zawiesiny lodowej (o mocy ok. 3,1 MW), który składa się z próżniowego generatora drobinek lodu (VIM), koncentratora lodu z podajnikiem taśmowym, mieszalnika oraz systemu pomp. Do chłodzenia generatora cząstek lodu zastosowano sprężarkową chłodziarkę amoniakalną, a odpadowe ciepło odprowadzane jest przez dwie wieże chłodnicze zlokalizowane na dachu nowej hali maszyn. Całość instalacji uzupełniona jest automatycznym systemem uzdatniania wody zasilającej oraz systemem sterowania wykorzystującym zawory automatyczne. Warto podkreślić, że wszystkie elementy nowego systemu wytwarzania zawiesiny lodowej umieszczono w nowej hali maszyn, położonej bezpośrednio obok istniejącej już w starym systemie PSKC. Nowy system (po modernizacji) umożliwia automatyczne lub ręczne przełączenie trybów pracy, czyli pracę wyłącznie z wodą lodową lub z zawiesiną lodową. Główną częścią rozbudowy systemu klimatyzacji kopalni jest układ produkcji zawiesiny lodowej, zlokalizowany całkowicie na powierzchni (rysunek 2). Układ ten składa się z generatora cząstek lodu (VIM850), koncentratora lodu, mieszalnika, podajnika taśmowego i systemu pomp, układu regulacji oraz systemu filtracji wody zasilającej generator. Generator próżniowy VIM850 ma maksymalną wydajność chłodniczą 3,1 MW i jest przystosowany nominalnie do produkcji 1120 ton drobinek lodu (o wymiarach około 0,5mm) na dobę o 75% zawartości lodu. Wyprodukowana w generatorze mieszanina drobinek lodu i wody jest wypompowywana z generatora do koncentratora, który oddziela wodę od drobinek lodu.



Rysunek 2. System produkcji zawiesiny lodowej w LW Bogdanka S.A.
Źródło: opracowanie własne

Generator VIM ma wbudowany kompresor, w którym para wodna jest sprężana, a w wyniku sprężania podgrzewa się. Następnie sprężona para wodna jest chłodzona w wymienniku wodą o temperaturze 5 °C, dostarczaną z klasycznego sprężarkowego agregatu amoniakalnego. Odbiór ciepła z agregatu amoniakalnego chłodzącego generator VIM odbywa się za pomocą wież chłodniczych. Kryształki lodu wytwarzane przez generator są następnie transportowane z koncentratora do specjalnie zaprojektowanego mieszalnika poprzez podajnik taśmowy. W mieszalniku drobinki lodu mieszane są ze schłodzoną w PSKC wodą o temperaturze 1,5°C. Mieszalnik ma kształt cylindryczny i zawiera mieszadło mechaniczne, dzięki któremu mieszanina uzyskuje jednorodny skład. Zaprojektowane i wdrożone rozwiązanie wykorzystujące zawiesinę lodową nie wpływa negatywnie na działanie istniejącego systemu wody lodowej ani samej PSKC z układu przed modernizacją. W razie potrzeby umożliwia też szybkie odłączenie systemu produkcji drobinek lodu i pracę wyłącznie przy wykorzystaniu wody lodowej. Taka sytuacja może wystąpić wtedy, gdy zapotrzebowanie na chłodzenie w kopalni jest niewielkie lub np. podczas prac konserwacyjnych przy instalacji do produkcji zawiesiny lodowej. Zaproponowane rozwiązanie z wykorzystaniem zawiesiny lodowej umożliwia znaczące zwiększenie zdolności transportu „chłodu" w centralnym systemie klimatyzacji kopalni bez konieczności rozbudowy istniejącej infrastruktury, tj. bez zwiększania średnicy rurociągów obiegów pierwotnego i wtórnego. Modernizacja systemu klimatyzacji w kopalni LW Bogdanka S.A. doprowadziła do zwiększenia mocy chłodniczej systemu do 9,1 MW (łączna moc starej i nowej części systemu). W wyniku dokonanej modernizacji temperatura medium na wlocie do rurociągów szybowych została obniżona z 1,5°C (dla wody lodowej) do 0°C (dla zawiesiny lodowej). W rejonie chłodnic uzyskano redukcję temperatury medium z 8-12 °C do 0-2°C. Co bardzo istotne, budowa systemu klimatyzacji nie zakłóciła ciągłości pracy istniejącego systemu. Prace modernizacyjne odbywały się podczas normalnej pracy kopalni, bez

konieczności wyłączania instalacji ani przebudowy rurociągów, czyli bez wstrzymywania wydobycia (warunek Inwestora). W dobudowanej, w ramach modernizacji systemu, nowej hali maszynowej strumień wody lodowej o przepływie ok. 264 m³/h i temperaturze 1,5°C (z PSKC) jest dzielony na dwie części. Mniejsza jego część, ok. 46 m³/h (w zależności od aktualnych parametrów pracy systemu), jest doprowadzana do generatora drobinek lodu VIM. Na wyjściu z koncentratora uzyskuje się strumień 46 ton/h lodu o 75% zawartości drobinek lodu. Drobinki transportowane są przenośnikiem taśmowym do mieszalnika. W mieszalniku drobinki lodu są mieszane z wodą o temperaturze 1,5°C (około 218 m³/h). W wyniku mieszania woda w mieszalniku zostaje schłodzona, a jej temperatura stabilizuje się na poziomie około 0°C. Po wymieszaniu zawiesina lodowa jest pompowana do rurociągów szybowych. Zakładając, że całkowity masowy strumień mieszaniny (schłodzona woda i cząstki lodu) wynosi 264 t/h i uwzględniając szacowane straty ciepła i straty związane z mieszaniem, masowa zawartość cząstek lodu w mieszaninie wynosi ok. 10% na wlocie do rurociągów szybowych. Latem, wskutek występowania zwiększonych strat ciepła w rurociągu szybowym, na wlocie do poziomego rurociągu prowadzącego w stronę rejonów wydobywczych udział cząstek lodu w mieszaninie wynosi około 8%. Ponieważ w wodzie znajdują się drobinki lodu stabilizujące jej temperaturę (na poziomie 0 °C), możliwe jest uzyskanie tej samej temperatury medium na zasilaniu większości chłodnic powietrza w rejonach wydobywczych kopalni. Sieć rurociągów w kopalni jest rozgałęziona i z tego powodu do danej części kopalni może dopływać zawiesina z określoną ilością cząstek lodu lub sama woda lodowa (po stopnieniu się lodu w rurociągu). Istotną rolę odgrywają również straty cieplne w rurociągach, które są zależne przede wszystkim od długości i średnicy rurociągu oraz jakości jego izolacji. Po modernizacji systemu, polegającej na dodaniu drobinek lodu do wody lodowej, temperatura medium w podziemnych rurociągach spadła nawet w odcinkach oddalonych o kilka kilometrów od podajnika PES. W niektórych przypadkach temperatura zawiesiny na wlocie do chłodnic wynosiła około 0°C, a w najbardziej oddalonych chłodnicach była na poziomie 1-2°C (gdy system pracował wcześniej na wodzie lodowej, temperatura wody w najdalszych odcinkach rurociągu przekraczała 8°C). Dzięki rozbudowie systemu klimatyzacji w kopalni LW Bogdanka S.A. o instalację do produkcji zawiesiny lodowej skuteczność chłodzenia we wszystkich rejonach wydobycia znacząco wzrosła. Pomiary wykazały, że zastosowanie zawiesiny lodowej umożliwiło znaczące obniżenie temperatury powietrza w wyrobiskach. W niektórych obszarach możliwe było zwiększenie ilości odbieranego „chłodu” oraz zwiększenie ilości powietrza wentylacyjnego o około 30%, przy wykorzystaniu tej samej liczby chłodnic, co w systemie opartym na samej wodzie lodowej. Skutkowało to obniżeniem temperatury powietrza w tych rejonach o niemal 6 °C w porównaniu z działaniem systemem przed przebudową. Generator zawiesiny lodowej zużywa 6,8 kWh energii elektrycznej na tonę wyprodukowanego lodu. Urządzenia towarzyszące, czyli koncentrator, mieszalnik, podajnik i pompy, dodatkowo zużywają 2,7 kWh/t lodu. Oznacza to, że system po rozbudowie o instalację zawiesiny lodowej wymaga o 9,5 kWh/t wody więcej energii. Pozostałe elementy instalacji mają podobne zużycie energii jak systemy oparte wyłącznie na wodzie lodowej. Szacowane jej zużycie wynosi w starym systemie ok. 23,2 kWh/t schłodzonej wody. Wynika z tego, że całkowite zużycie energii w systemie zawiesiny lodowej o mocy 3,1 MW jest o około 41% wyższe niż w systemie wodnym o tej samej mocy. Koszty inwestycyjne dla rozbudowy istniejącego systemu o mocy 6 MW z wodą lodową o dodatkowe 3,1 MW przypadające na system produkcji zawiesiny lodowej są o około 70% wyższe niż przy rozbudowie o klasyczny system wodny. Jednak proste porównanie obu systemów wyłącznie na podstawie zużycia energii i kosztów inwestycyjnych jest niewystarczające. Należy uwzględnić przede wszystkim efektywność chłodzenia powietrza, którą systemy te zapewniają (jako nadrzędny cel rozbudowy systemu). W tak dużych instalacjach, obejmujących zwykle powierzchnię kilkudziesięciu kilometrów kwadratowych, dokładne określenie

skuteczności chłodzenia jest problemem złożonym i trudnym. Można jednak porównać systemy z wodą lodową i zawiesiną lodową szacując straty ciepła w wybranym odcinku rurociągu kończącym się chłodnicami powietrza. Dla analizowanego odcinka (średniej długości) temperatura wody lodowej na powierzchni wynosi 1,5°C, a temperatura wody lodowej na wlocie do chłodnicy wynosi 8,0°C. Daje to straty ciepła w obiegu wody na poziomie wzrostu jej temperatury o 6,5°C. Dla porównania, w systemie wykorzystującym zawiesinę lodową temperatura medium w tym samym miejscu pomiaru wynosiła 2,7°C (wzrost temperatury o 1,2°C względem systemu z wodą lodową). Aby oszacować różnicę w efektywności chłodzenia obu systemów, za temperaturę odniesienia można przyjąć 2,7°C, czyli wartość osiąganą dzięki zastosowaniu zawiesiny lodowej. Aby system konwencjonalny posiadał tę samą temperaturę wody (2,7°C) na wlocie chłodnicy, strumień przepływu wody musiałby być aż 5,4 razy większy niż obecnie. W dłuższych odcinkach różnica ta byłaby jeszcze większa. Oznacza to, że system z wodą lodową wymagałby instalacji urządzeń chłodniczych na powierzchni o ponad pięciokrotnie większej mocy niż obecnie (szacowana rozbudowa z 6MW do 32,4MW co wiąże się z wielokrotnie wyższym kosztem inwestycyjnym niż w przypadku modernizacji wykorzystującej zawiesinę lodową). Ponad pięciokrotny wzrost mocy PSKC wykorzystującej wodę lodową wiązałby się też z proporcjonalnym wzrostem kosztów operacyjnych (5-6 krotny wzrost) oraz ogromnym kosztem inwestycyjnym (nowa PSKC kosztowałaby kilka razy więcej niż obecna, a przebudowa wiązałaby się też z kosztowną wymianą wszystkich rurociągów wraz z osprzętem oraz bardzo kosztowną rozbudową podajnika PES). Rozbudowa systemu chłodzenia w LW Bogdanka S.A. polegała na dodaniu instalacji produkcji i mieszania cząstek lodu do istniejącego systemu wody lodowej. Po tej rozbudowie moc chłodnicza urządzeń na powierzchni zwiększyła się jedynie o ok. 50% (z 6 MW do 9,1 MW), a koszty operacyjne wzrosły o ok. 68%. Umożliwiło to jednak osiągnięcie wymaganej temperatury na zasilaniu wszystkich podziemnych chłodnic powietrza, a w niektórych przypadkach temperatur nawet niższych niż wymagania katalogowe. Od 2021 roku LW Bogdanka S.A. jest pierwszą i jedyną obecnie kopalnią na świecie, która wykorzystuje zawiesinę lodową w zamkniętym systemie rurociągowym do chłodzenia powietrza. Przykład ten dowodzi, że technologia wykorzystująca zawiesinę lodową może być skutecznie wdrażana w praktyce. Jedynym istotniejszym ograniczeniem jest konieczność posiadania miejsca na system produkcji zawiesiny lodowej. Należy jednak zaznaczyć, że pompy i rurociągi stosowane w systemach zawiesiny lodowej są standardowe, czyli takie same jak w klasycznych systemach wodnych. Do tej pory w kopalni LW Bogdanka S.A. nie zaobserwowano żadnych negatywnych skutków dla instalacji wykorzystującej zawiesinę lodową.

Wnioski

W trakcie eksploatacji kopalni rurociągi transportujące zimną wodę do chłodnic powietrza w rejonach wydobywczych ulegają znacznemu wydłużeniu. Pomimo zastosowania izolacji termicznej, wydłużenie rurociągów powoduje zwiększenie strat ciepła, co prowadzi do wzrostu temperatury wody doprowadzanej do chłodnic powietrza. Jeśli temperatura wody na wejściu do chłodnic rośnie, sprawność i wydajność chłodnic powietrza maleje, a uzyskanie wymaganej temperatury powietrza w rejonie wydobywczym staje się trudniejsze. W artykule opisano jedno z rozwiązań wskazanego problemu, polegające na zastosowaniu zawiesiny lodowej zamiast wody lodowej jako medium transportującego „chłód" w systemie chłodzenia powietrza kopalni. Zastosowane w 2021r. w polskiej kopalni rozwiązanie umożliwia pełne wykorzystanie istniejącej infrastruktury (urządzeń oraz rurociągów wody lodowej). Dzięki wykorzystaniu zawiesiny lodowej w rurociągach systemu chłodzenia moc chłodnicza całego systemu została zwiększona o 50%, przy zachowaniu podobnych kosztów

pompowania chłodziwa. Moc chłodnic powietrza w rejonach wydobywczych wzrosła w wyniku zasilania medium o niższej temperaturze. Zastosowanie zawiesiny lodowej w centralnym systemie chłodzenia pozwoliło na skuteczniejsze obniżenie temperatury powietrza w miejscach pracy górników. W niektórych obszarach możliwe było zwiększenie ilości dostarczanego „chłodu" przy wykorzystaniu tej samej liczby chłodnic co w systemie opartym na samej wodzie lodowej, co skutkowało obniżeniem temperatury powietrza w tych rejonach o niemal 6°C w porównaniu z działaniem systemem przed przebudową. Choć całkowite zużycie energii w systemie z zawiesiną lodową o mocy 3,1 MW jest o około 41% wyższe niż w systemie wodnym o tej samej mocy, a koszty operacyjne wzrosły o około 70% to uzyskano skutek chłodzenia taki, jak przy rozbudowie układu z wodą lodową z 6MW do 32,4MW, czyli o dodatkowe 440%. W systemach wcześniej opartych o wodę lodową wprowadzenie zawiesiny lodowej może zatem przynieść wymierne korzyści. Rozwiązanie oparte na zawiesinie lodowej wydaje się szczególnie korzystne dla systemów chłodzenia powietrza w kopalniach podziemnych, ale może być z powodzeniem stosowane również w innych systemach chłodzenia, niekoniecznie zlokalizowanych pod ziemią. Koszt przebudowy systemu chłodzenia w kopalni LW Bogdanka S.A. Pole Stefanów wyniósł ok. 40 mln zł i został sfinansowany ze środków własnych kopalni. Generalnym wykonawcą tej inwestycji była firma DPMtech Sp. z o. o. z Rybnika.

Podziękowania

Za projekt instalacji wykorzystującej w systemie chłodzenia zawiesinę lodową, nadzór nad wykonaniem i testami eksploatacyjnymi instalacji odpowiedzialna była Akademia Górniczo-Hutnicza w Krakowie (Mika Ł., 2019). Instalacja ta stanowi wdrożenie wyników badań i „know-how" z rozprawy doktorskiej pt. *Badania lodu binarnego jako chłodziwa w pośrednich systemach chłodzenia* (Mika Ł., 2003) oraz rozprawy habilitacyjnej pt. *Opory przepływu zawiesiny lodowej w elementach instalacji chłodniczej* (Mika Ł., 2011), a także tematycznej serii artykułów naukowych autora opublikowanych w latach 2004-2018 w czasopismach o zasięgu ogólnoświatowym.

Literatura

[1] Efrat, T., Rott, S. (2010). 27MWindustrial cooling applications based on the IDE's energy efficient vacuum icemaker. *Proceedings of the 9th Conference on Phase-Change Materials and Slurries for Refrigeration and Air Conditioning*, Sofia, Bulgaria, 29 September - 1 October.
[2] Yu, T., Du, Q., Chen, M., Chen, Y., Song, W., Feng, Z. (2023). Research progress of mobile cold storage using ice slurry. *Energy Storage Saving*, 2(3), 503-512. https://doi.org/10.1016/j.enss.2023.05.003
[3] Wang, J., Battaglia, F., Wang, S., Zhang, T., Ma, Z. (2019). Flow and heat transfer characteristics of ice slurry in typical components of cooling systems: A review. *International Journal of Heat and Mass Transfer,* 141, 922-939. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.07.021
[4] Kitanovski, A., Vuarnoz D., Ata-Caesar, D., Egolf, P.W., Hansen, T.M., Doetsch, C. (2005). The fluid dynamics of ice slurry. *International Journal of Refrigeration*, 28, 37-50. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.07.010
[5] Niezgoda-Zelasko, B., Zalewski, W. (2006). Momentum transfer of ice slurry flows in tubes, experimental investigations. *International Journal of Refrigeration*, 29(3), 418-428. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.09.007

[6] Ayel, V., Lottin, O., Peerhossaini, H. (2003). Rheology, flow behaviour and heat transfer of ice slurries: a review of the state of the art. *International Journal of Refrigeration,* 26(1), 95-107. https://doi.org/10.1016/S0140-7007(02)00016-6
[7] Mika, L. (2011). Energy losses of ice slurry in pipe sudden contractions. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 35(6), 939-947. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.01.013
[8] Kuchmacz, J., Niezgoda-Zelasko, B. (2021). Ice slurry flow through a vertical slit channel. *International Journal of Refrigeration*, 128, 34-42. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.04.014
[9] Norgaard, E.; Sorensen, T.A.; Hansen, T.M.; Kauffeld, M. (2005). Performance of components of ice slurry systems: Pumps, plate heat exchangers, and fittings. *International Journal of Refrigeration*, 28(1), 83-91. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.07.018
[10] Mika, Ł. (2011). Opory przepływu zawiesiny lodowej w elementach instalacji chłodniczej. *Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej* nr 155.
[11] Bellas, J., Chaer, I., Tassou, S.A. (2002). Heat transfer and pressure drop of ice slurries in plate heat exchangers. *Applied Thermal Engineering,* 22(7), 721-732. https://doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00126-0
[12] Shire, G.S.F., Quarini, G.L., Evans, T.S. (2009). Pressure drop of flowing ice slurries in industrial heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 29(8-9), 1500-1506. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.06.033
[13] Das, S.K. (1996). Non-newtonian liquid flow through globe and gate valves. Advances in Engineering Fluid Mechanics: Multiphase Reactor and Polymerization System Hydrodynamics; *Elsevier*, Amsterdam, 487-505. https://doi.org/10.1016/B978-088415497-6/50019-X
[14] Fester, V.G., Slatter, P.T. (2009). Dynamic similarity for non-Newtonian fluids in globe valves. *Chemical Engineering Research and Design*, 87(3), 291-297. https://doi.org/10.1016/j.cherd.2008.09.002
[15] Kanti Bandyopadhyay, T., Kumar Das, S. (2007). Non-Newtonian pseudoplastic liquid flow through small diameter piping components. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 55(1-2), 156–166. https://doi.org/10.1016/j.petrol.2006.04.006
[16] Sołek, M.; Mika, Ł. (2017). Ice slurry flow through gate valves–local pressure loss coefficient. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Volume 214, International Conference on the Sustainable Energy and Environmental Development 14–17 November, Krakow, Poland*. DOI 10.1088/1755-1315/214/1/012112
[17] Mika, Ł. (2013). Ice slurry flow in a poppet-type flow control valve*. Experimental Thermal and Fluid Science*, 45, 128-135. https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2012.10.015
[18] Bellas, I., Tassou, S.A. (2005). Present and future applications of ice slurries*. International Journal of Refrigeration,* 28(1), 115-121. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.07.009
[19] Huang, Y., Chen, Z., He, G., Shao, Y., Song, S., Dong, F., Zhang, T. (2024). Application of Ice Pigging in a DrinkingWater Distribution System: Impacts on Pipes and BulkWater Quality*. Engineering*, 40, 122-130. https://doi.org/10.1016/j.eng.2023.09.016
[20] Mika, Ł. (2019). Design of an Innovative Cooling Installation Using Ice Particles and ChilledWater in a Mine LW"BOGDANKA"SA (Mechanical Part). Niepublikowana praca na zlecenie przemysłu
[21] Mika, Ł., Sztekler K., Radomska E. (2025). Application of Ice Slurry as a Phase Change Material in Mine Air Cooling System - A Case Study. *Energies*, 18(14), 3782. https://doi.org/10.3390/en18143782

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_61

The impact of energy storage and electric vehicle charging on self-consumption of energy from a photovoltaic system in a single-family home

ARTUR CEBULA, GABRIELA STACHURA-GAŁGAN, MONIKA PIWOWARCZYK

Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki,
Katedra Energetyki
ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków
e-mail: g.stachura@doktorant.pk.edu.pl

Keywords: photovoltaic system, energy storage, self-consumption, electromobility, economic analysis

Growing public awareness related to environmental protection, the implementation of energy transition goals, and the need to reduce greenhouse gas emissions contribute to the development of renewable energy sources in the prosumer sector. Photovoltaic systems and electromobility in households are of particular importance. However, an important limitation of such systems is the temporal mismatch between energy generation from the PV system and the users' demand profile, which leads to surplus energy being fed into the grid. One way to reduce this phenomenon is to use a household energy storage system.

The aim of this study is to conduct a comparative energy and economic analysis of a household energy storage system in a statistical 2+2 household equipped with a photovoltaic system and an electric vehicle charger. The analysis was performed using two simulation approaches. The first approach involved a 10 kW PV system model developed in the TRNSYS environment, the results of which were imported into MATLAB in order to reproduce the operation of the energy storage system. The second approach was carried out in Polysun, where an analogous system was modelled, including the PV system, household electricity consumption, electric vehicle charging, and the energy storage system.

In both analyses, the same input data were adopted, including the system location, meteorological data, PV system parameters, hourly energy demand profile, and the method of electric vehicle use. It was assumed that on working days the vehicle travels 30 km per day and is charged for two hours per day.

The comparison included PV energy production, the level of self-consumption, the amount of energy imported from and exported to the grid, the operation of the energy storage system, and selected economic indicators. The results indicate a favourable energy-related effect of using an energy storage system; however, they do not confirm its economic profitability under the adopted investment costs and energy prices.

Introduction

The development of prosumer energy generation is one of the important elements of the energy transition. Micro-scale photovoltaic systems used in single-family buildings are of particular significance, as they make it possible to partially cover electricity demand from a local renewable energy source. At the same time, the growing importance of electromobility increases household electricity demand and changes the daily load profile.

One of the main operational problems of photovoltaic systems is the temporal mismatch between energy production and its consumption. Energy from PV systems is usually generated in the greatest amount around midday, whereas household demand typically increases in the morning and evening. As a result, part of the locally generated energy is not consumed directly by the prosumer but is fed into the power grid, which limits the level of self-consumption and may affect the economic efficiency of the system.

The basic methods for increasing self-consumption of energy from photovoltaic systems include energy storage and demand-side management, including shifting selected loads to periods of increased PV production [1]. In this context, electric vehicle charging is of particular importance, as it may constitute an additional household load, but with an appropriate schedule it may also increase the local use of energy from the photovoltaic system [2].

Systems combining photovoltaic installations, stationary energy storage systems, and electric vehicles are increasingly analysed in the literature. The results of such studies indicate that an energy storage system may reduce the amount of energy fed into the grid and increase the energy self-sufficiency of a building. At the same time, the profitability of its application depends on investment costs, energy prices, prosumer settlement mechanisms, and the operating profile of loads [3], [4].

In this study, a household energy system comprising a photovoltaic system, a household electricity consumption profile, electric vehicle charging, and an energy storage system was analysed. The calculations were performed using two simulation approaches: a TRNSYS-MATLAB model and a model developed in Polysun. The aim of the study is to assess the impact of the energy storage system on self-consumption, energy import and export, and the economic profitability of the analysed system, as well as to compare the results obtained in both simulation environments.

1. Characteristics of the analysed system

The analysed system is an example of a prosumer energy system for a statistical 2+2 household equipped with a photovoltaic system, an electric vehicle charger, and a household electricity storage system. The system cooperates with the power grid, which acts as an energy source during periods of insufficient PV production and as a receiver of surplus energy when it cannot be used locally.

Schematically, the analysed system can be presented as the arrangement shown in Figure 1. In this system, electricity produced by the photovoltaic installation first covers the current demand of the household. An additional energy consumer in the system is an electric vehicle, which is charged on all working day for a maximum of two hours, between 17:00 and 19:00. It was assumed that the vehicle is used on working days and travels 30 km per day, while the energy needed to replenish the consumption resulting from the trip is supplied during the scheduled charging period.

If electric vehicle charging occurs in a given time step, energy from the PV system may also be used to cover the demand of the charger. In the case of surplus energy from the photovoltaic system, after covering the household demand and the demand related to vehicle charging, this energy is directed to the energy storage system. Only after the maximum permissible state of charge of the storage system has been reached is the unused energy fed into the power grid.

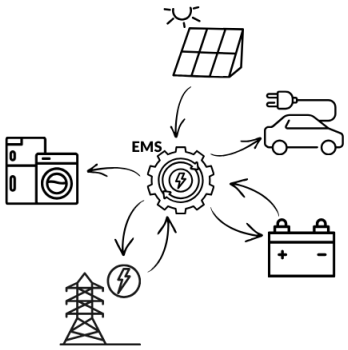


Figure 1. Simplified diagram of the system
Source: prepared by the authors

When energy production from the PV system is lower than the current demand of the building and the electric vehicle charger, the energy deficit may be covered from the energy storage system. If the storage system does not have enough energy available or has reached its minimum permissible state of charge, the missing energy is drawn from the power grid.

The analysis adopted an hourly time step, which means that for each hour of the year the PV energy production, household demand, demand related to electric vehicle charging, operating state of the energy storage system, and energy exchange with the power grid were determined.

2. Input data and calculation assumptions

The set of input data adopted for the analysis is presented in Table 1. It included the installation location, photovoltaic system parameters, electricity consumption profile, method of electric vehicle use, energy storage parameters, and economic assumptions. The same input data were used in the TRNSYS-MATLAB model and in the Polysun model, which enabled a direct comparison of the results obtained in both simulation environments.

Table 1. Summary of the adopted input data and calculation assumptions

Parameter	Value
Installation location	Kraków-Balice
Number of people in the household	4
Commuting distance to work, both directions	30 km
Vehicle charging hours	17:00-19:00
Annual household electricity consumption	3651 kWh
Photovoltaic system capacity	10 kW
Inverter power	12 kW
Photovoltaic panel model	Jinko Solar 475W JKM475N-60HL4-V N-type
Inverter model	Solis S6-EH3P12K02-NV-YD-L
Vehicle model	Tesla 3 RWD (57-60kWh)
Electric vehicle charger power	3,7 kW
Energy storage capacity	10,52 kWh
Simulation period	8760 h

Source: prepared by the authors

3. Methodology of simulation studies

The analysis of the household energy system operation was performed using two independent simulation approaches. The first approach involved preparing a photovoltaic system model in the TRNSYS environment and then processing the obtained results in MATLAB, where the operation of the energy storage system was reproduced. The second approach consisted of modelling an analogous system in Polysun. The purpose of using two computational environments was to verify whether the original model based on the cooperation between TRNSYS and MATLAB allows results similar to those obtained in the commercial Polysun software to be achieved.

It should be emphasised that the analysis is simulation-based and relies on an adopted set of input assumptions. The use of an hourly time step allows the annual energy balance to be assessed; however, it does not allow short-term power variations occurring on a minute scale to be analysed. In addition, a simplified electric vehicle usage profile and constant energy storage operating parameters were adopted, without taking into account degradation over time. Therefore, the obtained results should be interpreted as a comparative assessment for the adopted system configuration.

3.1. Development of the original model in the TRNSYS and MATLAB environments

The installation model was developed using the TRNSYS software. In order to assess the influence of individual factors on the simulation results, the model-building process was carried out in stages. The individual modelling stages are discussed in detail later in this section.

The first modelling stage consisted of developing the structure of the installation model, which served as the starting point for further analyses. A simplified assumption was adopted, including a photovoltaic system (PV) with only the household energy consumption profile taken into account. The purpose of using a staged approach was to enable the analysis of differences in energy production at successive levels of model complexity. Figure 2 presents a diagram of the developed installation. The modelling process begins with the “Weather data” block, responsible for loading meteorological data appropriate for the system location. These data are then transferred to the module representing the operation of photovoltaic panels. The generated electricity is converted in the inverter, followed by unit standardisation. Next, the component representing household consumption is added, and net energy is determined as the difference between the energy obtained from the PV system and consumption. Finally, the results are sent to the “Energy [kWh]” integrator, which enables their aggregation and further analysis through output blocks.

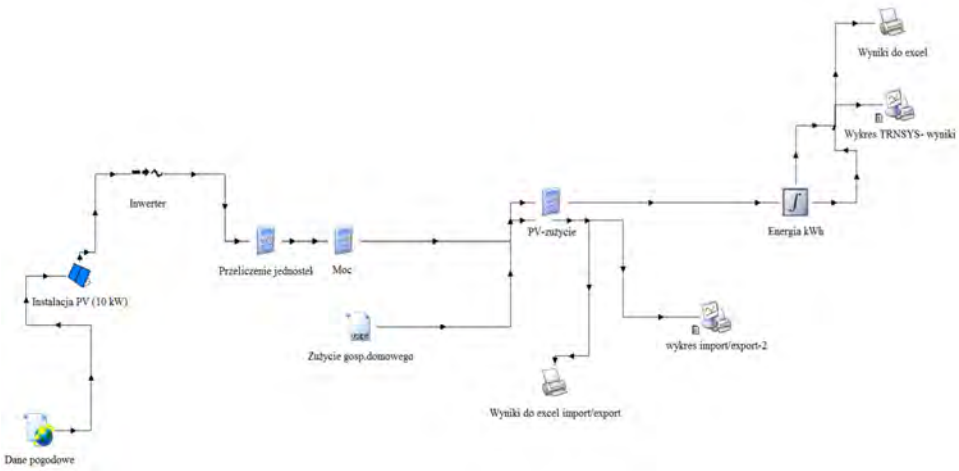


Figure 2. Diagram of the PV system including the household energy consumption profile
Source: prepared by the authors

After presenting the structure of the model, the figure below presents the simulation results in the form of an hourly time series. The chart illustrates the values of energy imported from the grid and exported to the grid in each hour of the analysed year.

In the second modelling stage, the structure of the model was extended by an additional energy consumption profile related to electric vehicle charging. Therefore, a component representing the operation of the vehicle charger was added to the previously considered household demand. Consequently, the total energy consumption in the model is the sum of household demand and the energy consumed for vehicle charging. The net energy of the system was defined as the difference between the energy production from the photovoltaic system and total energy consumption. This approach enables a more realistic assessment of the system's energy balance, taking into account an additional significant load resulting from the operation of the electric vehicle.

The obtained hourly values of net energy were exported to an Excel file and then imported into the MATLAB environment in order to perform further analyses and data processing. This model is presented in Figure 3.

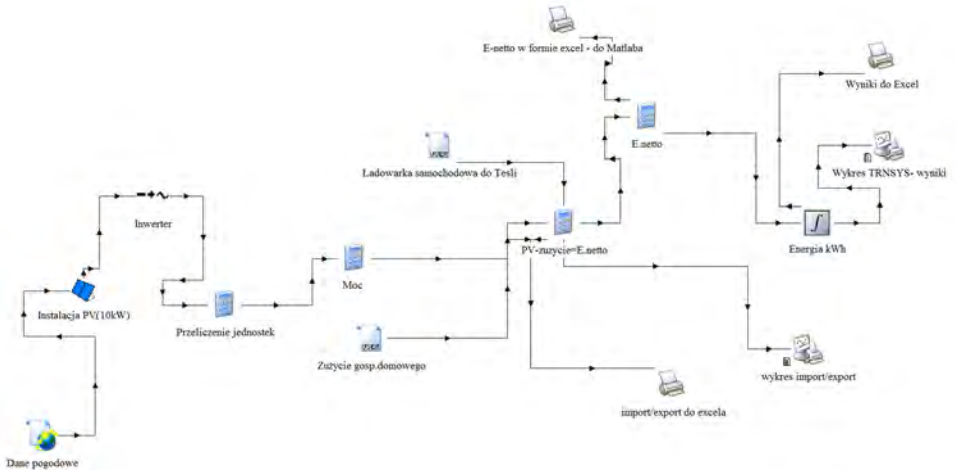


Figure 3. Diagram of the PV system including the household energy consumption profile and electric vehicle charging
Source: prepared by the authors

After presenting the structure of the model, Figure 4 illustrates the values of electricity imported from the grid and exported to the grid in each hour of the analysed year.

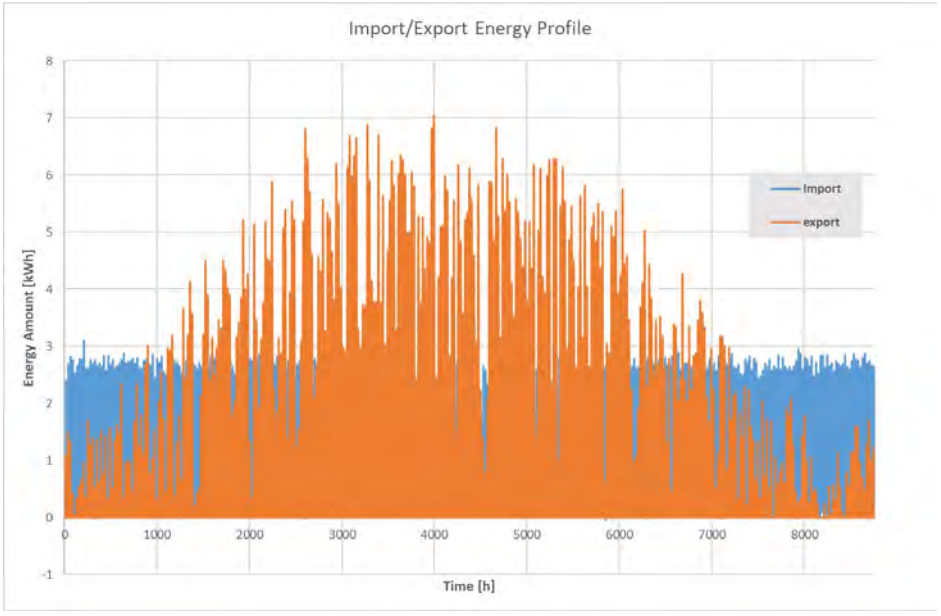


Figure 4. Chart of the structure of electricity import and export in each hour of the analysis
Source: prepared by the authors

The presented hourly time series makes it possible to assess the seasonal and daily variability of energy exchange with the power grid. In the hours when energy production from the PV system exceeds the demand of the loads, energy is exported to the grid. In periods of insufficient production, especially outside sunshine hours and during electric vehicle charging, energy is drawn from the power grid.

In the next stage, the operation of the energy storage system was simulated in MATLAB. The developed control algorithm is based on the analysis of the instantaneous value of net energy in hourly terms and reproduces the logic of managing energy flows in the system. In the case of surplus energy, meaning net energy greater than zero, this energy is directed first to the energy storage system. The charging process continues until the maximum storage capacity, adopted as 10.52 kWh, is reached. After this value is exceeded, surplus energy is treated as export to the power grid. In the case of an energy deficit, meaning net energy lower than zero, the demand is covered first from the storage resources. If the storage system is fully discharged, the missing energy is drawn from the external grid, which corresponds to energy import. The model defined in this way makes it possible to analyse the impact of using an energy storage system on the energy balance of the installation and the level of energy self-consumption in the system.

3.2. Model in Polysun

The second simulation approach was performed in Polysun 2025.12. This is a specialised simulation environment designed for modelling and analysing energy systems, including photovoltaic systems, energy storage systems, systems cooperating with the power grid, and electrical energy consumers. The program makes it possible to build a system model from ready-made technical components, assign operating parameters to them, and perform energy balance calculations in a given time step. Based on meteorological data, installation characteristics, and the energy demand profile, Polysun determines energy production from the PV system, the way it is used in the building, energy flows to and from the storage system, and the amount of energy drawn from and fed into the power grid.

In Polysun, the installation analysed in the first TRNSYS-MATLAB approach was reproduced analogously. The model included a photovoltaic system of the same capacity, the household electricity consumption profile, electric vehicle charging during the adopted hours, the energy storage system, and the connection to the power grid. The same input data and calculation assumptions were adopted, including the installation location, parameters of the photovoltaic modules and inverter, the annual household demand profile, the method of electric vehicle use, and the parameters of the energy storage system. As a result, the results obtained in both environments could be compared directly.

The use of Polysun was comparative in nature. The model prepared in this environment was used as a reference point for assessing the consistency of the results obtained from the TRNSYS-MATLAB model. The comparison of both approaches makes it possible to evaluate whether the adopted energy balancing logic, the method of reproducing the operation of the storage system, and the inclusion of an additional load in the form of electric vehicle charging lead to a similar assessment of the operation of the analysed prosumer system.

Figure 5 presents the diagram of the system modelled in Polysun. The model includes a photovoltaic installation cooperating with an inverter, a household demand profile, an electric vehicle charger, an energy storage system, and a connection to the power grid. The Polysun model reproduces energy

balancing logic analogous to that used in the TRNSYS-MATLAB model, i.e. priority coverage of load demand, then charging of the storage system, and subsequently export of surplus energy to the grid.

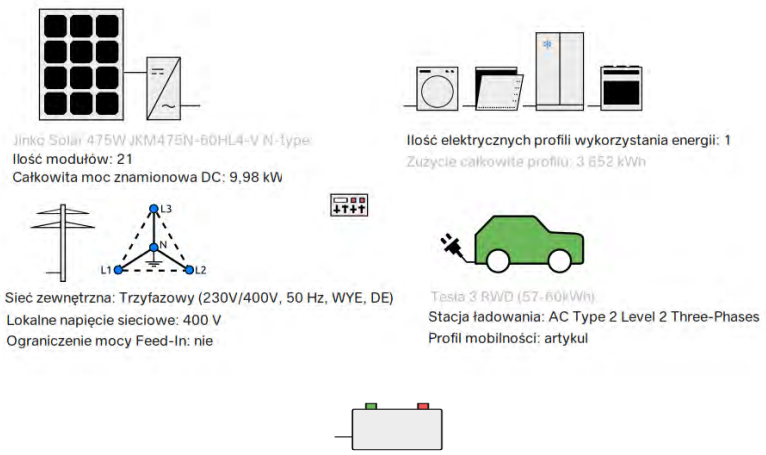


Figure 5. Diagram of the system modelled in Polysun
Source: prepared by the authors

3.3. Method of comparing the results

In order to assess the consistency of the results obtained in the original TRNSYS-MATLAB model and in the comparative model prepared in Polysun, the relative percentage difference was determined for the basic quantities of the energy balance. The comparison included annual energy production from the photovoltaic system, annual energy consumption by the household and electric vehicle, energy drawn from the power grid, and energy fed into the grid.

The relative percentage difference was calculated according to the following relationship:

$$\delta_X = \frac{|X_{TM} - X_P|}{X_P} \cdot 100\% \quad (1)$$

where:
δ_X- relative percentage difference of the analysed quantity, %
X_{TM}- value obtained from the TRNSYS-MATLAB model
X_P- value obtained from the Polysun model

The adoption of the Polysun results as reference values results from the use of this environment as a comparative tool for verifying the correctness of the original model. Low values of the percentage difference indicate consistency between both simulation approaches and confirm the correctness of the adopted energy balancing logic in the TRNSYS-MATLAB model.

4. Evaluation indicators

A set of energy and economic indicators was used to evaluate the operation of the analysed system. Energy indicators allow the method of using energy produced by the photovoltaic system,

the operation of the energy storage system, and energy exchange with the power grid to be assessed. Economic indicators, in turn, make it possible to determine the impact of using an energy storage system on system operating costs and to assess the justification for the investment.

All indicators were determined separately for the results obtained from the TRNSYS-MATLAB model and from the Polysun model. This enabled both simulation approaches to be compared in terms of energy and economics.

4.1. Results of the energy analysis

Table 2 presents the results of the energy analysis obtained for two simulation approaches: the TRNSYS-MATLAB model and the model developed in Polysun. The comparison of the results makes it possible to determine the consistency of the energy balance obtained in both simulation environments and to assess whether the original TRNSYS-MATLAB model can be used for further economic analysis.

Table 2. Energy analysis indicators for the TRNSYS-MATLAB model and the Polysun model without storage

Indicator	TRNSYS-MATLAB	Polysun	Relative difference [%]
Annual energy production from the PV system [kWh]	9323	9569	2.57
Annual household electricity consumption [kWh]	3651	3673	0.68
Annual electricity consumption by the electric vehicle [kWh]	1387	1363	1.76
Energy drawn from the power grid [kWh]	3190	3381	5.65
Energy fed into the power grid [kWh]	6777	7140	5.08

Source: prepared by the authors

The results presented in Table 2 indicate good consistency between both models in terms of annual energy production from the photovoltaic system and energy demand profiles. The relative difference for PV energy production was 2.57%, while for household electricity consumption and electric vehicle consumption it was 0.68% and 1.76%, respectively. Greater differences were obtained for energy drawn from the grid and fed into the grid, amounting to 5.65% and 5.08%, respectively. This may result from different methods of hourly balancing and differences in the calculation algorithms used in the TRNSYS-MATLAB and Polysun environments.

Table 3. Energy analysis indicators for the TRNSYS-MATLAB model and the Polysun model including the energy storage system

Indicator	TRNSYS-MATLAB	Polysun	Relative difference [%]
Energy drawn from the power grid [kWh]	938	1029	8.84
Energy fed into the power grid [kWh]	4432	4441	0.2

Source: prepared by the authors

The inclusion of the energy storage system reduced the amount of energy fed into the power grid. In the TRNSYS-MATLAB model, exported energy decreased from 6777 kWh to 4432 kWh, which means a reduction of 2345 kWh. This means that part of the surplus energy produced by the photovoltaic system was used to charge the storage system and then consumed during periods of insufficient PV production. The similar value of energy fed into the grid obtained in the Polysun model confirms

the consistency of both approaches in reproducing the amount of energy not used locally and exported to the grid.

A greater difference between the models was observed for the amount of energy drawn from the power grid. In the TRNSYS-MATLAB model, this value was 938 kWh, whereas in the Polysun model it was 1029 kWh, corresponding to a difference of 8.84%. This discrepancy is greater than for the other analysed indicators and may result from the more detailed representation of energy storage operation in Polysun. This environment takes into account a larger number of technical parameters of the system components, including losses related to the charging and discharging process of the storage system, inverter efficiency, and limitations resulting from the operating strategy of the system. In the TRNSYS-MATLAB model, the operation of the storage system was represented in a more simplified manner; therefore, the amount of energy available to cover deficits may be slightly greater, resulting in a lower value of energy drawn from the grid. Despite this difference, both models indicate the same direction of change, namely a reduction in energy import from the grid after applying the energy storage system.

Compared to the variant without storage, the use of the energy storage system clearly reduced both energy import from the grid and the amount of energy fed into the power grid. In the TRNSYS-MATLAB model, energy drawn from the grid decreased from 3190 kWh to 938 kWh, corresponding to a reduction of approximately 70.6%, while energy export decreased from 6777 kWh to 4432 kWh, i.e. by approximately 34.6%. In the Polysun model, a similar effect was obtained: energy import decreased from 3381 kWh to 1029 kWh, i.e. by approximately 69.6%, and energy export decreased from 7140 kWh to 4441 kWh, corresponding to a reduction of approximately 37.8%. These results confirm that the use of an energy storage system significantly improves the local utilisation of energy from the photovoltaic system and reduces energy exchange with the grid.

Table 4. Comparison of the self-consumption indicator for energy from the photovoltaic system for both models and analysed variants

Variant	**Model**	**PV production [kWh]**	**Energy fed into the grid [kWh]**	**Energy consumed locally from PV [kWh]**	**Self-consumption [%]**
Without storage	TRNSYS-MATLAB	9323	6777	2546	27.31
Without storage	Polysun	9569	7140	2429	25.38
With storage	TRNSYS-MATLAB	9323	4432	4891	52.46
With storage	Polysun	9569	4441	5128	53,59

Source: prepared by the authors

The use of the energy storage system clearly increased the level of self-consumption of energy from the photovoltaic system. In the TRNSYS-MATLAB model, the self-consumption indicator increased from 27.31% in the variant without storage to 52.46% after including the energy storage system. In the Polysun model, a similar effect was obtained: self-consumption increased from 25.38% to 53.59%. This means that the energy storage system made it possible to use locally a larger part of the surplus PV production, which in the variant without storage was fed into the power grid.

The differences between the self-consumption indicator values obtained in both environments are small, which confirms the consistency of the models in assessing the impact of the energy storage system on the local use of energy from the PV installation.

The obtained results indicate that the differences between the values of energy indicators obtained from the TRNSYS-MATLAB model and the Polysun model are small. This means that both simulation approaches lead to a similar assessment of the operation of the analysed prosumer system, including the photovoltaic system, household demand, electric vehicle charging, and energy storage.

The slight discrepancies between the results may result from differences in the way individual system elements are represented, the calculation algorithms used in the simulation environments, and the adopted model simplifications. However, these differences do not significantly affect the final assessment of system operation or the direction of the conclusions formulated.

Based on the comparison carried out, it can be concluded that the model developed in the TRNSYS-MATLAB environment has been positively verified against the comparative model prepared in Polysun. The consistency of the results confirms that the TRNSYS-MATLAB model may be treated as a reliable tool for further analyses of the operation of a household energy system with a PV installation, energy storage, and electric vehicle charging.

Due to the confirmed consistency of both approaches, further calculations, in particular the detailed economic analysis, will be conducted solely on the basis of the results obtained from the first approach, i.e. the TRNSYS-MATLAB model. The adoption of this solution simplifies the subsequent part of the analysis while maintaining the reliability of the results, since this model was previously validated by comparison with the Polysun model.

4.2. Results of the economic analysis

The economic analysis was carried out on the basis of simulation results obtained from the original model developed in the TRNSYS and MATLAB environments. Two system variants were considered: the base configuration, consisting of a photovoltaic system with a household and electric vehicle consumption profile, and the extended configuration including an energy storage system.

The economic analysis included the cost of purchasing electricity from the power grid and the value of energy fed into the grid. The annual net cost of electricity was calculated as the difference between the cost of purchasing energy drawn from the grid and the value of energy fed into the grid. Energy consumed directly from the PV system or used after prior storage did not generate the cost of purchasing energy from the grid.

The basis of the analysis was the hourly energy balance, on the basis of which the following quantities were determined:

- energy consumed for own needs, meaning self-consumption,
- energy drawn from the grid, meaning import,
- energy fed into the grid, meaning export.

On this basis, Table 5 was prepared and the costs of purchasing electricity as well as revenues resulting from its sale or settlement with the grid were determined. The analysis also included the impact of using an energy storage system, which makes it possible to increase the level of self-consumption. This allowed the potential savings resulting from investment in an energy storage system to be assessed and the approximate payback period of the incurred expenditure to be determined.

Table 5. Economic analysis indicators for the TRNSYS-MATLAB model simulation

Indicator	**TRNSYS-MATLAB**
Annual cost of electricity in the version without energy storage	1093 PLN
Annual net electricity cost/balance in the variant with energy storage	-410 PLN
Annual savings resulting from the use of storage	1503 PLN
Cost of purchase and installation of the storage system	30,000 PLN
Lifetime of the energy storage system	15 years

Source: prepared by the authors

The analysis adopted a purchase price of electricity from the power grid equal to 0.98 PLN/kWh and a settlement price for energy fed into the grid equal to 0.30 PLN/kWh. A negative annual net cost means that, in the adopted settlement model, the value of energy fed into the grid exceeds the cost of energy drawn from the grid. This result should be interpreted in the context of the adopted purchase and settlement prices for energy and does not include possible formal limitations related to the settlement of surplus energy.

The profitability of the investment was assessed using the net present value method, NPV, according to the relationship:

$$NPV = -I_0 + \sum_{t=1}^{n} \frac{R_y}{(1+i)^t} + \frac{R_n}{(1+i)^t} \tag{2}$$

where:
I_0 - investment expenditure,
R_y - annual financial savings,

$$R_y = C_{without\ storage} - C_{with\ storage} \tag{3}$$

where:
i - discount rate, 3%,
n - analysis period adopted as 15 years.

The residual value was omitted, meaning Rn = 0.

$$NPV = -30000 + \sum_{t=1}^{15} \frac{1969}{(1+0.03)^t} = -12048\ PLN \tag{4}$$

For the adopted assumptions, the NPV value was approximately -12.0 thousand PLN, which means that the analysed investment in an energy storage system does not achieve a positive net present value over the adopted system lifetime. This means that during the lifetime of the storage system, the investment does not pay back in discounted terms.

Next, the payback period of the investment was determined using the formula:

$$SPBT = \frac{I_0}{R_y} = \frac{30000}{1969} \approx 20\ years \tag{5}$$

The obtained simple payback period is 20 years, which is longer than the adopted lifetime of the energy storage system, equal to 15 years. At the same time, the NPV value indicates that, under the adopted energy prices, investment cost, and discount rate, the investment does not achieve a positive net present value in the analysed period.

Summary

The study conducted an energy and economic analysis of a prosumer system comprising a photovoltaic installation, household electricity consumption, electric vehicle charging, and an energy storage system. The calculations were performed using two simulation approaches: the original TRNSYS-MATLAB model and a comparative model prepared in Polysun 2025.12.

The comparison of the results obtained in both environments showed good agreement of the basic energy balance quantities. In the variant without the energy storage system, the relative differences for annual PV energy production, household electricity consumption, and electric vehicle electricity consumption did not exceed 3%. Greater discrepancies occurred for energy drawn from the grid and fed into the grid, which may result from different methods of hourly balancing in both simulation environments.

The inclusion of the energy storage system made it possible to reduce the amount of energy fed into the power grid and decrease energy intake from the grid. In the TRNSYS-MATLAB model, energy exported to the grid decreased from 6777 kWh to 4432 kWh, while energy drawn from the grid decreased from 3190 kWh to 938 kWh. These results confirm that the energy storage system increases the local use of energy produced by the photovoltaic installation.

The economic analysis showed that the use of an energy storage system enables annual savings of 1503 PLN to be achieved. With the adopted investment cost of 30,000 PLN, the simple payback period was 20 years, which is longer than the assumed lifetime of the energy storage system. At the same time, the NPV value indicates that, under the adopted assumptions, the investment does not achieve a positive net present value over the analysed period.

Moreover, in the context of increasing electricity price volatility, it is justified to incorporate dynamic tariffs based on day-ahead market prices into the model. Such an approach enables more efficient control of the energy storage system by charging it during periods of low prices and discharging it during periods of high prices. It can be expected that the implementation of this type of strategy will contribute to further reduction of electricity costs and improvement of the overall system's economic performance, particularly under conditions of increased demand resulting from electric vehicle charging.

References

[1] R. Luthander, J. Widén, D. Nilsson, and J. Palm, "Photovoltaic self-consumption in buildings: A review," Mar. 05, 2015, Elsevier Ltd. doi: 10.1016/j.apenergy.2014.12.028.
[2] D. Gudmunds, E. Nyholm, M. Taljegard, and M. Odenberger, "Self-consumption and self-sufficiency for household solar producers when introducing an electric vehicle," Renew. Energy, vol. 148, pp. 1200-1215, Apr. 2020, doi: 10.1016/j.renene.2019.10.030.
[3] P. Kelm, R. Mieński, and I. Wasiak, "Energy management in a prosumer installation using hybrid systems combining ev and stationary storages and renewable power sources," Applied Sciences (Switzerland), vol. 11, no. 11, Jun. 2021, doi: 10.3390/app11115003.
[4] D. Keiner, M. Ram, L. D. S. N. S. Barbosa, D. Bogdanov, and C. Breyer, "Cost optimal self-consumption of PV prosumers with stationary batteries, heat pumps, thermal energy storage and electric vehicles across the world up to 2050," Solar Energy, vol. 185, pp. 406-423, Jun. 2019, doi: 10.1016/j.solener.2019.04.081.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_62

Use of heat storage for supporting the production of process steam in chemical industry

TOMASZ SIMLA[1], BARTŁOMIEJ MELKA[2], TOMASZ ŚWIĄTKOWSKI[3], ANDRZEJ SZLĘK[4]

[1, 2, 4] Politechnika Śląska, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki, Katedra Techniki Cieplnej
ul. Konarskiego 22, 44-100 Gliwice
[3] Proen Gliwice Sp. z o.o.
ul. Karolinki 58, 44-100 Gliwice
e-mail: [1]tsimla@polsl.pl, [2]bmelka@polsl.pl, [3]ts@proen.gliwice.pl, [4]aszlek@polsl.pl

Keywords: chemical industry, energy savings, heat storage, phase change material, process steam

Industrial production relying on process steam requires confidence of steam supply to avoid costly downtimes. In addition, consumption of process steam in certain branches of the chemical industry is characterised by high temporal variability. The steam supply system must meet the demand, which often results in suboptimal operation of the boilers, like operation of two boilers to cover a short peak of steam demand. Both these problems could be alleviated by utilising a thermal energy storage system (TES) capable of supplying the process steam. Supply of process steam requires a certain temperature level in the storage tank. It can be achieved by utilising latent heat of a phase change material whose melting temperature matches the required temperature of the steam. This paper presents an analysis of the process steam demand of an (anonymised) chemical factory in a hourly resolution. Steam is supplied by combusting hard coal in three grate boilers working in parallel. Based on the requirements formulated by the factory operators, a TES in liquid metal, capable of supplying process steam for a certain amount of time in case of boiler malfunction was designed. Characteristics of this TES is presented. In addition, a simulation model of the boilers + TES + steam demand system is used to calculate the consumption of energy of fuel in the variants with and without the use of TES; various sizing of the TES is analysed. On the one hand, the availability of energy buffer allows for optimisation of boiler operation and potential energy savings due to increased energy efficiency, but on the other hand, the heat storage tanks are a source of additional heat losses to the environment. The simulations focused on using TES to avoid unnecessary boiler start-ups during peak hours. Although the results of simulations show negligible effects of the TES system on the overall energy balance of the factory, there exists a significant optimisation potential. The simulations determined that the boilers currently operate at low load, especially during the summer season, which greatly impairs their energy efficiency. The average energy efficiency of the boilers during the summer months can be as low as 50%. Increasing the load of the boilers improves their efficiency which translates into savings of fuel. This effect was captured in the simulations, where in several cases the total fuel consumption of fuel was lower even though the total production of steam was higher, all thanks to increased boiler efficiency. This result hints at the potential of TES for improving the energy efficiency of steam supply by stabilising the work of the boilers and optimising their load.

Introduction

Energy in the form of heat, while constituting only ~5% of the total consumption of energy products in the European Union [1], is an important aspect in the energy transition. Over 53% of the 567 TWh of heat consumed in the EU is derived from fossil fuels. Heat is the form of energy that is relatively easy

to store, which means that there is a significant potential for optimisation of heat supply. Especially in the industry integrating thermal energy storage (TES) could increase the efficiency of utilisation of primary energy by temporally decoupling heat demand from supply and thus allowing for a more flexible operation of heat generators. It could also potentially allow for better utilisation of waste heat and renewable energy sources [2].

There are three types of thermal energy storage systems [3]:

- Sensible heat storage. It utilises the specific heat capacity of a substance and is simply based on increasing or decreasing the temperature of the heat storage medium. This method suffers from low energy density and variability of the output temperature.
- Latent heat storage. Heat is absorbed or released when the storage medium undergoes a phase change. This method usually offers much higher energy density than sensible heat storage and it provides constant output temperature, but the challenge lies in finding a material with a phase change temperature that matches the specific requirements.
- Thermochemical heat storage. Heat is absorbed or released during a reversible chemical reaction of a material pair. This method can potentially offer far higher energy density than latent heat storage, although it is still far from technological maturity.

The technology of latent heat storage is investigated in the ISSDEMO research project [4]. The main project goal is to demonstrate the efficiency and functionality of a thermal energy storage device for high temperature applications (250-500°C) and production of process steam for various industrial applications, including pulp & paper, food & beverages and chemical industries. Liquid metals and metal alloys are considered as storage mediums.

In this paper the case of chemical industry is investigated. The factory utilises steam in its technological processes, the steam is produced in coal-fired boilers. Following the recommendations from the industrial partner, a thermal storage tank capable of delivering steam for a limited period of time in the case of boiler malfunction was designed. Furthermore, the yearly performance of the existing steam supply system was analysed and the possibilities of using the TES for optimisation of the work of the system were explored.

1. Description of the energy system

Section 1.1 presents the energy system of the analysed industrial factory. Section 1.2 details the design of the proposed thermal storage tank.

1.1. Steam cycle and steam demand

Figure 1 presents a simplified scheme of the steam cycle of the analysed industrial plant. The factory requires steam for the technological processes. Steam is produced in three coal-fired grate boilers working in parallel. Nominal steam output of each boiler is 4.6 t/h, which translates to about 3340 kW of thermal power. The steam is utilised in two ways. After adjusting its pressure and temperature in a steam cooling station, steam is directed to the industrial production process (points 6-7 in Figure 1). Condensate from this process is not returned to the system. In the winter season, more steam is produced in the boilers and it is also used as a heat source for central heating (points 2-4 in Figure 1). Figure 2 presents the monthly breakdown of steam demand. The dominant character of central heating demand in the period October – April is clearly visible.

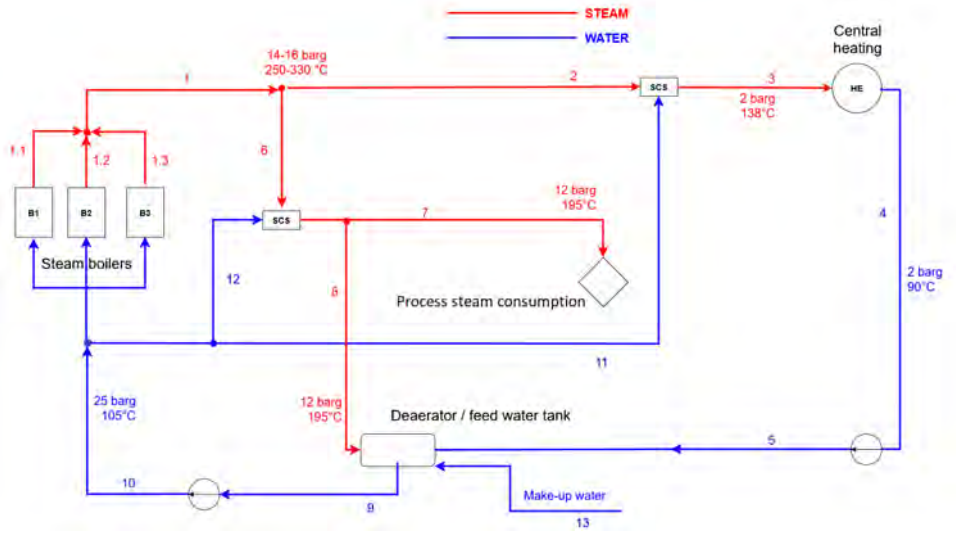


Figure 1. Simplified scheme of the steam cycle (own source)

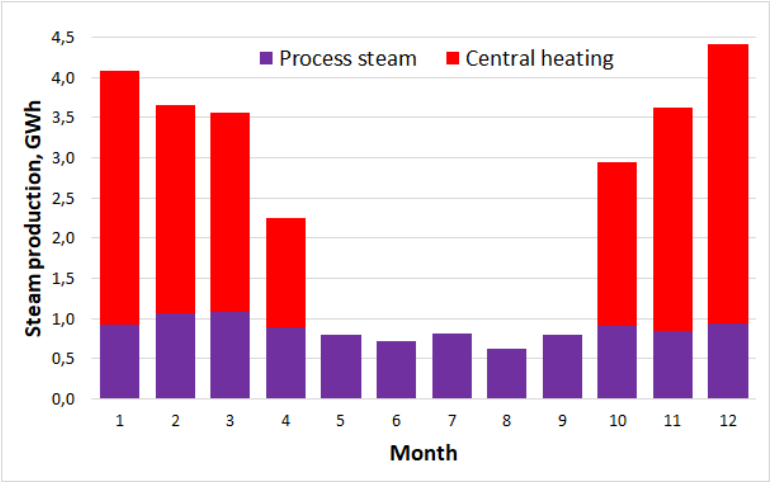


Figure 2. Monthly demand for steam in the factory (own source)

The demand for process steam is driven by the shift work schedule of the factory. Table 1 presents the averaged process steam consumption profile in July. The peak steam demand in the morning shifts (6:00-14:00) stands out in the profile, as well as the production downtime in Sundays. The process steam demand is low enough to be covered by just one steam boiler, and for most of the summer season only one boiler is in operation. However, on Monday mornings often a second boiler is put into operation for several hours. This is caused by the thermal inertia of the system. The steam pipeline connecting the boiler building with the factory cools down during Sunday and needs to be preheated before the restart of operation on Monday morning.

Table 1. Average process steam consumption profile in July (values in t/h) (own source)

		Day of the week						
		Mon	Tue	Wed	Thu	Fri	Sat	Sun
Hour of the day	0	1.03	1.37	1.27	1.20	1.04	1.14	0.50
	1	1.04	1.38	1.21	1.09	1.01	1.17	0.41
	2	1.15	1.32	1.16	1.23	1.07	1.05	0.42
	3	1.44	1.16	1.26	1.12	1.11	1.11	0.48
	4	1.96	1.29	1.18	1.27	1.05	1.20	0.39
	5	2.01	1.19	1.10	1.22	1.00	1.09	0.57
	6	2.57	1.83	2.58	2.29	1.84	1.18	0.42
	7	3.08	2.12	2.97	2.86	2.68	1.01	0.07
	8	2.98	2.01	2.81	2.77	2.86	1.13	0.00
	9	2.69	2.20	2.68	2.86	2.54	1.13	0.00
	10	2.58	2.81	2.73	2.77	2.56	1.13	0.00
	11	2.64	2.92	2.75	2.98	2.40	1.06	0.00
	12	2.90	2.64	2.66	2.75	2.80	1.27	0.00
	13	2.75	2.71	2.65	2.81	2.61	1.25	0.00
	14	2.46	2.18	2.21	2.46	2.38	1.14	0.00
	15	1.75	2.05	1.74	1.97	1.78	0.96	0.00
	16	2.21	2.30	2.23	2.03	2.09	0.49	0.00
	17	2.14	2.21	1.78	2.07	2.05	0.28	0.00
	18	2.09	2.18	2.02	2.03	1.93	0.56	0.00
	19	1.97	2.16	2.20	2.01	2.11	0.34	0.60
	20	2.06	2.13	2.05	2.10	1.99	0.47	0.78
	21	1.85	1.93	1.92	1.84	1.66	0.41	1.26
	22	1.31	1.61	1.32	1.51	1.41	0.50	0.88
	23	1.25	1.22	1.14	1.21	0.96	0.37	0.90

1.2. Proposed thermal storage

The thermal storage system was designed following the requirements of emergency steam supply in the case of boiler outage:

- Feedwater temperature 110°C
- Minimum steam temperature 200°C
- Steam pressure 12.5 bar
- Steam production capacity of 2.5 t/h for at least 15 minutes.

The system would be integrated with the existing steam cycle behind the boilers (point 6 in Figure 1). During normal operation, steam from the boilers would pass through the TES tanks to charge them and maintain their temperature. Considering the required temperature level, tin (Sn) was selected as the phase change material. Its melting temperature is 231°C, which is suitable both from the perspective of the supply side (temperature of steam from the boilers) and demand side (temperature of process steam). Parameters of steam leaving the thermal storage would be controlled by the steam cooling station.

The required steam mass flow and parameters translate to a thermal power of 1.6 MW. This thermal power determines both the heat transfer rate during the discharge phase and the minimum amount

of thermal energy that must be stored in the tank to satisfy the backup operation criterion. Numerical simulations were performed to select the geometry of thermal storage tank that fulfils the abovementioned requirements. Eventually, a cylindrical tank with height of 4 m and diameter of 0.43 m was designed. The tank contains an internal tubular heat exchanger immersed in the tin volume. A total of 37 straight vertical pipes are installed in an arrangement shown in Figure 3. The TES consists of six such tanks operating in parallel, resulting in 222 pipes for the overall system. Feedwater is evenly distributed among all pipes, yielding an average mass flow rate of approximately 0.0031 kg/s per pipe under nominal operating conditions. This flow distribution ensures controlled heat transfer, moderate steam velocities, and uniform thermal loading of the phase change material. Modular configuration improves system robustness and scalability, allowing partial operation or future capacity expansion without fundamental redesign.

In normal operation the tin is charged using steam from the boilers to a uniform temperature of 280°C, which exceeds both its melting point and the target steam temperature. In the discharging phase, the required steam parameters can be ensured until the share of liquid tin in the tank drops to 12% (Figure 3). Therefore the thermal energy capacity of the tank can be split into “dead” and “useful” portions. The “dead” portion is the amount of energy needed to heat the tin from the ambient temperature of 20°C to the melting temperature and to melt 12% of the material. The “useful” portion is the amount of energy needed to melt the remaining 88% of the tin and to heat it from the melting temperature to 280°C. The thermal properties of the thermal storage tank, including the amounts of “dead” and “useful” thermal energy are listed in Table 2 and visualised in Figure 4. The “dead” portion of thermal energy is assigned a minus sign.

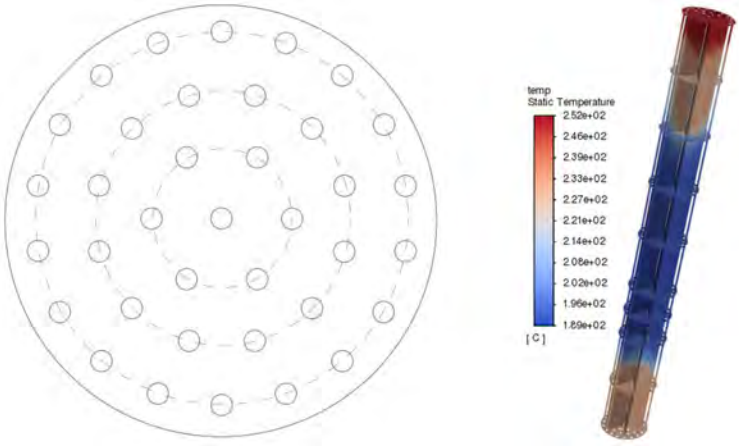


Figure 3. Cross-section of the thermal storage tank (left) and temperature distribution in the tank during discharging, at 12% liquid tin content (right) (own source)

Table 2. Properties of the thermal storage (own source)

Specific parameters of the phase change material		
Quantity	**Unit**	**Value**
Melting temperature	°C	231
Maximum operating temperature	°C	280
Specific heat capacity in solid phase	J/(kg · K)	228,4
Specific heat capacity in liquid phase	J/(kg · K)	200
Latent heat of melting/solidification	J/kg	60000
Characteristics of one thermal storage tank		
Quantity	**Unit**	**Value**
Mass of tin	kg	3900
Dead thermal energy capacity in the solid phase	kWh	-52.2
Dead thermal energy capacity in the phase change	kWh	-7.8
Useful thermal energy capacity in the phase change	kWh	57.2
Useful thermal energy capacity in the liquid phase	kWh	10.6
Total dead heat capacity	kWh	-60.0
Total useful heat capacity	kWh	67.8

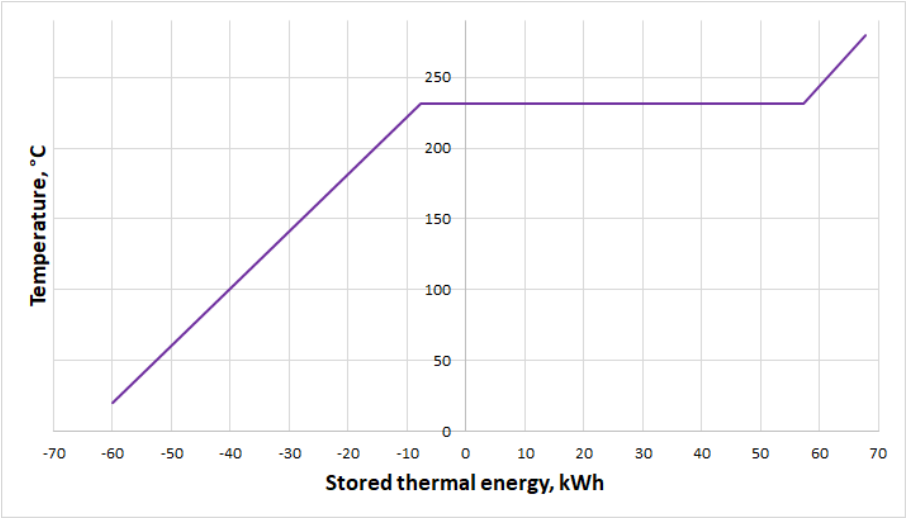


Figure 4. Relationship between temperature and stored thermal energy in one tank (own source)

Thickness of the thermal insulation of the tank was chosen in a way to ensure that the outer temperature of the insulation does not exceed 45°C. Under this assumption the heat loss rate from a single tank is 0.97 kW at 280°C and 0.79 kW at 231°C. If the tank is fully charged, its useful thermal energy content would dissipate to the environment in 85 hours.

2. Simulation of the work of the system

Simulations of the work of the steam supply system were carried out for three cases: base case without TES (section 2.1), case with TES connected to the system as an emergency heat source (section 2.2) and case with utilising TES for optimisation of boiler operation (section 2.3).

2.1. Base case

The base case aims at establishing the baseline fuel consumption of the analysed factory in the current situation, without the use of any TES. Data (in hourly resolution) on the pressures, temperatures and mass flows in the steam cycle was used to calculate the load of boilers and their fuel consumption. Unfortunately, the measurements of efficiency characteristic of the boilers in the analysed industrial plant are not available, therefore an experimental efficiency characteristics of a similar coal boiler was used to calculate the coal consumption. It is presented in Figure 5. The energy efficiency at nominal load is 83.5%.

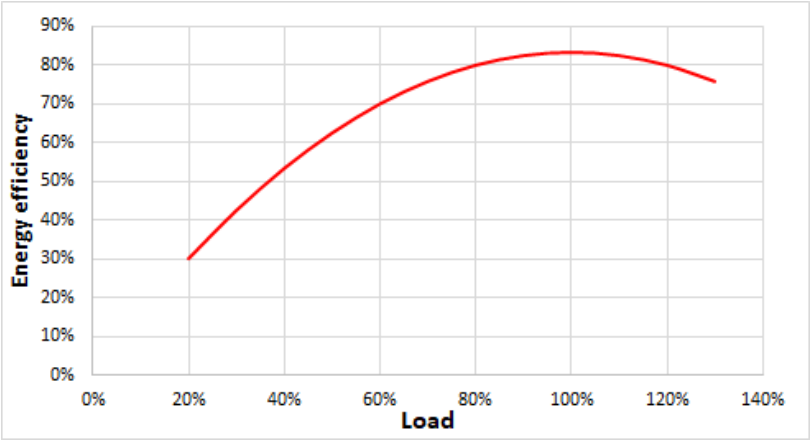


Figure 5. Energy efficiency characteristics of the steam boilers (own source)

Analysis of the operation of the system in the base case provides also hints on the potential of TES for optimising the operation of boilers. An important contributor to the overall energy efficiency is the number of boiler start-up procedures. For the purpose of simulations, the energy loss associated with one start-up was estimated as 70% of the energy output of the boiler at nominal load during one hour, that is 2800 kWh. This value is however uncertain and a sensitivity analysis is performed with the analysis of results.

2.2. Thermal energy storage as an emergency heat source

This case assumes that the TES described in section 1.2 is integrated into the steam cycle and is constantly charged with steam produced by the boilers. Since the TES introduces and additional source of heat losses into the system, the power output of the boilers must be increased to cover these losses. Therefore in the simulations the output of operating boilers is proportionally increased to cover the heat losses from the TES, but by no more than 15% compared to the base case. If all boilers are turned off, then there is no heat supply to the TES and it slowly discharges.

However, in this variant no emergency situations of boiler malfunctions are modelled. Therefore this variant illustrates the yearly operating costs of the TES in terms of additional coal consumption in the boilers.

2.3. Thermal energy storage as a replacement for the second boiler during morning peaks

As discussed in section 1.1, at the beginning of Monday's morning shift in the summer season often a second boiler is put into operation just for a couple of hours. Such operation regime is a source of additional energy losses and fatigue of equipment. If TES was available, it could take over the role of a peak heat source and thus prevent the additional start-up of the second boiler. An example of such situation is presented in Figure 6. Dotted lines present the power output of the boilers in the base case (without TES) and solid lines present the power output in presence of TES. In the presented situation Boiler 1 is turned on just for five hours, while at the same time the power of Boiler 2 is decreased. If thermal energy storage was available, Boiler 1 could remain turned off, Boiler 2 could be operated with stable output, and the peak steam demand could be covered by the TES.

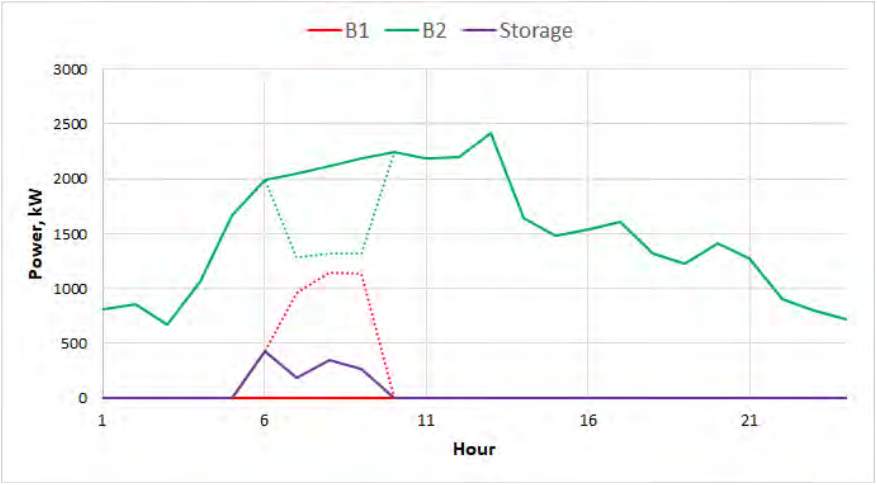


Figure 6. Example of the use of TES to prevent unnecessary boiler start-ups (own source)

The possibility of using TES as a replacement for the second boiler in these situations depends on the sizing of the TES. A single battery of tanks as described in section 1.2 does not contain enough thermal energy to replace a boiler for several hours. Therefore in this variant more tanks are assumed to be installed. Since such potential of optimisation of boiler operation only exists in the summer season, these additional tanks would remain discharged in the winter season to avoid unnecessary heat losses.

3. Results of the simulations

Table 3 lists the quantities describing the performance of the steam supply system in all analysed cases. For the case when TES serves as a replacement for the second boiler during morning peaks, thermal energy storages consisting of multiples of the originally designed 6-tank battery were analysed, up to 60 tanks in total. Negative values of "additional fuel consumption" mean energy savings. The relative values of "additional fuel consumption" were calculated in relation to the total fuel consumption in the base case.

Table 3. Energy balance of the steam cycle in all analysed cases (own source)

Quantity		Production of steam	Average boiler efficiency (excluding start-ups)	Consumption of fuel (excluding start-up losses)	Number of start-ups	Start-up losses	Total consumption of fuel	Additional fuel consumption	
Unit		**GWh**		**GWh**		**GWh**	**GWh**	**GWh**	
Base case		28.319	66.32%	42.704	138	0.386	43.090	-	-
Emergency steam supply		28.815	66.98%	43.023	138	0.386	43.409	0.319	0.74%
Replacement of the second boiler	**6 tanks**	28.367	66.39%	42.725	136	0.381	43.106	0.016	0.04%
	12 tanks	28.390	66.43%	42.738	135	0.378	43.116	0.026	0.06%
	18 tanks	28.413	66.52%	42.713	132	0.370	43.083	-0.007	-0.02%
	24 tanks	28.437	66.58%	42.709	130	0.364	43.073	-0.016	-0.04%
	30 tanks	28.460	66.64%	42.703	128	0.358	43.062	-0.028	-0.07%
	36 tanks	28.482	66.70%	42.704	127	0.356	43.059	-0.031	-0.07%
	42 tanks	28.505	66.75%	42.701	126	0.353	43.054	-0.036	-0.08%
	48 tanks	28.527	66.80%	42.703	125	0.350	43.053	-0.037	-0.09%
	54 tanks	28.548	66.86%	42.700	124	0.347	43.047	-0.043	-0.10%
	60 tanks	28.571	66.89%	42.711	124	0.347	43.058	-0.032	-0.07%

The results capture the effect of boiler load on its efficiency. The average yearly efficiency of the boilers is about 66% - a low value compared to the nominal 83.5%. This is caused mainly by low average boiler loads during the summer season, resulting in average efficiency in the summer at the level of 50%. Since increasing the load of the boilers leads to an increase of energy efficiency, introducing additional steam production (due to heat losses from the TES) slightly improves the boilers efficiency. Consequently, the additional consumption of fuel due to the increased production is partially compensated by more efficient use of this fuel. In the variant where the 6-tank TES is idle and serves as an emergency heat source the total heat losses (and thus the additional steam production) amount to 496 MWh (1.75%). However, the consumption of fuel increases only by 319 MWh (0.74%).

The effect of the TES on the overall energy consumption of the system in the “boiler replacement” scenario is negligible. On the one hand, using the TES allows for avoiding up to 14 boiler start-ups when 60 tanks are used, but on the other hand, each additional tank is a source of more heat losses. Although the results show net energy savings for 18 tanks or more, the relative value of these savings does not exceed 0.1%. The uncertainty of start-up losses must also be considered for critical analysis of the results. In the best scenario with 54 tanks the energy savings are 43 MWh, out of which 39 MWh are the reduced start-up losses and the remaining 4 MWh are the result of increased boiler efficiency. If the unit start-up loss was 50% smaller, the energy savings would decrease to 23 MWh, and if the unit start-up loss was 50% greater, the energy savings would increase to 62 MWh. In either case, the relative energy savings remain negligible.

Although the presented results do not indicate a high usefulness of the TES for improvement of the efficiency of steam supply, they are only a starting point for further optimisation which will be investigated in the ISSDEMO project.

Summary

The paper presented a case study of the use of thermal energy storage in an industrial setting, where high temperature steam is used for technological purposes. A TES utilising the latent heat of tin was designed. In the event of a sudden interruption of the primary heat source, the thermal energy stored in the molten or partially molten tin can be released through controlled solidification. This backup capability ensures continuity of steam supply, prevents abrupt thermal transients in downstream equipment, and enhances the overall reliability and safety of the energy system. Yearly operation costs (in terms of additional coal consumption) of such system were calculated – the total yearly fuel consumption in this scenario increases by less than 1% (as a result of heat losses from the TES). A case of using TES instead of a second boiler for covering morning peak demand was also investigated. Although the results of simulations show negligible effects on the overall energy balance of the factory, there exists a significant optimisation potential. The presented scenarios focused only on one aspect of the operation of the system, namely boiler start-ups. However, the simulations also determined that the boilers currently operate at low load, especially during the summer season, which greatly impairs their energy efficiency. The average energy efficiency of the boilers during the summer months can be as low as 50%. Increasing the load of the boilers improves their efficiency which translates into savings of fuel. This effect was captured in the simulations, where in several cases the total fuel consumption of fuel in the boilers was lower even though the total production of steam was higher, all thanks to increased boiler efficiency. This result hints at the potential of TES for improving the energy efficiency of steam supply by stabilising the work of the boilers and optimising their load. Further investigations into this subject are needed; the results presented in this paper are just the first phase of the research.

Acknowledgements

This research was funded by CETPartnership, the Clean Energy Transition Partnership under the 2023 joint call for research proposals, co-funded by the European Commission (GA N°101069750) and with the funding organizations detailed on https://cetpartnership.eu/funding-agencies-and-call-modules (accessed on 29 April 2026).
Polish partners were supported by grant no. CETP/2022/19/ISSDEMO/2024 funded by The National Centre for Research and Development.

Bibliography

[1] Eurostat (2026). *Energy in Europe – 2026 edition.* https://ec.europa.eu/eurostat/web/interactive-publications/energy-2026
[2] Miró, L.; Gasia, J.; Cabeza, L.F. (2016). Thermal energy storage (TES) for industrial waste heat (IWH) recovery: A review. *Applied Energy*, *179*, 284–301. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.06.147
[3] Lizana, J.; Chacartegui, R.; Barrios-Padura, A.; Valverde, J.M. (2017). Advances in thermal energy storage materials and their applications towards zero energy buildings: A critical review. *Applied Energy*, *203*, 219–239. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.06.008
[4] *Project ISSDEMO: Industrial process Steam Supply - DEMOnstration of an ultra-dynamic thermal energy storage.* https://issdemo.polsl.pl/

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_63

Computational and experimental study of charging and discharging process of a heat storage unit with phase change material

DANIEL SMYKOWSKI, BEATA PYTLIK, TOMASZ TIETZE, PIOTR SZULC

Wroclaw University od Science and Technology, Department of Energy Conversion Engineering
ul. Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław
e-mail: piotr.szulc@pwr.edu.pl

Keywords: thermal energy storage, phase change material, numerical modelling, experimental study, model validation

An alternative to water as heat storage material are phase change materials (PCMs), which, within the phase transition temperature range, are capable of accumulating several times more heat. Their main disadvantage, however, is low thermal conductivity, which requires the use of specific structural solutions in the design of thermal storage systems. Numerical modeling methods are a useful tool in designing optimal storage configurations, as they allow to reduce the experimental studies. In this study, the Authors focused on the development of an original numerical model of a thermal energy storage unit and on simulating the charging and discharging processes. The novelty of the developed model lies in the implementation of PCM properties obtained from DSC–TGA measurements. The simulation results were subsequently validated against measurements conducted on a laboratory test stand specifically constructed for this purpose and equipped with a thermal energy storage unit. It was demonstrated that the developed numerical model accurately reproduces the heat transfer between the heat transfer fluid (air), the heat exchange system consisting of a finned tube, and the PCM, accumulating thermal energy. In the case of the PCM temperature and the heat transfer fluid temperature, the deviation between simulated and measured values did not exceed 5%, while for charging and discharging time, the deviation ranged between 5% and 7%.

Introduction

Water is the most commonly utilized medium for thermal energy storage. However, its use is typically limited to temperatures below 100°C. Increasing the operating temperature above this threshold necessitates the use of pressurized systems, which increases costs and reduces operational reliability. While this temperature range is sufficient for certain applications, such as space heating or domestic hot water systems, it is inadequate for others, particularly industrial processes. Furthermore, sensible heat storage in the form of hot water is generally short-term, and storage tanks require effective thermal insulation to ensure sufficient discharge periods [1]. Due to the low energy storage density, industrial-scale water-based TES systems are characterized by substantial dimensions.

One of the more effective methods to increase the specific heat capacity of a storage system (energy storage density) is to utilize the phase change of the storage material. In such cases, the total heat capacity is enhanced by the latent heat. These substances are referred to as phase change materials (PCMs) and offer numerous advantages. Their application potential exceeds that of water, and they are currently the subject of intensive research [2].

In addition to enhanced heat capacity, PCMs are characterized by features such as the ability to tailor the phase change temperature to the heat source parameters, a wide range of operating

temperatures, high energy storage density, low thermal expansion, non-toxicity, and commercial availability [3–5]. Phase change materials can be classified based on their phase transition temperature range, enthalpy of fusion, or operating temperature range. However, the most common classification is based on the chemical composition of the material. The most widely adopted classification of PCMs is presented in Figure 1 [6–11].



Figure 1. Classification of Phase Change Materials
Source: Developed by the authors.

However, evaluating the influence of individual factors experimentally is both time-consuming and costly. Numerical modeling serves as a vital tool for supporting the research and optimization of phase-change thermal energy storage systems. This approach requires the development of a geometric model representing the actual storage unit and a mathematical model describing the underlying physical processes. In the context of modeling PCM-based thermal storage, a critical aspect is the accurate representation of the phase change process [12]. The modeling of phase transistion is based on the temperature-dependent heat capacity of the PCM (linked to the material phase) and the enthalpy of the phase change [13,14].

A wide spectrum of numerical approaches has been developed for the modelling of phase change phenomena, including, among others, the enthalpy method, enthalpy–porosity formulation, effective (apparent) heat capacity method, moving boundary (hot surface) method, front-tracking techniques, thermal resistance approach, as well as finite volume and finite element methods [15,16].

One of the more advanced software packages for the numerical modeling of phase transitions is COMSOL Multiphysics, which utilizes the Finite Element Method (FEM). Numerous studies in the literature have employed COMSOL for this purpose. For instance, reference [17] analyzed a CFD model of a cascaded packed bed of phase change materials. To achieve this, the study utilized the built-in phase change function available within the software. This function assumes the calculation of heat capacity according to Equation (1):

$$C_{p,PCM} = \frac{1}{\rho}\left(\theta\rho_l C_{p,l} + (1-\theta)\rho_s C_{p,s}\right) + L\frac{\partial\alpha}{\partial T} \quad (1)$$

The liquid fraction was defined according to the relationships presented in Equations (2) and (3).

$$\theta = 1 - \alpha \quad (2)$$

$$\alpha = \begin{cases} 0 & for \quad T \le \left(T_m - \frac{\Delta T_m}{2}\right) \\ \frac{1}{2}\frac{(1-\theta)\rho_s - \theta\rho_l}{\theta\rho_l + (1-\theta)\rho_s} & for \quad \left(T_m - \frac{\Delta T_m}{2}\right) > T > \left(T_m + \frac{\Delta T_m}{2}\right) \\ 1 & for \quad T \ge \left(T_m + \frac{\Delta T_m}{2}\right) \end{cases} \quad (3)$$

In the conducted studies, it was found that the maximum difference between the laboratory-measured and simulated temperatures was approximately 3.5%. This discrepancy was attributed to the differences between the heat transfer coefficients in the experimental setup and those used in the simulation model. In the numerical model, constant heat transfer coefficients were assumed for the material in both the liquid and solid phases.

Other studies [18] have demonstrated that the enthalpy-porosity method [19] can be implemented within COMSOL Multiphysics to represent the phase change process. Of particular interest is the formulation for calculating the liquid fraction, as expressed by Equation (4).

$$\theta = \begin{cases} 0 & for \quad T \le T_s \\ \frac{T - T_s}{T_l - T_s} & for \quad T_s < T < T_l \\ 1 & for \quad T \ge T_l \end{cases} \quad (4)$$

Equations (2–4) were validated using experimental data from [20–22]. It was highlighted that natural convection is a significant factor that should be accounted for in numerical models of phase change material melting.

In [23], the use of a phase change material for simultaneous cooling and thermal energy storage within a thermoelectric generator (TEG) system was analyzed. To simulate the phase transition process, the authors employed the Effective Heat Capacity Method (EHCM), in which convective heat transfer was neglected. The heat capacity was defined using Equation (5).

$$C_p = \begin{cases} C_{p,s} & for \quad T \le \left(T_m - \frac{\Delta T_m}{2}\right) \\ \frac{1}{\rho}\left(\theta\rho_l C_{p,l} + (1-\theta)\rho_s C_{p,s} + \frac{\rho_s\rho_l}{\rho}\frac{\partial\alpha}{\partial T}L\right) & for \quad \left(T_m - \frac{\Delta T_m}{2}\right) > T > \left(T_m + \frac{\Delta T_m}{2}\right) \\ C_{p,l} & for \quad T \ge \left(T_m + \frac{\Delta T_m}{2}\right) \end{cases} \quad (5)$$

Model validation revealed that the discrepancy in the phase transition temperature between the numerical simulations and experimental results ranged from 3% to 5%.

Taking into account the aforementioned considerations, we have developed a 3D numerical model of the experimentally studied laboratory heat storage unit. The model employed the effective heat capacity method together with the thermophysical properties of the PCM from DSC measurement. Subsequently, the effective heat capacity function was refined to reproduce the phase change peak from DSC measurement.

In this study, the Authors focused on the development of an original numerical model of a thermal energy storage unit and on simulating the charging and discharging processes. The novelty of the developed model lies in the implementation of PCM properties obtained from DSC–TGA (Differential Scanning Calorimetry and Thermogravimetric Analysis) measurements. The simulation results were subsequently validated against measurements conducted on a laboratory test stand specifically constructed for this purpose and equipped with a thermal energy storage unit. It was demonstrated that the developed numerical model accurately reproduces the heat transfer between the heat transfer fluid (air), the heat exchange system consisting of a finned tube, and the PCM, accumulating thermal energy. In the case of the PCM temperature and the heat transfer fluid temperature, the deviation between simulated and measured values did not exceed 5%, while for charging and discharging time, the deviation ranged between 5% and 7%.

1. Materials and Methods

1.1. Laboratory setup

To conduct the experimental part of the study, a custom laboratory setup was designed and built. The schematic diagram of the experimental setup is shown in Figure 2. The laboratory test stand consists of a thermal energy storage unit filled with a phase change material, an electric air heater, a data acquisition unit integrated with a control system, a set of temperature sensors, and a flow meter.

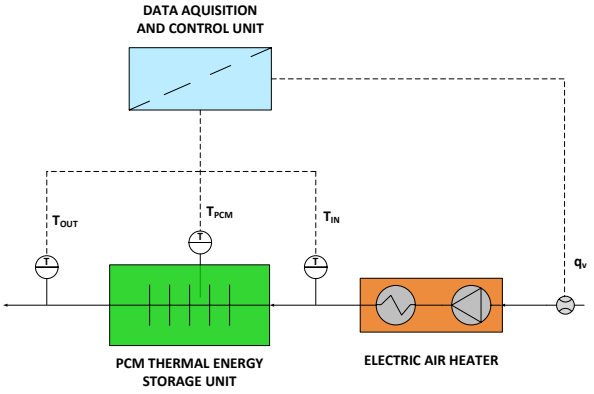


Figure 2. Schematic diagram of the laboratory-scale experimental setup
Source: Developed by the authors.

The detailed specifications of the individual components and devices comprising the experimental setup are presented in Table 1.

Table 1. Specifications of the experimental setup components and devices

Component	Specifications	
Air heater	model	Leister, model Mistral 6;
	maximum power	4.5 kW
	maximum temperature	650°C
Air flow meter	model	Aalborg GFM67
	measuring range	0–500 dm³/min
	maximum pressure	3400 kPa

Component	Specifications	
Temperature sensors	Type	J thermocouples, T-208p
	maximum temperature	800°C
	class accuracy	1

Source: Developed by the authors.

Figure 3 presents a photograph of the laboratory test stand, with the most critical components clearly labeled.

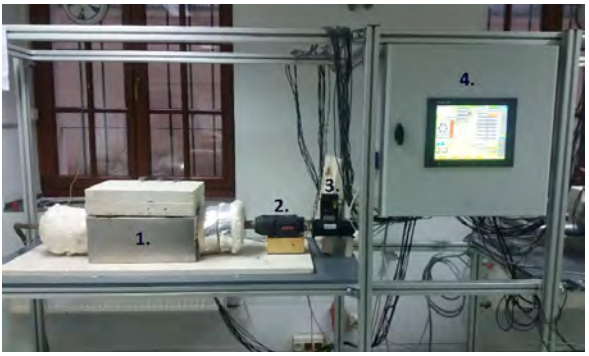


Figure 3. Laboratory setup: 1 - heat storage unit, 2 - air heater, 3 – flow meter, 4 - data acquisition and control unit

Source: Developed by the authors.

The thermal energy storage unit consisted of a rectangular steel tank fabricated from SS316L stainless steel. The tank contained a Hitec salt mixture, in which a finned tube was submerged. A dimensioned schematic of the storage unit is presented in Figure 4.

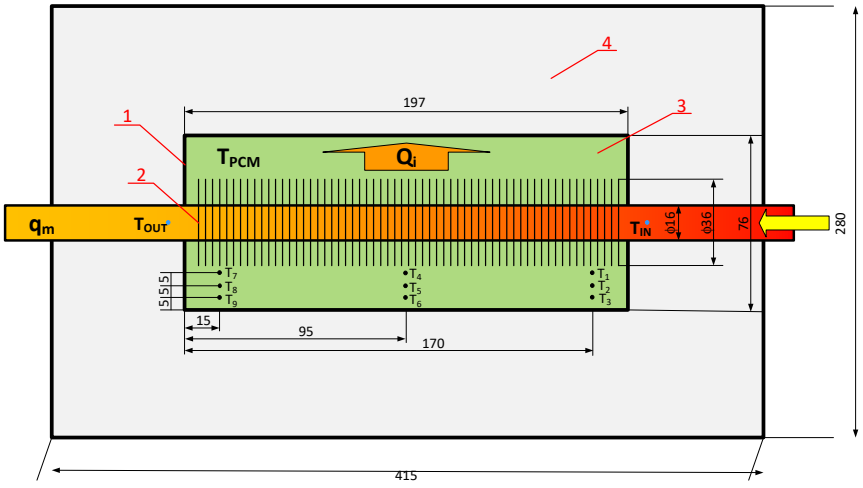
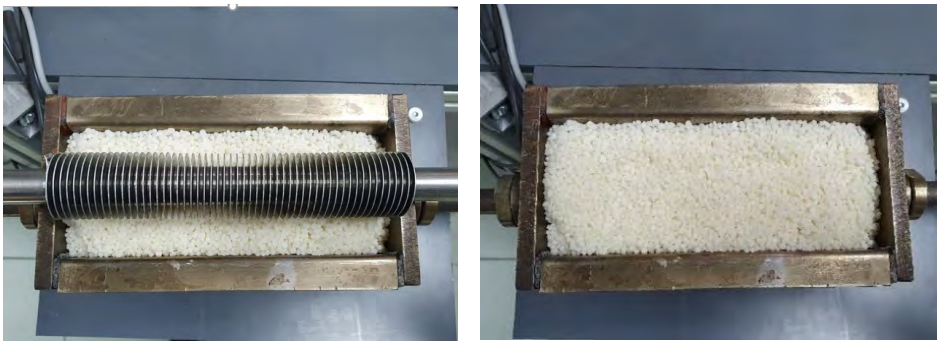


Figure 4. Dimensions of the thermal energy storage unit and the arrangement of thermocouples: 1 – inner stainless steel container, 2 – finned tube, 3 – PCM, 4 – compressed mineral wool panels insulation

Source: Developed by the authors.

The tube fins were made of aluminum, with a fin diameter of 36 mm and a total of 56 fins. The tube was placed in a stainless steel container (1) with internal dimensions of 197 × 76 × 85 mm. The entire assembly was placed in an outer shell that was also made of stainless steel with dimensions of 415 × 280 × 180 mm and closed with a cover. The space between the container and the outer shell was filled with high-temperature resistant (up to 1200 °C) insulation made of compressed mineral wool panels (4). The temperature distribution of the PCM was measured using nine type J-type thermocouples, arranged according to the diagram in Figure 4.

Figure 5 presents photographs of the thermal energy storage unit.



(a) (b)

Figure 5. Photographs of the laboratory-scale thermal energy storage unit

Source: Developed by the authors.

The detailed geometric parameters of the laboratory-scale phase-change TES system are presented in Table 2. The thermal energy storage unit was filled with a Hitec salt mixture consisting of $NaNO_3$ – $NaNO_2$ – KNO_3 (7% – 40% – 53%). Its key thermophysical properties are summarized in Table 3. These properties were determined using the DSC–TGA method, following the detailed methodology described in [6].

Table 2. Detailed geometric specifications of the laboratory-scale thermal energy storage unit

Parameter	Unit	Value
Storage unit width	mm	76
Storage unit length	mm	197
Storage unit height	mm	85
Tube mounting height	mm	63
Tube mounting width	mm	38
Inner tube diameter	mm	16
Outer tube diameter	mm	19
Fin diameter	mm	36
Fin thickness	mm	0,6
Number of fins	–	56
Fin pitch	mm	3

Source: Developed by the authors.

Table 3. Thermophysical properties of the Hitec salt mixture

Parameter	Unit	Value
Phase change temperature (solid – liquid)	°C	150.2
Phase change onset temperature (melting)	°C	137.1
Phase change endset temperature (melting)	°C	159.2
Phase change temperature (liquid–solid)	°C	132.9
Phase change onset temperature (solidification)	°C	140.9
Phase change endset temperature (solidification)	°C	126.2
Latent heat of phase change	kJ/kg	122.4

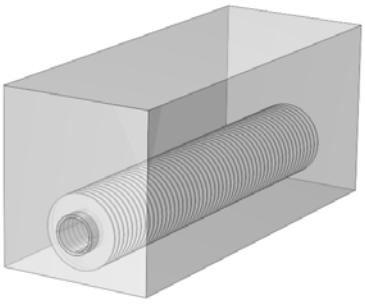
Source: Developed by the authors based on [6].

The objective of the measurements conducted on the laboratory test stand was to investigate the charging and discharging processes of the PCM-filled thermal energy storage unit, and to compare selected parameters with results obtained from numerical simulations. The following quantities were recorded during the measurements:

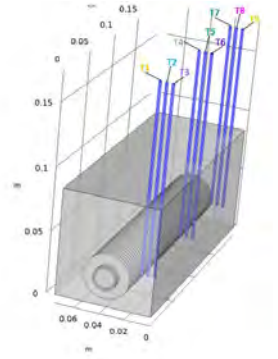
- temperature inside the PCM at nine distinct points,
- inlet and outlet air temperatures of the thermal energy storage unit,
- air volume flow rate.

1.2. Numerical model of the heat storage unit

Figure 6 presents the three-dimensional (3D) model representing the geometry of the laboratory-scale thermal energy storage unit (a), including the indicated temperature monitoring points, A1–A6 (b).



(a)



(b)

Figure 6. Three-dimensional model representing the geometry of the laboratory-scale thermal energy storage unit (a), with indicated temperature monitoring points A1–A9 (b)

Source: Developed by the authors.

The input parameters for the three-dimensional (3D) model, which represents the geometry of the laboratory-scale thermal energy storage unit, are provided in Table 4.

Table 4. Input parameters for the 3D model of the thermal energy storage unit

Parameter	Unit	Symbol	Value
Specific heat of the fin material	kJ/(kg·K)	$C_{p,RAD}$	0.91
Specific heat of the liquid PCM	kJ/(kg·K)	$C_{p,PCM,L}$	1.73
Specific heat of the solid PCM	kJ/(kg·K)	$C_{p,PCM,S}$	1.17
Specific heat of the tube material	kJ/(kg·K)	$C_{p,P}$	0.5
Inner tube diameter	mm	D_{in}	16
Outer tube diameter	mm	D_{out}	19
Fin diameter	mm	D_{RAD}	36
Latent heat of phase change	kJ/kg	ΔH_M	122
Storage unit height	mm	H_{AK}	85
Thermocouple immersion depth	mm	H_{TC}	20
Storage unit length	m	L_{AK}	197
Thermal conductivity of the fin material	W/(m·K)	λ_{RAD}	150
Thermal conductivity of the liquid PCM	W/(m·K)	$\lambda_{PCM,L}$	-0.00064T+0.586
Thermal conductivity of the solid PCM	W/(m·K)	$\lambda_{PCM,S}$	0.00064T+0.586
Thermal conductivity of the tube material	W/(m·K)	$\lambda_{PCM,P}$	30
Number of fins	–	N_{RAD}	56
Inlet air pressure	MPa	p_{in}	0.12
Inlet air flow rate	dm^3/s	q_m	2.5
Fin material density	kg/m^3	ρ_{RAD}	2700
PCM density	kg/m^3	ρ_{PCM}	2083.5-0.748T
Tube material density	kg/m^3	ρ_P	8000
Inlet air temperature	°C	t_{in}	350
Initial temperature	°C	t_0	100
Fin thickness	mm	t_{RAD}	0.6
Phase change endset temperature	°C	$t_{M,F}$	159.2
Phase change onset temperature	°C	$t_{M,I}$	137.1
Peak phase change temperature	°C	t_M	150.2
Storage unit width	mm	W_{AK}	76
Fin pitch	mm	W_{RAD}	3

Source: Developed by the authors.

In the laboratory-scale thermal energy storage unit, heat transfer occurs between the fluid flowing inside the tube, the material of the tube and fins, and the PCM. Therefore, to accurately replicate the phenomena occurring within the unit, the numerical model consisted of three domains representing its individual components: the fluid flowing inside the tube, the finned tube, and the phase-change material. In the domain encompassing the working fluid, which was air (a), the k–ε model was applied to describe the turbulent flow [24–26]. The fluid flow, referring to a single-phase flow model, was described using equations (6–8). The model comprises the continuity equation, the momentum balance equation derived from Newton's second law of motion, and the energy conservation equation.

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_F \mathbf{u}_F) = 0 \tag{6}$$

$$\rho_f \frac{\partial \mathbf{u_f}}{\partial t} + \rho_f(\mathbf{u_f} \cdot \nabla)\mathbf{u_f} = \nabla \cdot [-p\mathbf{I} + \tau] + \mathbf{F} \tag{7}$$

$$\rho_f C_{p,f}\left(\frac{\partial T}{\partial t} + (\mathbf{u_f} \cdot \nabla)T\right) = -(\nabla \cdot \mathbf{q}) + \boldsymbol{\tau}\colon \mathbf{S} - \frac{T}{\rho_f}\frac{\partial \rho_f}{\partial T}\Big|_p \left(\frac{\partial p}{\partial t} + (\mathbf{u_f} \cdot \nabla)p\right) + \dot{Q} \tag{8}$$

Heat transfer within the material of the finned tube occurs via conduction. In the PCM, however, a phase change takes place, during which the material transforms from solid to liquid and liquid to solid phase during charging and discharging respectively. This process leads to changes in properties such as density, viscosity, and thermal conductivity. Additionally, natural convection occurs within the liquid phase. The Boussinesq equation [27] is employed to resolve the effects of natural convection in the PCM. Under this assumption, fluid density remains constant in all terms of the transport equations, with the sole exception of the buoyancy-induced lift. Here, the coupling between density changes and gravity is maintained to accurately capture the convective flow field, what is represented by Equation (9).

$$(\rho_{\mathrm{PCM}} - \rho_{\mathrm{i}}) \cdot \mathrm{g} \approx -\rho_{\mathrm{i}} \cdot \beta_{\mathrm{T}} \cdot (\mathrm{T} - \mathrm{T_i}) \cdot \mathrm{g} \tag{9}$$

Equations (10) and (11) formulate the heat transfer process occurring in the PCM material [27,28].

$$\rho_{\mathrm{PCM}} \mathrm{C_{p,PCM}} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho \mathrm{C_{p,PCM}} \mathbf{u}_{PCM} \cdot \nabla \mathrm{T} + \nabla \cdot \mathbf{q} = Q \tag{10}$$

$$\mathbf{q} = -k_{\mathrm{PCM}} \nabla \mathrm{T} \tag{11}$$

Correspondingly, the heat exchange within the HTF is defined by Equation (12) [27,28].

$$\rho_f C_{p,f} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_{p,f} \mathbf{u}_f \cdot \nabla T + \nabla \cdot \mathbf{q} = Q \tag{12}$$

The heat capacity of the material at a given temperature was determined using equation (13) [27,28].

$$H_{PCM} = h_{\mathrm{ref}} + \int_{t_{ref}}^{t} C_p dT + \Delta H_{PCM} \tag{13}$$

The amount of heat stored within the PCM mass results from its heat capacity (ΔH_{PCM}). Due to the very high latent heat of phase change compared to the specific heat, a discontinuity in the Cp function and a peak representing the increased heat capacity of the material appear within the phase change range. In this situation, the Cp curve can be divided into three regions:

- the Cp curve region for the solid phase at temperatures below the phase change,
- the phase change region,
- the Cp curve region for the liquid phase at temperatures above the phase change.

The most commonly used approach for modeling phase change is the liquid fraction method, represented by equation (14).

$$\Delta H_{PCM} = \theta_l \cdot L_{PCM} \tag{14}$$

The fraction of the liquid phase is determined [27] by the melting point and the solidification point of the PCM material. As a result, the effective heat capacity function is represented by a non-continuous function of a profile presented in Figure 8.

In this study, an innovative approach was proposed in which the effective heat capacity function was modified in order to reproduce DSC curve. Phase change temperature range is represented by T_i (phase change onset) and T_f (phase change end), determined from DSC measurement of the PCM material [6]. As a result, the effective heat capacity is expressed by three regions: solid, phase change range and liquid (Table 5).

Table 5. Effective heat capacity function

Temperature range, °C	Effective heat capacity, kJ/kg·K
$< T_i$	$C_{P,S}$
$T_i - T_f$	$C_{P,S} + \frac{\Delta H_M}{T_f - T_i}$
$> T_f$	$C_{P,L}$

Source: Developed by the authors.

The next step is the postprocessing of the effective heat capacity function in order to gain the continuity and to reshape the phase change region to reach DSC curve profile. For this purpose, second–order derivative smoothing function in COMSOL Multiphysics software was employed. The result of the heat capacity function postprocessing is presented in Figure 7.

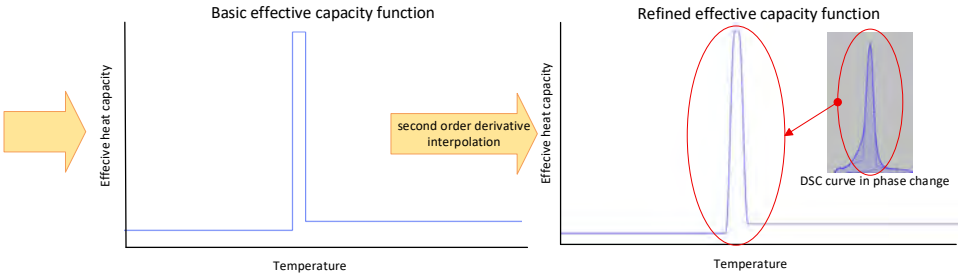


Figure. 7. Effective heat capacity characteristics of the PCM: basic function (left) and refined function via second-order derivative interpolation (right), including the experimental DSC curve inset.

Source: Developed by the authors.

The computational mesh used in the simulations was selected based on preliminary studies conducted with varying mesh parameters. The selection criteria was a temperature deviation threshold of 0.01°C. The selected mesh consisted of 8128897 elements in total with minimum element size equal to $3.94 \cdot 10^{-5}$m and maximum element size of 3.94mm. Boundary layer mesh refinement within 5 layers was applied. The final mesh parameters are presented in Table 6.

Tabela 6. Parameters of the computational mesh used in the simulations

Parameter	Value
Number of mesh elements, –	8128897
Minimum element size, m	$3.94 \cdot 10^{-5}$
Maximum element size, mm	3.94
Maximum element growth rate	1.3
Curvature factor	0.2
Resolution of narrow regions	1

Source: Developed by the authors.

The boundary conditions applied to the individual domains of the model are summarized in Table 7, while the parameters of the air used for charging the storage unit are listed in Table 8.

The time-dependent solver (fully coupled) used in the simulation employed the BDF time stepping method with maximum step size of 0.01 min. PARDISO algorithm was used to solve the non-isothermal flow multiphysics node.

Table 7. Boundary conditions applied to the individual domains of the thermal energy storage unit

Domain	Bonduary condition
External walls of the storage unit	Thermal insulation, $-n \cdot q = 0$
Air inlet to the tube	Normal inflow velocity, $u_{0,}$ Air temperature value, T_{ustr}
Air outlet from the tube	Relative pressure value, $p_0 = 0$

Source: Developed by the authors.

Table 8. Air parameters at the storage unit inlet

Parameter	Unit	Value
Inlet air pressure	bar	1.2
Inlet air volume flow rate	dm^3/min	10 –150
Inlet air temperature (charging)	°C	350
Inlet air temperature (discharging)	°C	40

Source: Developed by the authors.

2. Simulation results and validation

Numerical simulations of the charging and discharging processes of the thermal energy storage unit were performed to reflect the experimental tests conducted on the laboratory stand. The analyzed parameters included: charging and discharging times within the phase change range, the temperature distribution of the phase-change material over time, the heat flow rate transferred by the working fluid, the distribution of the unit heat flux transferred to the PCM, and the spatial temperature distribution.

2.1. Simulation of the thermal energy storage charging process

Figure 8 shows the time-dependent characteristics of the PCM temperature distribution at points corresponding to the locations of the thermocouples in the laboratory-scale thermal energy storage unit. The analysis of the simulation results focused on the phase change region, which constitutes the operating conditions of the thermal energy storage unit and is most critical from an operational perspective.

Based on the analysis of the time-dependent PCM temperature distribution characteristics, it was found that the phase change occurs within the temperature range of 150°C to 160°C, which is consistent with the experimental data. A crucial parameter of the thermal energy storage unit is the phase change duration during the charging process. These times are very closely aligned; the simulation yielded a value of τ_S = 16 minutes, while the measurement resulted in τ_P = 15 minutes.

To compare the charging dynamics of the thermal energy storage unit obtained through simulations and laboratory measurements, the final temperature of the storage material at the 130th minute was compared (Fig. 8). In the case of laboratory measurements, the material reached an average

temperature of approximately 255°C (mean value for points A1–A9), whereas in the simulation, this value was approximately 256°C, resulting in a difference of about 0.4%, what is represented in Fig. 9. A summary of the statistical comparison between the simulation results and laboratory measurements is presented in Table 9 and Figure 9.

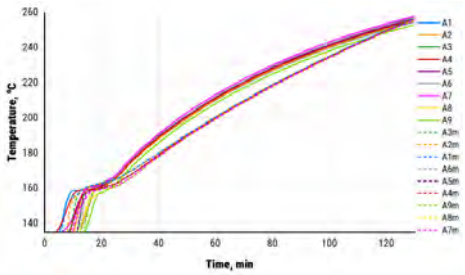


Figure. 8 Time-dependent temperature distribution of the PCM – measured values (A1–A9) and simulation results (A1m–A9m).

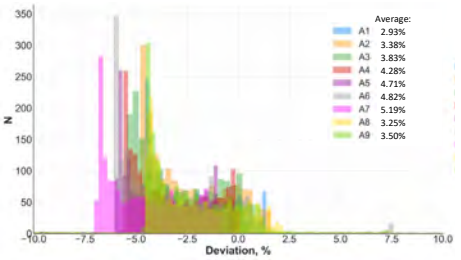


Figure 9. Histogram of the relative deviation between simulated and measured temperature values for measurement points A1–A9 during the charging process.

Source: Developed by the authors.

Table 9. Comparison of temperature and phase change duration differences between numerical simulations and laboratory measurements

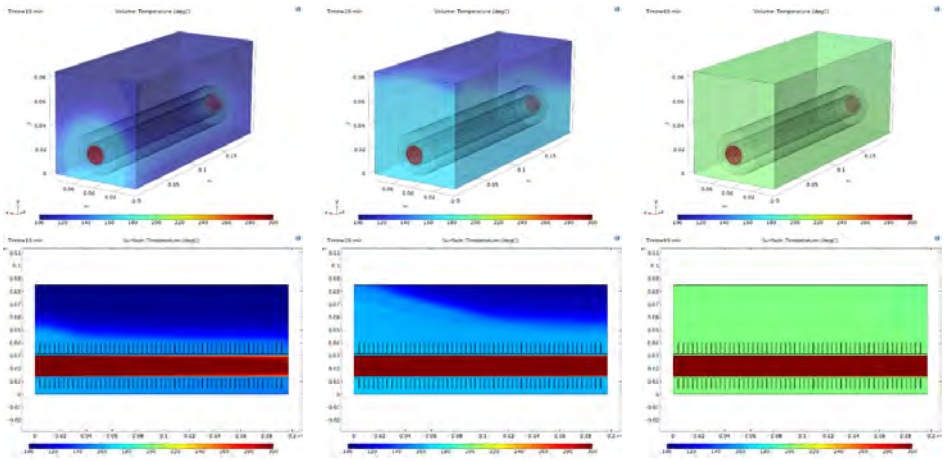
Parameter	Average PCM temperature deviation, %
Temperature – phase change region	3.8%
Temperature – liquid phase region	5.9%
Phase change duration	6.2%

Source: Developed by the authors.

The simulation temperature in the phase change region differs from the measured values by approximately 3.8%, and in the liquid phase region by approximately 5.9%. This is also reflected in Figure 8 where the temperature characteristics show high consistency in the phase change region, while a slight deviation occurs in the liquid phase region. The histogram (Fig. 9) illustrates that most deviation values for all measurement points (A1–A9) are concentrated within a narrow range of -7.5% to +2.5%, demonstrating the model's accuracy. The lowest deviation was recorded at point A1 (2.93%), while the highest was observed at point A7 (5.19%). The average deviation for the entire PCM volume remains below 6%.

Comparing the PCM temperature distribution characteristics from the simulation with the measured values confirms that the model correctly replicates the temperature distribution within the PCM. In contrast to the solid phase, which is characterized by a distinct temperature gradient, the gradient in the liquid phase is minimal (Fig. 8). It should be noted that during the charging process in the liquid phase, certain discrepancies exist between the measured and simulated characteristics. However, these result from the specific conditions of the laboratory tests. The laboratory-scale thermal energy storage unit is equipped with components such as the housing, insulation, and auxiliary structural elements, which affect the PCM heating process due to their additional heat capacity. Furthermore, the model did not account for heat losses, which influence the experimental measurements.

Minor temperature differences do not significantly affect the analysis of the charging and discharging processes. Crucially, the model accurately captures the PCM temperature distribution within the phase change range—the storage unit's primary operating region. Figure 10 shows the resulting 3D temperature maps for the unit (up) and its longitudinal cross-section (down).



a) τ = 10 min b) τ = 20 min c) τ = 60 min

Figure 10. Temperature distribution within the thermal energy storage unit: up – three-dimensional view, down – longitudinal cross-section

Source: Developed by the authors.

Based on the analysis of the temperature distribution within the thermal energy storage unit, it was found that the PCM heating is most intense around the finned tube. Furthermore, faster heating of the PCM is observed around the tube section near the air inlet, while slower heating occurs towards the outlet. This effect is caused by the temperature gradient developing between the inlet and the outlet of the finned tube, which significantly influences the progression of the phase change process.

2.2. Simulation of the thermal energy storage discharging process

To verify the numerical model, an analysis of the thermal energy storage discharging process was also conducted. Figure 11 presents the PCM temperature distribution during the discharging of the laboratory-scale unit, obtained from measurements (A1–A9) and numerical simulations (A1m–A9m). A comparison of the PCM temperature distribution characteristics obtained from the simulation and measurements during the discharging process leads to similar conclusions as in the case of the charging process. The model replicates the PCM temperature distribution over time to a satisfactory degree; however, greater differences in the average temperature values occur in the liquid phase region than in the phase change region. It was found that the phase change is observed within the range of 135–145°C, which is consistent with the experimental data. A crucial parameter of the thermal energy storage unit is the discharging duration within the phase change range. For the simulation, this duration was approximately 19 minutes, which was close to the measured value, of 18 minutes. A summary of the statistical comparison between the simulation results and laboratory measurements is presented in Table 10 and Figure 14.

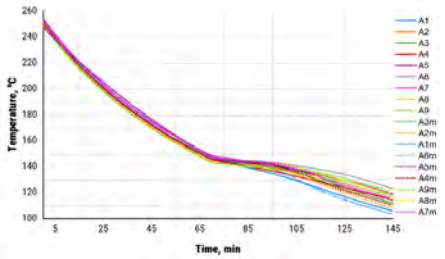


Figure 13. Time-dependent temperature distribution of the PCM – measured values (A1–A9) and simulation results (A1m–A9m) at an air volume flow rate of 100 dm³/min
Source: Developed by the authors.

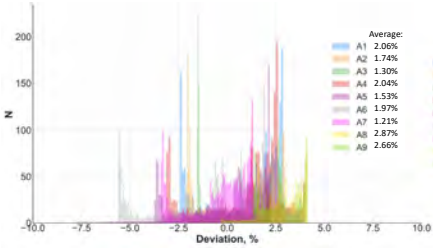


Figure 14. Histogram of the relative deviation between simulated and measured temperature values for measurement points A1–A9 during the discharging process

Table 10 summarizes the differences between the average PCM temperature at points A1–A9 obtained from the simulation and the values measured at the laboratory stand. In the phase change region, this difference is 3.4%, while in the liquid phase region, it reaches an average value of 5.2%. This trend is reflected in Figure 13, where the time-dependent temperature distribution characteristics show high consistency in the phase change region, whereas a slight deviation occurs in the liquid phase region.

Table 10. Comparison of temperature and phase change duration differences between numerical simulations and laboratory measurements

Parameter	Average PCM temperature deviation, %
Temperature – phase change region	3.4%
Temperature – liquid phase region	5.2%
Phase change duration	5.5%

Source: Developed by the authors.

The statistical analysis of deviations for the discharging process (Figs. 14) indicates even higher consistency between the numerical model and experimental data than observed during the charging phase. The deviation distribution histogram (Fig. 14) exhibits symmetry around the zero value, with the vast majority of results falling within a range of -3.5% to +4.0%. The average relative deviation values for individual measurement points remain below 3.0%. The highest model precision was recorded at point A7 (1.21%), while the maximum average deviation occurred at point A8 (2.87%).

Summary and Conclusions

This paper presents a comprehensive study of the charging and discharging processes in a thermal energy storage (TES) unit utilizing phase change materials (PCM). The objective of the research was to develop and validate an original numerical model capable of accurately simulating these processes, thereby reducing the need for costly and time-consuming experimental testing. A dedicated laboratory test stand was designed and constructed, featuring a storage unit filled with a Hitec salt mixture as the primary component. A numerical model replicating the laboratory-scale unit was developed using the COMSOL Multiphysics environment. The novelty and distinguishing feature of this work lie in the implementation of actual thermophysical properties of the PCM, derived from DSC-TGA measurements, into the numerical model. This approach eliminated the common simplifications found in existing models—which often rely on constant values or theoretical assumptions—thereby reducing potential discrepancies.

The results demonstrate high consistency between the developed numerical model and the laboratory measurements. Model validation confirmed that the error in replicating the temperature distribution within the PCM and the working fluid temperature does not exceed 5%. Regarding the duration of the charging and discharging processes, the deviation between simulation and experiment ranged from 5% to 7%. The dynamics of temperature changes across various regions of the storage unit were analyzed, establishing that the phase change occurs within the temperature range of 135–145°C. During the discharging process at an air volume flow rate of 100 dm³/min, the phase change duration obtained from the numerical simulation was approximately 19 minutes, closely matching the measured time of approximately 18 minutes. The average temperature difference within the phase change region between simulations and measurements was only 3.4%, increasing to approximately 5.2% in the liquid phase.

The obtained results confirm that the application of the Effective Heat Capacity (EHC) method, incorporating PCM properties obtained from DSC-TGA tests, allows for an accurate replication of the charging and discharging processes in a PCM-filled thermal energy storage unit. The resulting model serves as a ready and verified tool for the design and optimization of commercial-scale thermal energy storage systems.

Nomenclature

C_p specific heat at constant pressure (J/kg·K)
$\boldsymbol{F}$ volume force tensor (N/m^3)
k thermal conductivity (W/mK)
L latent heat of the phase change material in liquid state (J/kg)
p pressure (Pa)
$\mathbf{q}$ heat flux vector (W/m^2)
Q volumetric heat source (W/m^3)
$\dot{Q}$ volumetric heat flux (W/m^3)
$\boldsymbol{S}$ strain-rate tensor (s^{-1})
T temperature (K)
t time (s)
$\mathbf{u}$ velocity vector (m/s)

Greek symbols

α mass friction
β_T coefficient of thermal expansion, (K^{-1})
θ liquid phase fraction
ρ density (kg/m^3)
$\boldsymbol{\tau}$ viscous stress tensor (Pa)

Subscripts

l liquid
s solid
m melting
i initial
PCM phase change material
f heat transfer fluid

References

[1] Li, G. (2016). Sensible heat thermal storage energy and exergy performance evaluations. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *53*, 897–923. https://doi.org/10.1016/J.RSER.2015.09.006
[2] Alva, G., Lin, Y., & Fang, G. (2018). An overview of thermal energy storage systems. *Energy*, *144*, 341–378. https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2017.12.037
[3] Nazir, H., Batool, M., Bolivar Osorio, F. J., Isaza-Ruiz, M., Xu, X., Vignarooban, K., Phelan, P., Inamuddin, & Kannan, A. M. (2019). Recent developments in phase change materials for energy storage applications: A review. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *129*, 491–523. https://doi.org/10.1016/J.IJHEATMASSTRANSFER.2018.09.126
[4] Pandey, A. K., Hossain, M. S., Tyagi, V. V., Abd Rahim, N., Selvaraj, J. A. L., & Sari, A. (2018). Novel approaches and recent developments on potential applications of phase change materials in solar energy. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *82*, 281–323. https://doi.org/10.1016/J.RSER.2017.09.043
[5] Singh, A. K., Rathore, P. K. S., Sharma, R. K., Gupta, N. K., & Kumar, R. (2023). Experimental evaluation of composite concrete incorporated with thermal energy storage material for improved thermal behavior of buildings. *Energy*, *263*, 125701. https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2022.125701
[6] Sitka, A., Szulc, P., Smykowski, D., Tietze, T., Anwajler, B., Pytlik, B., Jodkowski, W., & Redzicki, R. (2024). The Impact of Binary Salt Blends' Composition on Their Thermophysical Properties for Innovative Heat Storage Materials. *Journal of Manufacturing and Materials Processing*, *8*(5). https://doi.org/10.3390/jmmp8050208
[7] Tietze, T., Szulc, P., Smykowski, D., Sitka, A., & Redzicki, R. (2021). Application of phase change material and artificial neural networks for smoothing of heat flux fluctuations. *Energies*, *14*(12). https://doi.org/10.3390/en14123531
[8] Goel, V., Dwivedi, A., Kumar, R., Kumar, R., Pandey, A. K., Chopra, K., & Tyagi, V. V. (2023). PCM-assisted energy storage systems for solar-thermal applications: Review of the associated problems and their mitigation strategies. *Journal of Energy Storage*, *69*, 107912. https://doi.org/10.1016/J.EST.2023.107912
[9] Abhat, A. (1983). Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials. *Solar Energy*, *30*(4), 313–332. https://doi.org/10.1016/0038-092X(83)90186-X
[10] Sharshir, S. W., Joseph, A., Elsharkawy, M., Hamada, M. A., Kandeal, A. W., Elkadeem, M. R., Kumar Thakur, A., Ma, Y., Eid Moustapha, M., Rashad, M., & Arıcı, M. (2023). Thermal energy storage using phase change materials in building applications: A review of the recent development. *Energy and Buildings*, *285*, 112908. https://doi.org/10.1016/J.ENBUILD.2023.112908
[11] Rostami, S., Afrand, M., Shahsavar, A., Sheikholeslami, M., Kalbasi, R., Aghakhani, S., Shadloo, M.S., & Oztop, H. F. (2020). A review of melting and freezing processes of PCM/nano-PCM and their application in energy storage. *Energy*, *211*, 118698. https://doi.org/10.1016/J.ENERGY.2020.118698
[12] Xu, M., Hanawa, Y., Akhtar, S., Sakuma, A., Zhang, J., Yoshida, J., Sanada, M., Sasaki, Y., & Sasmito, A. P. (2023). Multi-scale analysis for solidification of phase change materials (PCMs): Experiments and modeling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *212*. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2023.124182
[13] Andrzejczyk, R., Saqib, M., Kowalcyzk, T., & Ali, H. M. (2023). Study on effective front region thickness of PCM in thermal energy storage using a novel semi-theoretical model. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *146*. https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106901

[14] Kong, W., Wang, G., Englmair, G., Nielsen, E. N. N., Dragsted, J., Furbo, S., & Fan, J. (2022). A simplified numerical model of PCM water energy storage. *Journal of Energy Storage*, *55*. https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105425
[15] Abdellatif, H. E., Belaadi, A., Arshad, A., & Bourchak, M. (2025). Modeling and performance analysis of phase change materials in advanced thermal energy storage systems: A comprehensive review. *Journal of Energy Storage*, *121*, 116517. https://doi.org/10.1016/J.EST.2025.116517
[16] Zhang, T., Huo, D., Wang, C., & Shi, Z. (2023). Review of the modeling approaches of phase change processes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *187*, 113724. https://doi.org/10.1016/J.RSER.2023.113724
[17] Mohammadnejad, F., & Hossainpour, S. (2020). A CFD modeling and investigation of a packed bed of high temperature phase change materials (PCMs) with different layer configurations. *Journal of Energy Storage*, *28*. https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101209
[18] Zhu, M., Nan, W., & Wang, Y. (2023). Analysis on the thermal behaviour of the latent heat storage system using S-CO2 and H-PCM. *Renewable Energy*, *208*. https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.03.041
[19] Rösler, F., & Brüggemann, D. (2011). Shell-and-tube type latent heat thermal energy storage: numerical analysis and comparison with experiments. *Heat and Mass Transfer*, *47*(8), 1027–1033. https://doi.org/10.1007/s00231-011-0866-9
[20] Brent, A. D., Voller, V. R., & Reid, K. J. (1988). ENTHALPY-POROSITY TECHNIQUE FOR MODELING CONVECTION-DIFFUSION PHASE CHANGE: APPLICATION TO THE MELTING OF A PURE METAL. *Numerical Heat Transfer*, *13*(3), 297–318. https://doi.org/10.1080/10407788808913615
[21] Trp, A. (2005). An experimental and numerical investigation of heat transfer during technical grade paraffin melting and solidification in a shell-and-tube latent thermal energy storage unit. *Solar Energy*, *79*(6), 648–660. https://doi.org/10.1016/J.SOLENER.2005.03.006
[22] Gau, C., & Viskanta, R. (1986). Melting and Solidification of a Pure Metal on a Vertical Wall. *Journal of Heat Transfer*, *108*(1), 174–181. https://doi.org/10.1115/1.3246884
[23] Hong, B. H., Zhou, Z. Y., Huang, X. Y., He, J. W., Cai, Y., Wang, W. W., & Zhao, F. Y. (2023). A comprehensive investigation of PCM based annular thermoelectric generator for energy recovery: Energy conversion characteristics and performance evaluation. *Applied Thermal Engineering*, *228*. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120474
[24] Banerjee, A., & Mazumdar, J. (2024). A numerical investigation on rheological turbulent flow through a 90° mixing elbow. *Journal of Engineering and Applied Science*, *71*(1). https://doi.org/10.1186/s44147-024-00547-y
[25] Blazek, J. (2005). Turbulence Modelling. *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, 227–270. https://doi.org/10.1016/B978-008044506-9/50009-6
[26] Achour, L., Specklin, M., Asuaje, M., Kouidri, S., & Belaidi, I. (2024). Energy loss analysis of volute centrifugal pump handling non-Newtonian emulsions through entropy production theory. *Mechanics and Industry*, *25*. https://doi.org/10.1051/meca/2024009
[27] Aadmi, M., Karkri, M., & El Hammouti, M. (2014). Heat transfer characteristics of thermal energy storage of a composite phase change materials: Numerical and experimental investigations. *Energy*, *72*. https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.05.050
[28] Tom Allen. (2019). *Simulation of solidification and cooling of a casting product using COMSOL Multiphysics* [M.Sc. Degree project in Energy Sciences, Lund University]. https://lup.lub.lu.se/luur/download?func=downloadFile&recordOId=8977890&fileOId=8977895

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_64

Application of Molten Salt Thermal Energy Storage as an Example of Decarbonization of Polish Combined Heat and Power Plants

KACPER SZTURGULEWSKI, KAMIL STASIAK, DARIUSZ MIKIELEWICZ

Politechnika Gdańska, Wydział Inzynierii Mechanicznej i Okrętownictwa
ul. Gabriela Narutowicza 11/12, 80-233 Gdańsk
e-mail: kacper.szturgulewski@pg.edu.pl

Key words: thermal energy storage, molten salt storage, decarbonization, CHP plant retrofitting, energy system modelling

Power plants, and in particular combined heat and power (CHP) plants, constitute optimal locations for the implementation of energy storage technologies. Their current position within the power system ensures existing grid connection capacities, while the facilities themselves act as natural network nodes enabling both the intake and delivery of significant amounts of electricity. They are also equipped with developed infrastructure and established operational procedures, which facilitates the integration of new technological solutions.

These conditions enable the transformation of conventional units into modern hybrid energy storage hubs. However, to operate in a manner comparable to a conventional power plant, an energy storage system must deliver a wide range of services – from fast response to grid imbalances to providing substantial storage capacity and enabling daily energy retention. No single storage technology can meet all these requirements simultaneously; therefore, hybrid solutions combining different storage technologies are of increasing importance.

The presented approach follows a European concept of transforming conventional power plants into hybrid energy hubs supporting power system stability under high shares of renewable energy sources through the integration of multiple storage technologies, including thermal, battery and mechanical storage systems.

In this study, a conventional CHP plant is analysed within such a hybrid framework, with the focus placed on the thermal energy storage subsystem. Specifically, the coal-fired boiler is replaced by a molten salt thermal energy storage unit serving as the primary heat source for the steam cycle. The system performance is evaluated under steady-state conditions over a wide range of partial load operation using the commercial simulation software Ebsilon Professional.

Introduction

District heating remains a key sector for decarbonising the Polish energy system. Heat production in Poland still relies heavily on fossil fuels, including for large-scale district heating and combined heat and power systems. This presents a significant decarbonisation challenge, as well as an opportunity for infrastructure-based transformation [1–3]. Existing combined heat and power (CHP) plants are particularly relevant in this context, as they already play a central role in the energy system. They have grid connections, steam-cycle infrastructure, heat delivery systems, operational staff, and well-established procedures for dispatching large volumes of energy.

In 2024, licensed district heating companies in Poland had an installed thermal capacity of 51.8 GW, operating district heating networks amounting to 23,016.5 km in total. They produced 367.1 PJ of heat, including recovered heat from technological processes. Of this, 206.8 PJ was delivered to consumers connected to district heating networks. Combined heat and power remained a key part of the sector, accounting for around 64% of total heat production excluding recovered heat (approximately 215 PJ). However, the sector was still heavily reliant on fossil fuels, with coal accounting for 57.4% of the chemical energy used for heat production and renewable energy sources accounting for just 14.7% [2].

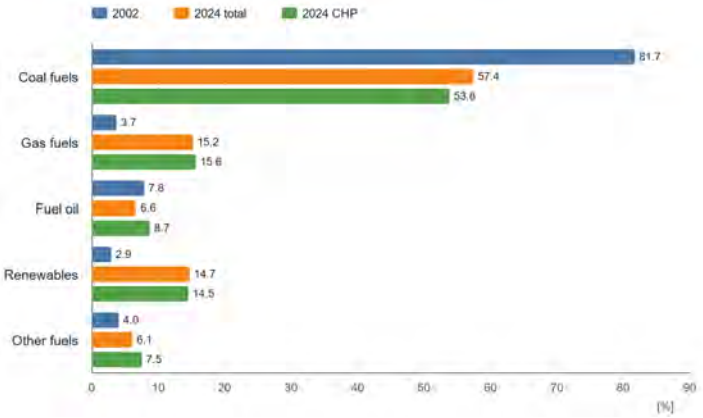


Figure 1. Fuel mix in licensed district heating in Poland by chemical energy of fuels used for heat production in 2002 and 2024, including cogeneration in 2024
Source: Adapted from [2].

As Figure 1 shows, coal remains the dominant fuel. Although the proportion of coal-based fuels fell substantially between 2002 and 2024, they still accounted for more than half of the chemical energy used for heat production. In cogeneration units, the proportion of coal was slightly lower than in the total licensed district heating sector. However, this was offset by higher proportions of gas, fuel oil and other fuels in cogeneration, while the proportion of renewables remained almost unchanged [2].

One option for utilising such assets is to electrify heat production using renewable energy sources. This method allows surplus or low-cost renewable electricity to be converted into high-temperature heat, which can be stored and used in a steam cycle or district heating system at a later date. This creates a link between the power and heat sectors, allowing existing thermal infrastructure to continue to be used during the transition away from coal-based heat generation.

This approach aligns with the growing number of European initiatives that are converting traditional power stations into hybrid energy hubs. Examples of these include battery energy storage systems (BESS), flywheels, and high-temperature molten salt thermal energy storage (TES) systems. Such cases were part of the 2LIPP framework [4]. Within this framework, BESS can provide short-term electrical balancing, flywheels can deliver a very fast power response, and TES systems can offer high energy capacity and the ability to supply heat to a steam cycle. The present work focuses on TES systems.

The growing share of variable renewable energy sources in the power system emphasises the need for such solutions. The need for flexibility is already evident in the operation of power systems.

For example, in 2024 the Polish transmission system operator (TSO) ordered non-market redispatch, reducing photovoltaic generation by 597.26 GWh and wind generation by almost 125.1 GWh [5]. Conventional CHP plants were not originally designed to follow highly variable residual-load profiles. Technical minimum loads, heat demand and slow thermal dynamics can impose operational constraints [6–8]. However, to some extent, thermal energy storage can decouple heat and electricity generation, thereby improving load-following capability, reducing the curtailment of renewable electricity and supporting daily energy shifting.

Although molten salt TES is a mature and widely demonstrated technology in concentrating solar power plants, its application in retrofitted conventional CHP plants is much less well-documented in the literature [9–20]. Most existing studies analyse TES as an additional flexibility measure in combination with the heat exchanger or selected components of the steam cycle [6–8,21–29]. Only a few studies address the scenario in which a molten salt TES unit entirely replaces a coal-fired boiler and acts as the primary heat source for an existing CHP steam cycle. It is this gap that motivates the present study.

1. TES integration with steam cycle

TES has played a significant role in the development of solar thermal power generation, primarily in concentrating solar power (CSP) plants. Molten salts are commonly used to store sensible heat in these systems. This is because they enable high-temperature operation and large storage capacities, as well as relatively mature two- or single-tank configurations [10–16]. An important technological basis for applying molten salt thermal energy storage in other high-temperature energy systems has been derived from experience gained in CSP plants.

There are several possible integration options when TES is coupled with a steam cycle. The simplest option is electrical charging, whereby renewable electricity is converted into heat by electric heaters and stored in molten salts [6,23,29]. Another option is thermal coupling with live steam, reheated steam or a high-temperature steam supply. This can support load regulation and partially replace boiler operation [22,24–28]. TES can also be integrated with the regenerative feedwater heating system to adjust extraction steam demand and enhance cycle flexibility [8,29]. A representative configuration of high-temperature TES integration into a CHP steam cycle is shown in Figure 2. The scheme shows the configuration in which high-temperature storage is charged with electricity and connected to the steam path via an additional heat exchange section. Depending on the operating mode, steam can be supplied by the conventional boiler, the storage system, or both heat sources can operate in parallel, while rest of the existing CHP infrastructure remains in operation [23].

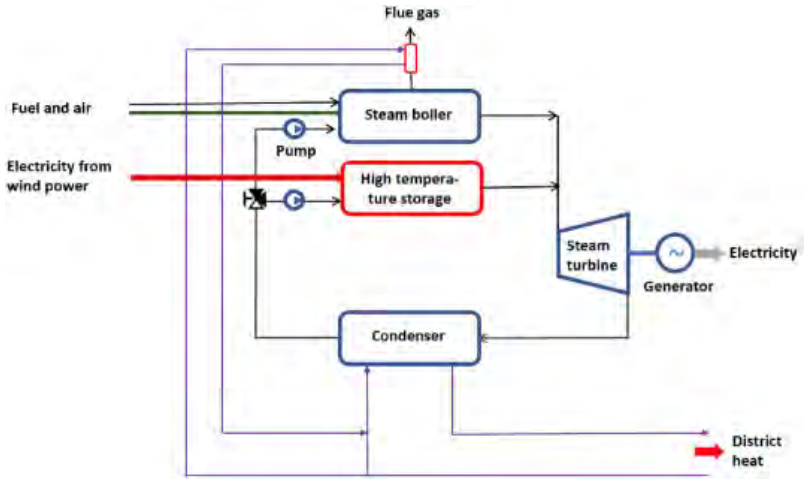


Figure 2. Example of high-temperature thermal energy storage integration into a CHP steam cycle Source: [23].

A more expansive retrofitting option is to replace the fossil-fuelled boiler entirely with a TES-based heat source. This is the configuration that is analysed in the present paper. Here, the storage system becomes the primary source of thermal energy for the steam cycle, rather than being an auxiliary component. Although this option has not been analysed as extensively as CSP storage or auxiliary TES integration, it is highly relevant to CHP decarbonisation. In fact, it allows existing steam cycle and district heating infrastructure to be reused, while eliminating the need for direct fuel combustion in the boiler island [6,23,29].

2. Methodology and modeling approach

The methodology applied in this study is based on a structured approach to the development and analysis of thermodynamic simulation models for CHP plants and integrated energy systems. The approach combines the development of process flow diagrams (PFDs) for both the baseline and retrofitted system configurations, numerical modelling of the considered systems and validation of the reference model against available operational data.

The modelling procedure follows a stepwise approach, beginning with the conceptual definition of the system structure and progressing toward numerical simulation models. The main stages of the methodology include:

1. development of PFDs representing the physical structure, component interconnections and energy flows within the analyzed systems,
2. translation of the developed PFDs into numerical simulation models using the Ebsilon Professional software environment,
3. parameterization of the models based on available design specifications and operational data,
4. calibration and validation of the reference model against measured operating data, where available,
5. implementation and analysis of retrofit scenario based on the validated baseline model.

3. Baseline unit

The reference unit selected for the modernization analysis belongs to the group of widely applied cogeneration units in the Polish district heating sector, namely the BC-50 CHP power block type. This type of unit has been extensively deployed in Poland and remains in operation in numerous cCHP plants across the country.

BC-50 units were particularly popular in large district heating systems developed in the 1970s–1990s and formed a standard solution for medium-scale cogeneration blocks. Due to their proven design, operational flexibility and suitable capacity range (approximately 55 MW electrical output), many of these units are still in operation today, often after partial modernization.

Examples of CHP plants in Poland where BC-50 units have been installed are presented in Table 1.

Table 1. Selected CHP plants with BC-50 type units in Poland

CHP Plant	Owner	Number of BC-50 type units	Steam boiler type
Gdańsk CHP Plant	PGE Energia Ciepła	4	All units (BC-2, BC-3, BC-4, BC-5): pulverized coal-fired boilers OP-230
Gdynia CHP Plant	PGE Energia Ciepła	2	Both units: pulverized coal-fired boilers OP-230
Białystok CHP Plant	Energa Ciepło	3	Unit 1: biomass-fired bubbling fluidized bed boiler BFB-105; Units 2 and 3: pulverized coal-fired steam boilers OP-230
Wrocław CHP Plant	Kogeneracja S.A.	1	Pulverized coal-fired steam boiler OP-230
Bielsko-Biała CHP Plant (EC1, EC2)	TAURON Ciepło sp. z o.o.	2	EC1: coal-fired circulating fluidized bed boiler; EC2: coal-fired fluidized bed boiler (OFz type)
Tychy CHP Plant	TAURON Ciepło sp. z o.o.	1	Coal-fired circulating fluidized bed boiler

Source: own elaboration.

In the original configuration, BC-50 blocks were typically equipped with OP-230 steam boilers supplied by RAFAKO and coupled with extraction back-pressure steam turbines manufactured by ZAMECH. The nominal electrical output of such units is typically around 55 MW, with approximately 110–120 MW of thermal power supplied to the district heating network. As also indicated in Table 1, in recent years many of these units have undergone modernization, most notably through the replacement of the original OP-230 pulverized coal-fired boilers with fluidized bed boilers. These upgrades were primarily driven by the need to improve environmental performance, particularly in terms of emission reduction and fuel flexibility.

The OP-230 boiler is a natural circulation, two-pass steam boiler designed for conventional pulverized coal combustion. Typical live steam parameters include a temperature of approximately 540°C, a pressure of 13.5 MPa and a mass flow rate of 230 t/h (approximately 64 kg/s), corresponding to a thermal capacity of about 165 MW.

The steam turbine used in the BC-50 configuration is an extraction back-pressure, impulse-type turbine. The turbine is divided into two main sections: a high-pressure section (HP) with a double-casing arrangement and an intermediate-pressure section (IP). The turbine typically consists of one control stage and multiple impulse stages distributed across both sections (e.g., 11 + 7 stages in the HP section, and 9 stages in the IP section). Despite this standardized configuration, turbine designs were often adapted to specific operational requirements, such as process steam extraction or integration with auxiliary systems.

The turbine-generator sets are commonly coupled with electrical generators manufactured by Dolmel, with a nominal capacity of approximately 55 MW and a voltage level of 10.5 kV.

Overall, the BC-50 power block represents a standardized and well-documented CHP configuration, making it a suitable and representative baseline unit for modernization studies in the context of the Polish district heating sector.

3.1. Representative unit configuration and operating parameters

A representative BC-50 power block was selected as the reference system for modernization analyses focused on the replacement of the heat source. The selected unit represents the original BC-50 configuration introduced in the late 1970s. The power block consists of an OP-230 pulverized coal-fired steam boiler operating at the live steam parameters described in the previous section, namely 540°C, 13.5 MPa, and a steam mass flow rate of 230 t/h, coupled with a 13UP55 extraction back-pressure steam turbine. The unit is characterized by an installed electrical capacity of 55 MW, with a nominal operating electrical output of approximately 54 MW and a thermal output of 112 MWt delivered to the district heating network via district heating heat exchangers. Figure 3 presents the PFD of the unit, illustrating the pre-modernization reference state.

The thermal cycle of the unit includes two district heating heat exchangers supplied from different turbine sections. The first district heating heat exchanger (DHH1) is supplied with steam from the exhaust of the IP section and serves the role of a steam condenser. The second heat exchanger (DHH2) is supplied from a dedicated district heating steam extraction point w IP section.

In addition, the system is equipped with a regenerative feedwater heating system consisting of four feedwater heaters supplied with bleed steam. Two of these are high-pressure feedwater heaters (HFWH1 and HFWH2), one is a low-pressure feedwater heater (LFWH), and the fourth one is a deaerator (DE).

The high-pressure feedwater heaters (HFWH1 and HFWH2) are three-zone heat exchangers, including zones for superheated steam cooling, condensation and condensate subcooling, with a cascade flow of heating condensate directed to the deaerator. The low-pressure feedwater heater (LFWH) is a two-zone heat exchanger, consisting of condensation and subcooling zones, with the heating condensate discharged to the district heating heat exchanger DHH1.

Additionally, the unit PFD includes a gland steam system, along with a vent and gland steam condensing system, where the steam ejectors are supplied from the 1.0 MPa steam header.

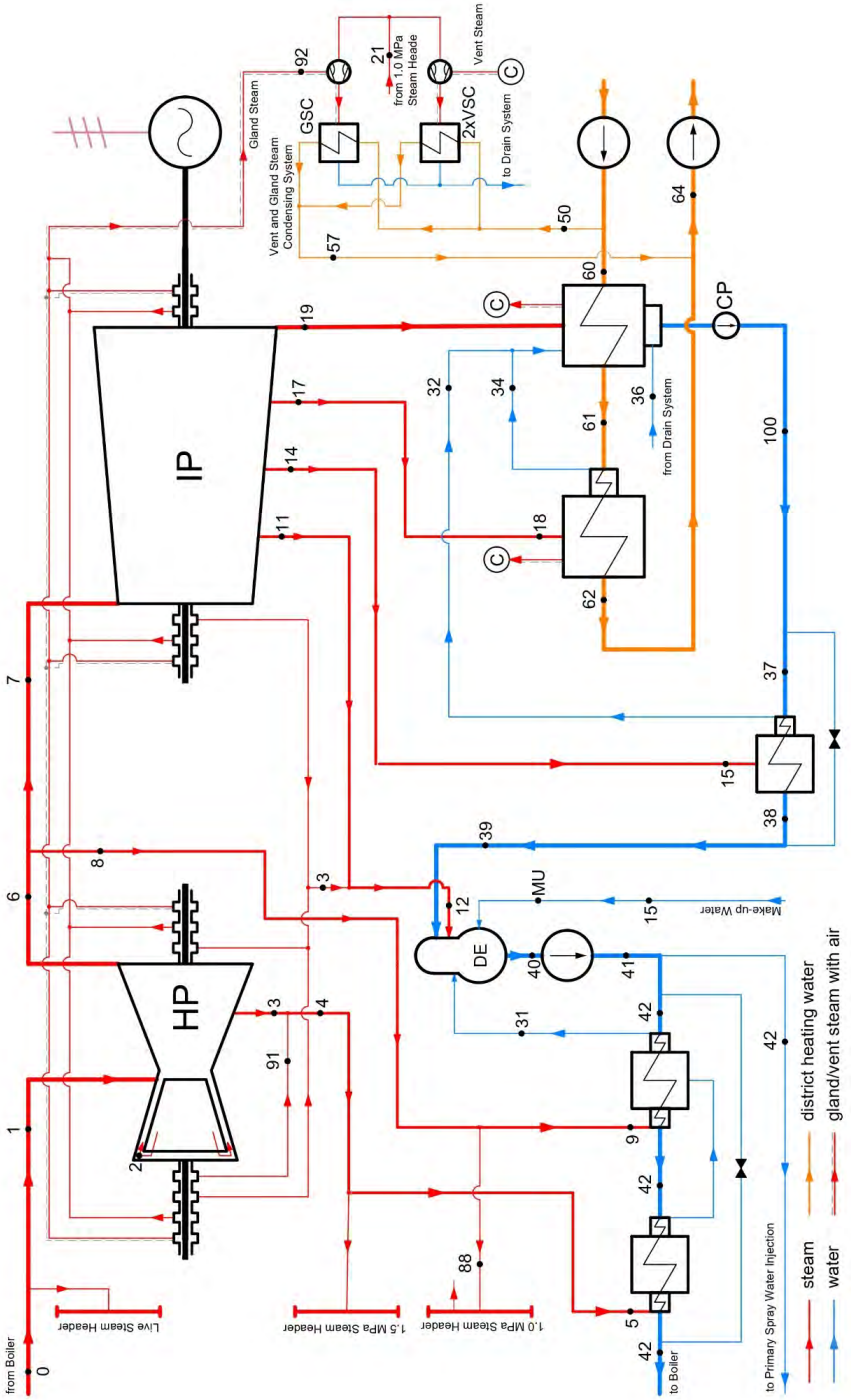


Figure 3. Baseline process flow diagram of the BC-50 type unit
Source: own elaboration.

The characteristic points presented in Figure 3 follow the numbering convention adopted in the operational dataset used for the development and validation of the reference model. This approach was intentionally maintained to ensure full consistency between the original process data, the model structure, and subsequent analysis results.

The model input dataset consists of measured operational data for the reference unit, supplemented where required by values derived through process balancing to ensure internal thermodynamic consistency. The definition of the characteristic points together with the corresponding measured parameters is provided in Appendix 1.

3.2. Development of the reference model

The thermodynamic model of the reference BC-50 CHP unit was developed using Ebsilon Professional, a commercial industry-grade software package used for the simulation and analysis of thermal power plants and integrated energy systems. The software enables steady-state thermodynamic modelling, load-point analysis, and quasi-dynamic performance evaluation under varying operating conditions. Due to the modelling capabilities of the software, transient analyses were not considered within the scope of this study.

The developed model focuses exclusively on the steam-water cycle of the CHP unit, without explicit modelling of the combustion process or the steam generation system. Consequently, the OP-230 steam boiler was not directly represented as a model component and was instead treated as a boundary condition through the imposed live steam parameters corresponding to the reference operating state.

The reference model was developed based on the process flow diagram presented in Section 3.1, which established the system topology and thermodynamic structure of the analyzed CHP cycle. The parameterization of the model was primarily based on available operational data from the reference unit, including measured thermodynamic parameters at characteristic points of the cycle (pressure, temperature, and mass flow rate). These operational data were used both to define the reference operating state and to derive performance characteristics for the principal system components.

The available operational dataset covered a representative range of unit operation, corresponding to live steam mass flow rates between 144.4 kg/s and 233.1 kg/s, electrical power output between 28.78 MW and 49.72 MW, and thermal energy supplied to the district heating network between 266.9 GJ/h and 410.0 GJ/h. This operating range formed the basis for model parameterization and off-design performance characterization.

Figure 4 presents the complete numerical implementation of the reference CHP model developed in Ebsilon Professional, shown for the selected nominal operating condition corresponding to the maximum live steam mass flow supplied to the turbine, equal to 233.1 kg/s. The set of boundary conditions and input parameters required for thermodynamic calculations of a selected operating point is presented in Table 2.

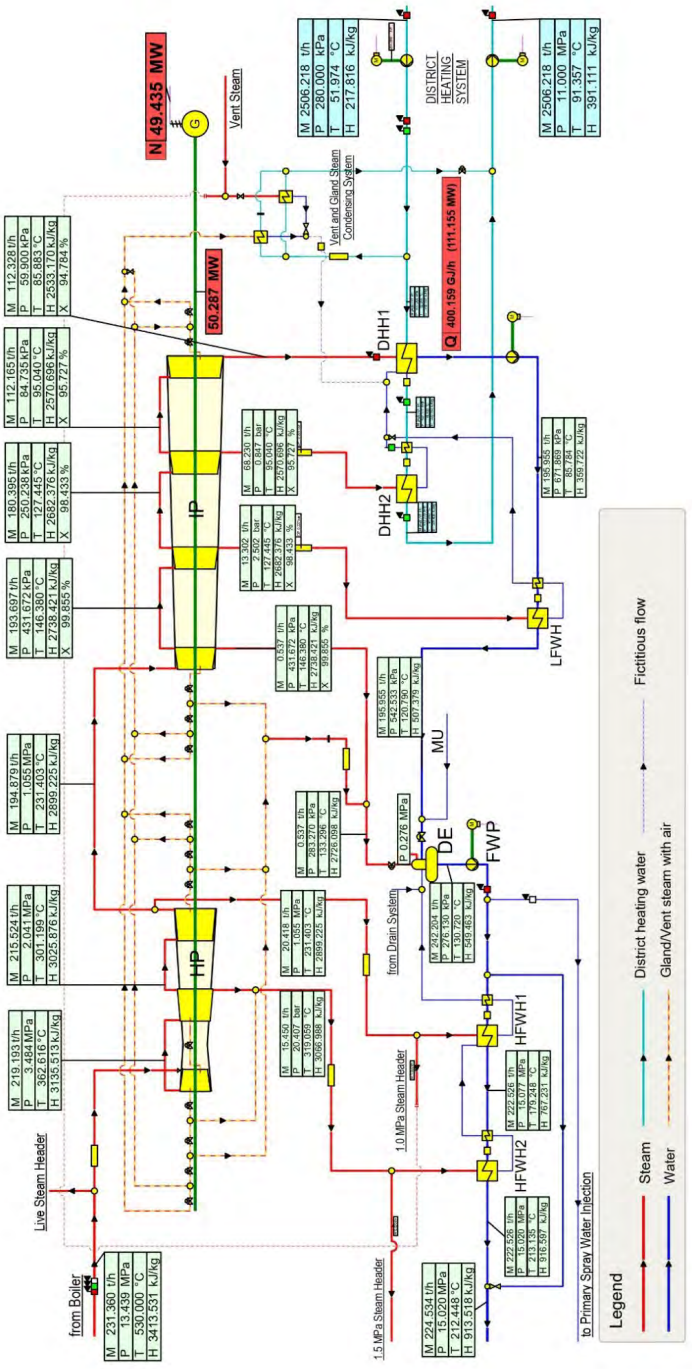


Figure 4. Numerical model of the reference BC-50 CHP unit developed in Ebsilon Professional for the maximum live steam mass flow supplied to the turbine
Source: own elaboration.

Table 2. Boundary conditions and required input data for reference model calculations

System section	Model input parameter	Nodal point / parameter
Live steam	Mass flow rate	M0
	Pressure	P0
	Temperature	T0
District heating network	Discharge pressure of network circulation pump	P60
	Discharge temperature of network circulation pump	T60
Water injection system	Feedwater mass flow rate extracted for boiler water injection	M42

Source: own elaboration.

Performance characteristics of the main cycle components were implemented based on operational data, including variable turbine isentropic efficiency, mechanical and electrical efficiency characteristics, as well as pressure and heat loss characteristics for connecting pipelines and auxiliary equipment. Moreover, a simplified modelling approach was adopted for the vent and gland steam condensing system. The steam ejector subsystem was not explicitly modelled in detail; instead, the system was represented through an equivalent simplified configuration intended to capture the thermal recovery effect associated with preheating part of the district heating water stream. Additionally, a fictitious condensate return stream from the gland steam condenser and vent steam condenser to DHH1 was introduced to preserve mass balance closure within the model while maintaining numerical stability and sufficient thermodynamic accuracy.

The developed model serves as the reference case for subsequent retrofit studies. Its validation against measured operational data is presented in the following section.

3.3. Model calibration and validation

To assess the accuracy of the developed reference model, a validation procedure was carried out using measured operational data obtained for the reference CHP unit.

The calibration of the numerical model was performed by adjusting component performance characteristics based on available operational data, while the validation was conducted through comparison of simulated and measured thermodynamic-flow parameters at selected characteristic points of the cycle. These comparisons included pressure, temperature and mass flow rate values at the nodes of the steam-water cycle. A complete comparison of thermodynamic and flow parameters for all evaluated characteristic points is provided in Appendix 2.

In addition to nodal thermodynamic validation, the overall performance of the reference unit was assessed through comparison of aggregated operating indicators, including electrical output, thermal output, specific steam consumption and heat consumption indicators. These parameters were calculated using the thermodynamic state variables obtained from the developed model and compared with corresponding measured operational values.

The principal performance indicators used for model validation were defined according to the following equations (1-9):

- Heat input to the turbine-generator unit Q_IN:

$$Q_{IN} = \big((M1 - M42) \cdot (H1 - H45) + M42 \cdot (H1 - H42)\big) \cdot 10^{-6}\ [GJ/h] \quad (1)$$

- Specific heat consumption of the turbine-generator unit QJ:

$$QJ = \frac{Q_IN}{N_T} \cdot 10^{-6} \; [kJ/kWh] \tag{2}$$

- Useful heat Q_DHH delivered through district heating heat exchangers DHH1 and DHH2:

$$Q_DHH = (\mathrm{M64} - \mathrm{M50}) \cdot (\mathrm{H62} - \mathrm{H60}) \cdot 10^{-6} \; [GJ/h] \tag{3}$$

- Thermal power of district heating heat exchangers N_DHH:

$$N_DHH = Q_DHH \; /3.6 \; [MW] \tag{4}$$

- Useful heat recovered in the vent and gland steam condensing system Q_GVSC:

$$Q_GVSC = \mathrm{M50} \cdot (\mathrm{H57} - \mathrm{H50}) \cdot 10^{-6} \; [GJ/h] \tag{5}$$

- Total useful heat supplied to the district heating network Q_DH:

$$Q_DH = Q_GVSC + Q_DHH \; [GJ/h] \tag{6}$$

- Total thermal power supplied to district heating network N_DH:

$$N_DH = Q_DH \; /3.6 \; [MW] \tag{7}$$

- Specific steam consumption $M1_J$ of the turbine-generator unit:

$$M1_J = M1/M \; [kg/kWh] \tag{8}$$

- Cogeneration index:

$$SIGMA = N_T/Q_DH \; [kWh/GJ] \tag{9}$$

The validation results are summarized in Tables 3 and 4, which compare measured operational data with the corresponding values obtained from the developed thermodynamic model. The presented results include both aggregated operational performance indicators (electrical output, thermal output, heat consumption, and specific steam consumption) and efficiency parameters of the turbine-generator set, including isentropic efficiencies of individual turbine sections and turbine sections, as well as mechanical, generator and overall turbine-generator efficiencies. The relative deviations between measured and simulated values are reported as an indicator of model accuracy.

The relative deviation was calculated according to Equation (10):

$$Relative\ Deviation_i = \frac{Models\ value_i - Measured\ value_i}{Measured\ value_i} \cdot 100\% \tag{10}$$

Table 3. Validation of aggregated performance indicators for the reference BC-50 CHP unit

Symbol	Unit	Measurement no./Model Subprofile no.								
		1			2			3		
		Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation
M1	kg/h	233 090	233 090	0.00%	231 360	231 360	0.00%	193 490	193 490	0.00%
N_T	kW	49 460	49 512	0.11%	49 720	49 435	-0.57%	40 260	40 142	-0.29%
Q_IN	GJ/h	593.796	594.623	0.14%	583.750	584.125	0.06%	492.490	493.023	0.11%
QJ	kJ/kWh	12 006	12 010	0.03%	11 741	11 816	0.64%	12 233	12 282	0.40%
Q_DHH	GJ/h	405.086	405.021	-0.02%	394.235	395.197	0.24%	337.608	338.111	0.15%
N_DHH	MWt	112.524	112.506	-0.02%	109.510	109.777	0.24%	93.780	93.920	0.15%
Q_GVSC	GJ/h	4.959	4.884	-1.51%	4.911	4.962	1.03%	4.376	4.359	-0.40%
Q_DH	GJ/h	410.045	409.905	-0.03%	399.146	400.159	0.25%	341.984	342.470	0.14%
N_DH	MWt	113.900	113.862	-0.03%	110.870	111.155	0.26%	95.000	95.131	0.14%
M1_J	kg/kWh	4.713	4.708	-0.11%	4.653	4.680	0.58%	4.806	4.820	0.29%
SIGMA	kWh/GJ	120.6	122.2	1.36%	124.6	125.1	0.39%	117.7	118.7	0.87%
ηi	%	73.6	73.9	0.44%	74.1	73.9	-0.28%	71.5	71.5	0.05%
ηiHP	%	75.1	75.6	0.63%	74.6	75.1	0.62%	72.0	72.4	0.51%
ηiGR1	%		71.4	-		70.5	-		66.1	-
ηiGR2	%		79.8	-		79.9	-		82.0	-
ηiGR3	%		82.3	-		82.3	-		81.6	-
ηiIP	%	71.1	71.1	-0.01%	73.3	71.9	-1.88%	70.6	70.0	-0.86%
ηiGR4	%		91.7	-		89.4	-		69.4	-
ηiGR5	%		56.4	-		57.3	-		66.1	-
ηiGR6	%		59.1	-		62.2	-		72.9	-
ηiGR7	%		56.4	-		68.8	-		70.3	-
ηkHP	%	78.7	78.9	0.31%	78.3	78.5	0.28%	76.1	76.1	0.02%
ηkIP	%	71.4	71.4	0.01%	73.9	72.8	-1.52%	72.3	71.7	-0.81%
ηm	%	99.2	99.2	0.00%	99.2	99.2	0.00%	99.0	99.0	0.00%
ηg	%	98.3	98.3	0.00%	98.3	98.3	0.00%	98.0	98.0	0.00%
ηt	%	71.8	72.1	0.43%	72.3	72.1	-0.31%	69.4	69.4	0.06%

Source: own elaboration.

Table 4. Validation of aggregated performance indicators for the reference BC-50 CHP unit (continued)

Symbol	Unit	Measurement series no./Model subprofile no.								
		4			5			6		
		Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation
M1	kg/h	191 020	191 020	0.00%	146 790	146 790	0.00%	144 350	144 350	0.00%
N_T	kW	39 700	39 602	-0.25%	29 940	29 689	-0.84%	28 780	28 667	-0.39%
Q_IN	GJ/h	487.036	487.558	0.11%	385.398	382.997	-0.62%	376.140	373.560	-0.69%
QJ	kJ/kWh	12 268	12 311	0.35%	12 872	12 900	0.22%	13 070	13 031	-0.30%
Q_DHH	GJ/h	334.186	333.786	-0.12%	268.221	268.067	-0.06%	263.205	262.127	-0.41%
N_DHH	MWt	92.829	92.718	-0.12%	74.506	74.463	-0.06%	73.113	72.813	-0.41%
Q_GVSC	GJ/h	4.346	4.433	2.01%	3.740	3.857	3.14%	3.691	3.802	3.02%
Q_DH	GJ/h	338.532	338.219	-0.09%	271.961	271.924	-0.01%	266.896	265.929	-0.36%
N_DH	MWt	94.040	93.950	-0.10%	75.540	75.535	-0.01%	74.140	73.869	-0.37%
M1_J	kg/kWh	4.812	4.823	0.24%	4.903	4.944	0.84%	5.016	5.035	0.39%
SIGMA	kWh/GJ	117.3	118.6	1.15%	110.1	110.8	0.59%	107.8	109.4	1.45%
ηi	%	71.3	71.4	0.11%	67.8	67.9	0.08%	67.2	67.6	0.57%
ηiWP	%	71.8	72.2	0.61%	69.6	70.2	0.81%	69.1	69.9	1.23%
ηiGR1	%		65.9			61.2			60.8	
ηiGR2	%		82.1			83.2			83.2	
ηiGR3	%		81.7			89.2			89.7	
ηiSP	%	70.3	69.8	-0.78%	64.0	63.0	-1.49%	63.1	62.5	-0.88%
ηiGR4	%		68.6			62.2			62.3	
ηiGR5	%		66.3			63.5			62.8	
ηiGR6	%		73.0			62.7			61.0	
ηiGR7	%		70.4			65.8			66.6	
ηkWP	%	75.9	76.0	0.15%	74.4	74.3	-0.18%	73.8	74.0	0.27%
ηkSP	%	72.0	71.5	-0.67%	65.8	64.8	-1.48%	64.8	64.2	-0.91%
ηm	%	99.0	99.0	0.00%	98.7	98.7	0.00%	98.6	98.6	0.00%
ηg	%	98.0	98.0	0.00%	97.3	97.3	0.00%	97.2	97.2	0.00%
ηt	%	69.1	69.3	0.22%	65.1	65.0	-0.11%	64.4	64.7	0.47%

Source: own elaboration.

These summary tables complement the complete validation dataset provided in Appendix 2, which contains the full comparison of thermodynamic and flow parameters at all evaluated nodal points of the cycle. A statistical summary of the relative deviation distribution for the complete validation dataset is presented in Table 5.

Table 5. Statistical distribution of relative deviations between measured and simulated values for the complete validation dataset (colour-coded according to deviation range)

Coresponding colour	Relative deviation	Number of data	% share
	below 1%	703 out of 876	80.25%
	within 1 - 3%	115 out of 876	13.13%
	within 3 - 5%	15 out of 876	1.71%
	within 5 - 25%	28 out of 876	3.20%
Model input data			
	-	9 input data points per series	-

Source: own elaboration.

As shown in Table 5, the vast majority of the evaluated comparison points exhibit low relative deviations, with more than 93% of all cases remaining below 3%. The obtained agreement confirms the adequacy of the adopted modelling assumptions, component parameterization methodology, and the overall structure of the developed thermodynamic model. The validated model was therefore considered sufficiently accurate for subsequent retrofit analyses.

4. Retrofit concept and analyzed configuration

The proposed retrofit concept is based on the integration of three complementary energy storage technologies with the existing CHP unit: TES, BESS and flywheel energy storage (FESS). The overall configuration of the retrofitted system is presented in Figure 5.

Within the proposed configuration, the original steam boiler is replaced by a molten salt TES (MSTES) system that serves as the primary heat source for steam generation. The thermal storage system is integrated directly with the steam-water cycle of the CHP unit. In addition to the TES, a BESS and a FESS are connected to the main electrical busbar of the plant.

The operation of the integrated hybrid energy storage system is coordinated by an Energy Management System (EMS). The EMS continuously acquires information regarding electricity market conditions, including energy and ancillary service markets, district heating demand, electricity and heat production levels, and the current operating state of all storage technologies. Based on this information, the EMS determines the optimal operating strategy for the hybrid system.

The EMS controls the charging and discharging of the MSTES, BESS and FESS to satisfy district heating demand while simultaneously optimizing electricity production and participation in ancillary service markets. The three storage technologies were selected due to their complementary operational characteristics and significantly different power-to-energy ratios. The flywheel provides very high power and rapid response suitable for fast balancing services, while the BESS enables energy shifting on timescales ranging from minutes to several hours. The molten salt TES offers large-scale and long-duration energy storage capability, although its response time is constrained by the steam generation and turbine systems. While each technology individually has operational limitations, their coordinated operation under EMS supervision creates a hybrid system combining high power capability, large energy capacity, operational flexibility and long service life.

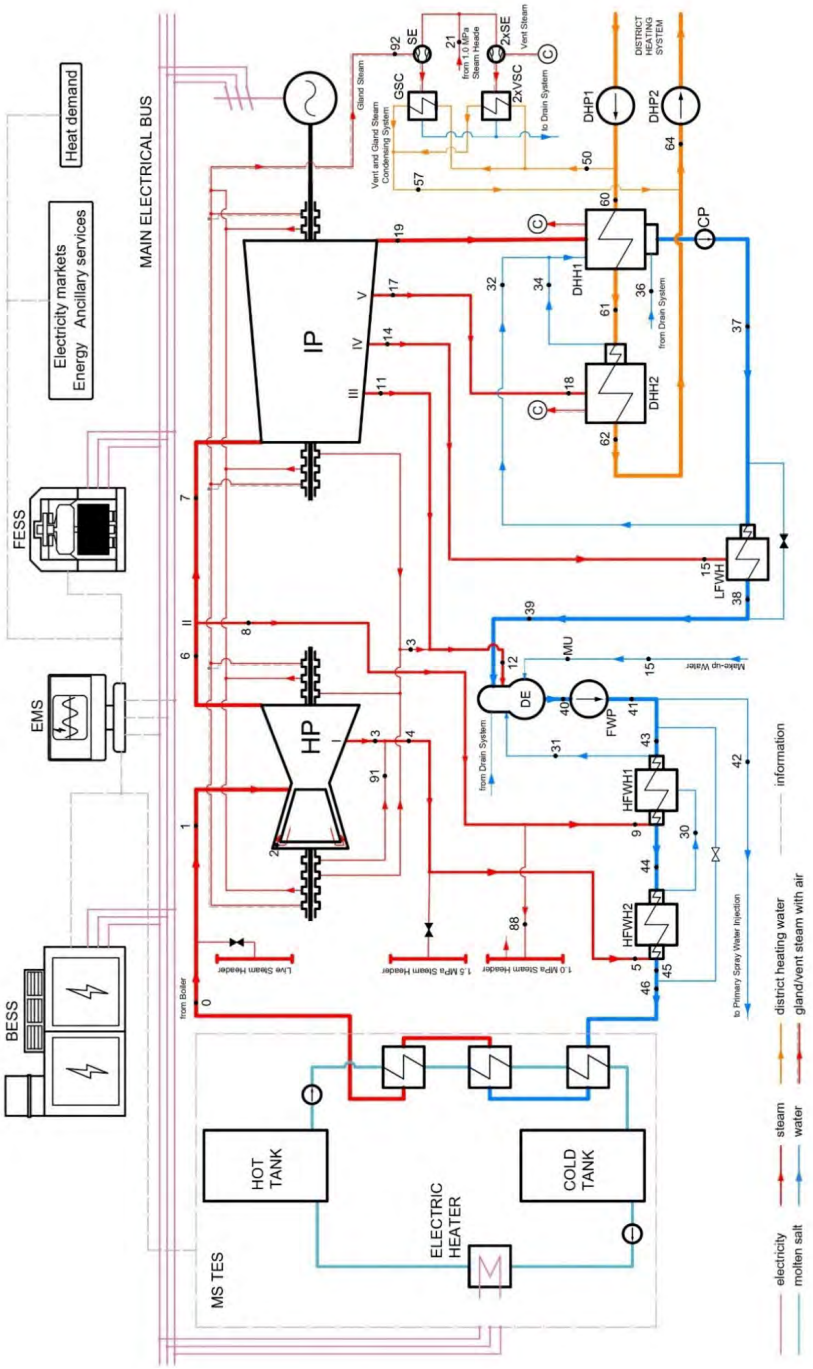


Figure 5. Conceptual configuration of the retrofitted BC-50 CHP unit with integrated thermal and electrical energy storage systems
Source: own elaboration.

Although the complete retrofit concept includes thermal and electrical storage technologies, further analysis presented in this study is limited to the thermal subsystem, namely the integration of molten salt thermal energy storage with the steam-water cycle of the reference CHP unit. Consequently, the electrical storage systems (BESS and FESS) and the corresponding EMS control functions are considered only at the conceptual level and are not explicitly represented within the thermodynamic simulation model developed in Ebsilon Professional.

3.4. Molten salt thermal energy storage integration with the CHP cycle

The TES system is integrated with the existing CHP unit through a steam generation system, enabling thermal energy stored in molten salt to be converted into thermal energy of live steam supplied to the turbine. The resulting configuration preserves the majority of the existing steam cycle infrastructure while eliminating the need for fuel combustion during plant's operation.

The thermal energy storage system consists of two storage tanks, namely a cold tank and a hot tank, with sodium hydroxide (NaOH) selected as the storage medium. During charging, molten salt is circulated from the cold tank through an electric heater, where electrical energy is converted into sensible heat and stored within the molten salt by increasing its temperature (enthalpy). The heated storage medium is subsequently transferred to the hot tank. During discharge, hot molten salt is pumped from the hot tank through a heat exchanger train consisting of a feedwater heater, steam generator and steam superheater. Thermal energy is transferred from the molten salt to the steam-water cycle to generate and superheat steam for the turbine. After cooling down, the cooled molten salt returns to the cold tank, completing the storage cycle.

Thermal integration between the TES system and the CHP cycle is achieved through the steam generation system replacing the original boiler function. The heat exchanger train transfers thermal energy from the molten salt loop to the water-steam cycle and generates live steam at parameters corresponding to the requirements of the existing 13UP55 steam turbine. The remaining steam cycle configuration, including the turbine, regenerative feedwater heating system and district heating subsystem, remains unchanged.

The design objective was to reproduce the live steam conditions required by the existing turbine while preserving the original operating envelope of the CHP unit. Consequently, the sizing of the thermal energy storage system and the selection of its operating parameters were driven primarily by the need to maintain the thermodynamic performance of the reference steam-water cycle.

Moreover, the sizing of the thermal energy storage system was based on the assumption that the reference CHP unit should be capable of operating for 7 hours at nominal load without external heat supply. For the analyzed operating point, this corresponds to an electrical output of 49.4 MW. The complete numerical implementation of the retrofitted CHP unit with integrated thermal energy storage is presented in Appendix 3, while Figure 6 presents the TES subsystem and its integration with the steam generation system.

Based on the obtained storage capacity requirements, the dimensions of the molten salt storage tanks were determined to be approximately 19.7 m in diameter and 20 m in height, resulting in a theoretical storage capacity of approximately 646 MWh. Such dimensions remain within the range of conventional industrial thermal energy storage installations and are therefore considered technically feasible using currently available storage tank construction technologies.

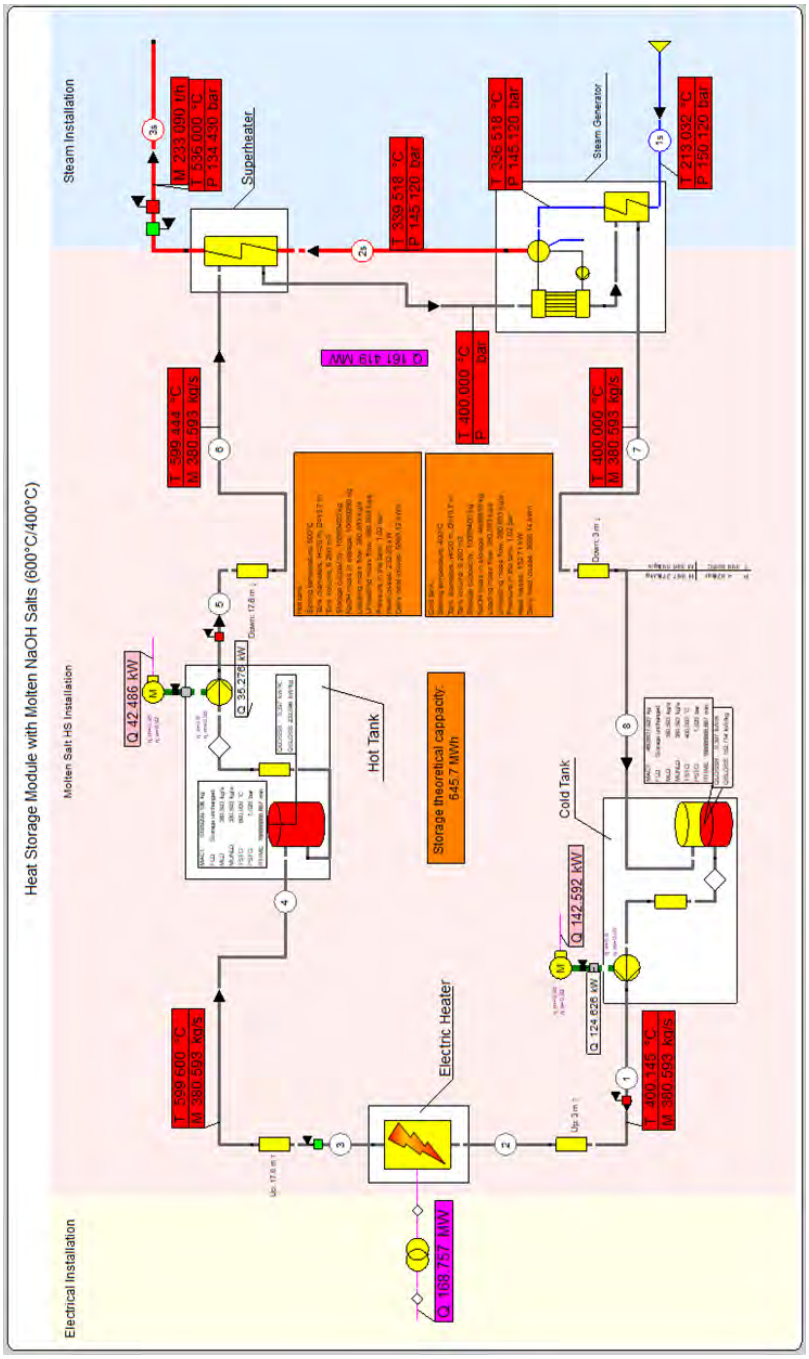


Figure 6. Numerical implementation of the molten salt thermal energy storage subsystem integrated with the steam generation system – nominal state
Source: own elaboration.

The principal design and operating parameters of the TES system are summarized in Table 6.

Table 6. Principal design parameters of the molten salt thermal energy storage system

Parameter	**Value**
Storage medium	Sodium hydroxide (NaOH)
Charging duration	6 h
Nominal electrical output of CHP unit	49.4 MW
Theoretical storage capacity	645.7 MWh
Hot tank temperature	600 °C
Cold tank temperature	400 °C
Molten salt mass flow rate (charge/discharge)	380.6 kg/s
Hot tank volume	6,260 m³
Cold tank volume	6,260 m³
Hot tank diameter	19.7 m
Cold tank diameter	19.7 m
Hot tank height	20 m
Cold tank height	20 m
Total NaOH inventory	14,695 t
NaOH mass in hot tank	10,089 t
NaOH mass in cold tank	4,606 t
Charging power (electric heater)	168.8 MW
Heat losses – hot tank	232.1 kW
Heat losses – cold tank	152.7 kW
Total heat losses	384.8 kW
Total daily heat losses	9,234.3 kWh/day

Source: own elaboration.

The proposed thermal energy storage system was sized to reproduce the live steam conditions required by the reference BC-50 CHP unit. Consequently, the charging and discharging parameters of the molten salt storage system were selected in such a way as to maintain the same steam pressure, temperature and mass flow rate as those provided by the original OP-230 boiler.

As a result, the retrofitted configuration is capable of supplying the steam turbine with live steam conditions equivalent to those of the baseline unit, thereby preserving the electrical and thermal performance of the CHP plant. From the perspective of the steam-water cycle, the thermal energy storage system can therefore be considered a functional replacement for the original boiler.

The estimated total thermal losses of the storage system amount to approximately 385 kW, corresponding to less than 0.1% of the stored energy per hour. This indicates that long-duration thermal energy storage can be achieved with limited energy losses and supports the technical feasibility of the proposed retrofit concept.

3.5. TES operation under part-load conditions

In addition to the adopted nominal operating point, the performance of the molten salt thermal energy storage system was evaluated for several representative CHP unit load levels corresponding to the available operational dataset. The analyzed cases cover the range of operating conditions used previously during calibration and validation of the reference BC-50 model.

Detailed views of the TES subsystem operating in discharge mode are presented in Appendix 4. All analyzed cases represent the discharge process starting from a fully charged storage state. Under these conditions, the hot tank contains the maximum inventory of molten salt at the design storage temperature of 600°C, while the cold tank contains the remaining molten salt inventory at 400°C.

The obtained operating parameters for selected load levels are summarized in Table 7.

Table 7. TES operating parameters at selected CHP unit load levels during discharge from a fully charged storage state

Live steam mass flow rate [kg/s]	Molten salt mass flow rate [kg/s]	TES thermal discharge power [MW]	Storage discharge time [h]
233.09	383.83	162.79	7.12
191.02	316.46	134.35	8.64
144.35	243.41	103.42	11.23

Source: own elaboration.

As expected, a reduction in CHP unit load results in a proportional decrease in both the molten salt mass flow rate and the thermal power supplied by the TES system. Since the storage temperatures remain unchanged at the assumed design values, the variation of the storage output is achieved primarily through adjustment of the molten salt flow rate.

The results demonstrate that the proposed TES configuration is capable of reproducing the required live steam conditions over the entire analyzed operating range. Consequently, the thermal energy storage system can effectively replace the original OP-230 boiler not only at nominal load but also under part-load operating conditions. Furthermore, the reduced thermal demand at lower loads extends the available storage discharge duration from approximately 7.1 hours at nominal load to more than 11 hours at the lowest analyzed operating load.

Summary

Presented study investigated the technical feasibility of replacing the conventional OP-230 coal-fired boiler of a representative BC-50 CHP unit with a molten salt thermal energy storage (TES) system. A detailed thermodynamic model of the reference CHP unit was developed in Ebsilon Professional and validated against operational data covering the full investigated operating range. The validation procedure included 876 individual comparison points. Of these, 703 points (80.25%) exhibited relative deviations below 1%, 115 points (13.13%) remained within the range of 1–3%, and 15 points (1.71%) were within 3–5%. Consequently, more than 95% of all evaluated parameters were reproduced with deviations below 5%, confirming the accuracy of the developed model and its suitability for retrofit analyses.

Based on the validated reference model, a retrofit concept integrating molten salt thermal energy storage with the existing steam-water cycle was developed. The TES system was designed to reproduce

the live steam conditions required by the existing 13UP55 extraction back-pressure steam turbine, thereby enabling replacement of the original boiler without modifications to the remaining steam-water cycle. The obtained results demonstrated that the proposed storage system is capable of maintaining the required steam pressure, temperature and mass flow rate throughout the investigated operating range.

The required thermal storage capacity was estimated at approximately 646 MWh, resulting in two sodium hydroxide storage tanks with dimensions of approximately 20 m in diameter and 20 m in height. Such dimensions are within the range of currently available industrial thermal energy storage technologies and may therefore be considered technically feasible from an engineering perspective. The estimated total thermal losses of the storage system were approximately 385 kW, corresponding to approximately 9.23 MWh per day. Compared to the total stored energy, these losses remain relatively low and confirm the suitability of molten salt storage systems for long-duration thermal energy storage applications in CHP plants.

Part-load analyses demonstrated that the proposed TES configuration can operate over the full load range represented by the available operational dataset. By varying the molten salt mass flow rate from approximately 384 kg/s at nominal load to 243 kg/s at the lowest investigated load level, the storage system maintained the required live steam conditions while adapting the thermal power supplied to the steam generation system from approximately 163 MW to 103 MW. As a result, the available discharge duration increased from approximately 7.1 h at nominal load conditions to more than 11.2 h at reduced load operation. These results confirm that the TES system can effectively follow the operating profile of the CHP unit while preserving the required thermodynamic conditions of the steam cycle.

Overall, the conducted analyses demonstrate that integration of molten salt thermal energy storage with existing BC-50 CHP units represents a technically feasible retrofit pathway capable of replacing conventional fossil-fuel-based steam generation while preserving the operational characteristics of the existing power generation infrastructure.

While the presented results confirm the technical feasibility of the proposed retrofit concept, further research is required to fully assess its practical implementation potential. Future work should include more detailed modelling of thermal losses from storage tanks and auxiliary systems, dynamic simulations of charging and discharging cycles under varying district heating demand and market conditions, as well as a comprehensive techno-economic assessment addressing investment costs, operational expenditures, and potential revenue streams.

Acknowledgement

This research has been carried out as part of the 2LIPP project (2nd Life for Power Plants).
The project is funded by the European Union under Horizon Europe (Horizon-CL5-2022), Grant Agreement No. 101096672 (DOI: 10.3030/101096672).

Abbreviations

BESS Battery Energy Storage System
CHP Combined Heat and Power
CSP Concentrated Solar Power

CP Condensate Pump
DE Deaerator
DH District Heating
DHH District Heating Heat Exchanger
EMS Energy Management System
FESS Flywheel Energy Storage System
FWP Feedwater Pump
GSC Gland Steam Condenser
h Specific enthalpy [kJ/kg]
HFWH High-Pressure Feedwater Heater
HP High-Pressure Turbine Section
IP Intermediate-Pressure Turbine Section
LFWH Low-Pressure Feedwater Heater
M Mass flow rate [kg/s]
MSTES Molten Salt Thermal Energy Storage
N Power output [MW]
NaOH Sodium Hydroxide
p Pressure [kPa]
PFD Process Flow Diagram
Q Heat flow rate / thermal power [MW] or [GJ/h]
SE Steam Ejector
T Temperature [℃]
TES Thermal Energy Storage
TSO Transmission System Operator
VSC Vent Steam Condenser
ηg Generator efficiency
ηi Isentropic efficiency
ηk Turbine section efficiency
ηm Mechanical efficiency
ηt Overall turbine-generator efficiency
σ (SIGMA) Cogeneration index [kWh/GJ]

Bibligraphy

[1] Ministerstwo Klimatu i Środowiska. Strategia dla ciepłownictwa do 2030 r. z perspektywą do 2040 r. Ministerstwo Klimatu i Środowiska; 2022.
[2] Urząd Regulacji Energetyki. Energetyka cieplna w liczbach - 2024. Urząd Regulacji Energetyki; 2025.
[3] Izba Gospodarcza Ciepłownictwo Polskie. Raport o ciepłownictwie. Ciepłownictwo bez środków na transformację - głównym powodem stan prawa i praktyka regulacyjna. Izba Gospodarcza Ciepłownictwo Polskie; 2020.
[4] Mikielewicz D, Szturgulewski K, Dąbrowski P. 2LIPP tech transfer specifications. 2LIPP Project; 2023.
[5] Urząd Regulacji Energetyki. Sprawozdanie dotyczące mechanizmów redysponowania w Polsce za 2024 rok. Warszawa: Urząd Regulacji Energetyki; 2025.
[6] Yong Q, Tian Y, Qian X, Li X. Retrofitting coal-fired power plants for grid energy storage by coupling with thermal energy storage. Applied Thermal Engineering 2022;215:119048. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119048.

[7] Garbrecht O, Bieber M, Kneer R. Increasing fossil power plant flexibility by integrating molten-salt thermal storage. Energy 2017;118:876–83. https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.10.108.
[8] Richter M, Oeljeklaus G, Görner K. Improving the load flexibility of coal-fired power plants by the integration of a thermal energy storage. Applied Energy 2019;236:607–21. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.11.099.
[9] Reyes-Belmonte MA, Sebastián A, González-Aguilar J, Romero M. Performance comparison of different thermodynamic cycles for an innovative central receiver solar power plant. AIP Conference Proceedings, vol. 1850, AIP Publishing; 2017, p. 160024. https://doi.org/10.1063/1.4984558.
[10] Bauer T, Odenthal C, Bonk A. Molten Salt Storage for Power Generation. Chemie Ingenieur Technik 2021;93:534–46. https://doi.org/10.1002/cite.202000137.
[11] Medrano M, Gil A, Martorell I, Potau X, Cabeza LF. State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2-Case studies. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2010;14:56–72. https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.036.
[12] Fernández AG, Gomez-Vidal J, Oró E, Kruizenga A, Solé A, Cabeza LF. Mainstreaming commercial CSP systems: A technology review. Renewable Energy 2019;140:152–76. https://doi.org/10.1016/j.renene.2019.03.049.
[13] Caraballo A, Galán-Casado S, Caballero Á, Serena S. Molten Salts for Sensible Thermal Energy Storage: A Review and an Energy Performance Analysis. Energies 2021;14:1197. https://doi.org/10.3390/en14041197.
[14] Serrano-López R, Fradera J, Cuesta-López S. Molten salts database for energy applications. Chemical Engineering and Processing: Process Intensification 2013;73:87–102. https://doi.org/10.1016/j.cep.2013.07.008.
[15] Mohan G, Venkataraman MB, Coventry J. Sensible energy storage options for concentrating solar power plants operating above 600 °C. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2019;107:319–37. https://doi.org/10.1016/j.rser.2019.01.062.
[16] Kelly B, Kearney D. Thermal Storage Commercial Plant Design Study for a 2-Tank Indirect Molten Salt System: Final Report, 13 May 2002 - 31 December 2004. National Renewable Energy Laboratory; 2006. https://doi.org/10.2172/887348.
[17] Gil A, Medrano M, Martorell I, Lázaro A, Dolado P, Zalba B, et al. State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation. Part 1-Concepts, materials and modellization. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2010;14:31–55. https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.07.035.
[18] Ding W, Bauer T. Progress in Research and Development of Molten Chloride Salt Technology for Next Generation Concentrated Solar Power Plants. Engineering 2021;7:334–47. https://doi.org/10.1016/j.eng.2020.06.027.
[19] Khan MI, Asfand F, Al-Ghamdi SG. Progress in research and technological advancements of thermal energy storage systems for concentrated solar power. Journal of Energy Storage 2022;55:105860. https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105860.
[20] Pacheco J, Wolf T, Muley N. Incorporating Supercritical Steam Turbines into Molten-Salt Power Tower Plants: Feasibility and Performance. Office of Scientific and Technical Information (OSTI); 2013. https://doi.org/10.2172/1088078.
[21] Zhao S, Wang W, Ge Z. Energy and Exergy Evaluations of a Combined Heat and Power System with a High Back-Pressure Turbine under Full Operating Conditions. Energies 2020;13:4484. https://doi.org/10.3390/en13174484.
[22] Luo H, Shen Q, Chen Y, Sun S, Lin J, Zhang H. Thermodynamic Performance of Molten Salt Heat Storage System Used for Regulating Load and Supplying High Temperature Steam in Coal-Fired Cogeneration Power Plants. E3S Web of Conferences 2020;194:01034. https://doi.org/10.1051/e3sconf/202019401034.
[23] Gong M, Ottermo F. High-temperature thermal storage in combined heat and power plants. Energy 2022;252:124057. https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.124057.

[24] Li D, Wang J. Study of supercritical power plant integration with high temperature thermal energy storage for flexible operation. Journal of Energy Storage 2018;20:140–52. https://doi.org/10.1016/j.est.2018.09.008.
[25] Cao R, Lu Y, Yu D, Guo Y, Bao W, Zhang Z, et al. A novel approach to improving load flexibility of coal-fired power plant by integrating high temperature thermal energy storage through additional thermodynamic cycle. Applied Thermal Engineering 2020;173:115225. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115225.
[26] Zhang K, Liu M, Zhao Y, Yan H, Yan J. Design and performance evaluation of a new thermal energy storage system integrated within a coal-fired power plant. Journal of Energy Storage 2022;50:104335. https://doi.org/10.1016/j.est.2022.104335.
[27] Li B, Cao Y, He T, Si F. Thermodynamic analysis and operation strategy optimization of coupled molten salt energy storage system for coal-fired power plant. Applied Thermal Engineering 2024;236:121702. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121702.
[28] Yang H, Tao S, Honghe M. Design and Modelling of Heat-Coupled Storage System with High- and Low-Pressure Bypass: Electrothermal Characteristics and Peak Regulating Performance. Processes 2023;11:1104. https://doi.org/10.3390/pr11041104.
[29] Hu W, Sun R, Zhang K, Liu M, Yan J. Thermoeconomic analysis and multiple parameter optimization of a combined heat and power plant based on molten salt heat storage. Journal of Energy Storage 2023;72:108698. https://doi.org/10.1016/j.est.2023.108698.
[30] Al-Maliki WAK, Alsaedi SS, Khafaji HQA, Alobaid F, Epple B. A novel dual feedwater circuit for a parabolic trough solar power plant. Scientific Reports 2023;13. https://doi.org/10.1038/s41598-023-33829-1.

APPENDIX 1. Definition of the characteristic points of the cycle

This appendix contains the definition of the characteristic points used in the thermodynamic model of the reference BC-50 CHP unit. The adopted numbering is consistent with the process flow diagram and operational dataset used throughout the study.

Table A.1. Definition of the characteristic points of the cycle

PFD Nodal Point Definition			No.	Measured parameter	Symbol
PIPING	Live steam		0	Mass flow rate	M0
				Pressure	P0
				Temperature	T0
HP TURBINE SECTION	Steam	Before HP section stop valve (HP inlet)	1	Mass flow rate	M1
				Pressure	P1
				Temperature	T1
		Counter-flow reversal zone (Inter-casing space)	2	Pressure	P2
				Temperature	T2
				Mass flow rate	M2
		Steam extraction I to HFWH2 directly from HP turbine	3	Pressure	P3
				Temperature	T3
				Extraction I mass flow rate	M3
		Gland steam to HFWH2	91	Gland steam flow rate	M91
		Total extraction I to HFWH2	4	Temperature	T4
				Total mass flow rate including GS	M4
		HP section outlet	6	Mass flow rate	M6
				Pressure	P6
				Temperature	T6
HP-IP CROSSOVER		Extraction II to HFWH1 and 1.0 MPa header	8	Mass flow rate	M8
				Pressure	P8
				Temperature	T8
		Part of extraction II to HFWH1	9	Flow rate to HFWH1	M9
		Part of extraction to 1.0 MPa header	88	Flow rate to 1.0 MPa header	M88
IP TURBINE SECTION		Before IP control valves (IP inlet)	7	Mass flow rate	M7
				Pressure	P7
				Temperature	T7
		Extraction III to DE directly from IP turbine	11	Pressure	P11
				Temperature	T11
				Extraction III flow rate	M11
		Gland steam to DE	93	Gland steam flow rate	M93
		Total extraction III to deaerator	12	Total mass flow rate	M12
		Extraction IV to LFWH	14	Mass flow rate	M14
				Pressure	P14
				Temperature	T14
		Extraction V to DHH2	17	Mass flow rate	M17
				Pressure	P17
				Temperature	T17
		IP section outlet to DHH1	19	Mass flow rate	M19
				Pressure	P19
				Temperature	T19
				Enthalpy	H19
District heating return water flow rate from DHS (DHP1 discharge)			-	Mass flow rate	M
Vent and Gland Steam Condensing System	Steam flow rate from 1.0 MPa header		21	Mass flow rate	M21
	Gland steam flow rate to GSC		92	Mass flow rate	M92
	District heating water	To Vent and Gland Steam Condensing System	50	Mass flow rate	M50
				Pressure	P50=P60
				Temperature	T50
		After Vent and Gland Steam Condensing System	57	Mass flow rate	M57
				Temperature	T57
	Heat transferred in GSC & VSC				Q_G/VSC

PFD Nodal Point Definition			No.	Measured parameter	Symbol
DISTRICT HEATING HEAT EXCHANGERS	DHH1	District heating water before DHH1	60	Mass flow rate	M60
				Pressure	P60
				Temperature	T60
		District heating water after DHH1	61	Temperature	T61
		Heating condensate inflow from LFWH	32	Mass flow rate	M32
		Heating condensate inflow from DHH2	34	Mass flow rate	M34
		Condensate inflow from drainage system	36	Mass flow rate	M36
		IP section exhaust steam	20	Mass flow rate	M20
				Pressure	P20
				Temperature	T20
		Condensate	35	Mass flow rate	M35
				Temperature	T35
		Heat transferred in DHH1			Q_DHH1
		DHH1 thermal cappacity			N_DHH1
	DHH2	District heating water before DHH2	61	Mass flow rate	M61
				Pressure	P61
				Temperatura przed	T61
		District heating water after DHH2	62	Temperatura za	T62
		Steam from extraction V	18	Mass flow rate	M18
				Pressure	P18
				Temperature	T18
		Condensate	34	Mass flow rate	M34
				Temperature	T34
		Heat transferred in DHH2			Q_DHH2
		DHH2 thermal cappacity			N_DHH2
	Heat transferred in district heating heat exchangers (DHH1 & DHH2)				Q_DH
	Total heat transferred to district heating water (DHH1 & DHH2 and GSC & VSC)				QT_DH
District heating water		DHP2 pump suction	64	Mass flow rate	M64
				Pressure	P64
				Temperature	T64
LOW-PRESSURE REGENERATION		Condensate after CP	37	Mass flow rate	M37
				Pressure	P37
				Temperature	T37
	LFWH heater	Condensate before	38	Mass flow rate	M37=M38
				Pressure	P37
				Temperature	T37
		Condensate after	39	Pressure	P38=P39
				Temperature	T38=T39
		Steam from extraction IV	15	Mass flow rate	M15
				Pressure	P15
				Temperature	T15
		Condensate	32	Mass flow rate	M32
				Temperature	T32
	Deaerator	Condensate from LP regeneration	39	Mass flow rate	M39
				Pressure	P39
				Temperature	T39
		Steam from extraction III and gland steam	12	Mass flow rate	M12
				Pressure	P12
				Temperature	T12
		Heating condensate from high-pressure regeneration	31	Mass flow rate	M31
				Temperature	T31
		Make-up water flow rate			MU
Feedwater pump		Feedwater at pump suction	40	Mass flow rate	M40
				Pressure	P40
				Temperature	T40
		Feedwater at pump discharge	41	Pressure	P41
				Temperature	T41=T42
				Mass flow rate	M41
Water extraction for primary spray water injection			42	Mass flow rate	M42
				Pressure	P42

PFD Nodal Point Definition			No.	Measured parameter	Symbol
				Temperature	T42
HIGH-PRESSURE REGENERATION	Feedwater bypassing high-pressure regeneration flow rate				M_BP
	HFWH1 heater	Feedwater before	43	Mass flow rate	M43
				Pressure	P43
				Temperature	T43
		Feedwater after	44	Pressure	P44
				Temperature	T44
		Steam from extraction II	9	Mass flow rate	M9
				Pressure	P9
				Temperature	T9
		Condensate	31	Flow rate	M31
				Temperature	T31
	HFWH2 heater	Feedwater before	44	Mass flow rate	M44
				Pressure	P44
				Temperature	T44
		Feedwater after	45	Pressure	P45
				Temperature	T45
		Para z upustu I	5	Mass flow rate	M5
				Pressure	P5
				Temperature	T5
		Condensate	30	Flow rate	M30
				Temperature	T30
Feedwater after feedwater regeneration (to boiler)			46	Mass flow rate	M46
				Pressure	P46
				Temperature	T46

Source: own elaboration.

APPENDIX 2. Detailed validation of thermodynamic data

This appendix presents the detailed comparison between measured operational data and simulated values obtained from the developed reference thermodynamic model of the BC-50 CHP unit. The comparison includes thermodynamic and flow parameters at the characteristic points of the steam-water cycle defined in Figure 3 and Table A,1. These data were used to assess the accuracy of the model and support the validation results discussed in Section 3.3.

Table A.2. Comparison of measured and simulated thermodynamic-flow parameters at characteristic points of the reference BC-50 CHP cycle – part 1

Symbol	Unit	Measurement Number/Model Subprofile ID								
		1			2			3		
		Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation
N_T	kW	**49 460**	49 512	0.11%	**49 720**	49 435	-0.57%	**40 260**	40 142	-0.29%
M0	kg/h	233090	233090	0.00%	231 360	231360	0.00%	193490	193490	0.00%
P0	kPa	13 443	13 443	0.00%	13 439	13 439	0.00%	13 408	13 408	0.00%
T0	°C	536.3	536.3	0.00%	530	530	0.00%	525.4	525.4	0.00%
M1	kg/h	233090	233090	0.00%	231 360	231360	0.00%	193490	193490	0.00%
P1	kPa	13 331	13 333	0.02%	13 329	13 439	0.83%	13 332	13 328	-0.03%
T1	°C	535.8	535.8	0.00%	529.5	529.5	0.00%	525.1	525.1	0.00%
P2	kPa	3 539	3 539	-0.01%	3 492	3 484	-0.22%	2 893	2 896	0.11%
T2	°C		370			363			349	
M2	kg/h	5 960	6 037	1.29%	6 070	5 987	-1.37%	5 180	5 169	-0.21%
P3	kPa	2 080	2 079	-0.05%	2 047	2 041	-0.31%	1 701	1 702	0.09%
T3	°C	307.8	308.1	0.08%	301.8	301.2	-0.20%	288.1	288.2	0.03%
M3	kg/h	8 940	9 047	1.20%	9 360	9 656	3.16%	7 380	7 309	-0.96%
M91	kg/h	5 770	5 842	1.25%	5 870	5 793	-1.31%	4 630	4 651	0.45%
T4	°C	326.7	326.9	0.07%	320.1	319.1	-0.33%	306.4	307.1	0.21%
M4	kg/h	14 710	14 889	1.22%	15 230	15 450	1.44%	12 010	11 960	-0.42%
M6	kg/h	217 760	217 586	-0.08%	215 520	215 297	-0.10%	180 380	180 479	0.05%
P6	kPa	1 068	1 078	0.98%	1 045	1 055	0.97%	876	887	1.27%
T6	°C	238.3	237.8	-0.20%	232.7	231.4	-0.56%	220.8	221.3	0.22%
M8	kg/h	19 910	20 091	0.91%	21 020	20 418	-2.86%	16 230	16 332	0.63%
P8	kPa	1 068	1 078	0.98%	1 045	1 055	0.97%	876	887	1.27%
T8	°C	238.3	237.8	-0.20%	232.7	231.4	-0.56%	220.8	221.3	0.22%
M9	kg/h	18 910	19 091	0.96%	20 020	19 418	-3.01%	15 230	15 332	0.67%
M88	kg/h	1 000	1 000	0.00%	1 000	1 000	0.00%	1 000	1 000	0.00%
M7	kg/h	197 860	197 495	-0.18%	194 500	194 879	0.19%	164 150	164 147	0.00%
P7	kPa	1 079	1 078	-0.05%	1 055	1 055	0.01%	885	887	0.24%
T7	°C	238.5	237.8	-0.29%	232.9	231.4	-0.64%	221	221.3	0.13%
P11	kPa	444	444	0.00%	432	432	-0.08%	370	376	1.58%
T11	°C	147.7	149.1	0.96%	146.6	146.4	-0.15%	153.6	154.7	0.72%
M11	kg/h	440	87	-80.23%	200	537	168.50 %	0	0	0.00%

Symbol	Unit	Measurement Number/Model Subprofile ID								
		1			2			3		
		Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation
M93	kg/h	0	0	0.00%	0	0	0.00%	880	832	-5.45%
M12	kg/h	420	87	-79.29%	190	537	182.63 %	880	832	-5.45%
M14	kg/h	11 970	12 304	2.79%	13 310	13 302	-0.06%	9 140	9 101	-0.43%
P14	kPa	262	261	-0.25%	249	250	0.50%	224	225	0.27%
T14	°C	129.0	128.9	-0.09%	127.3	127.4	0.11%	123.8	123.9	0.10%
M17	kg/h	52 220	52 295	0.14%	68 940	68 230	-1.03%	56 080	55 641	-0.78%
P17	kPa	101.5	101.4	-0.13%	82.6	84.7	2.58%	84.2	83.9	-0.40%
T17	°C	100.0	100.0	-0.01%	94.3	95.0	0.79%	94.9	94.8	-0.15%
M19	kg/h	132 740	132 325	-0.31%	111 570	112 328	0.68%	98 260	98 750	0.50%
P19	kPa	72.0	72.0	0.00%	59.9	59.9	0.00%	65.0	65.0	0.00%
T19	°C	92.8	90.7	-2.29%	86.6	85.9	-0.83%	89.1	88.0	-1.24%
H19	kJ/kg	2 569	2 568	-0.05%	2 530	2 533	0.13%	2 552	2 555	0.10%
M	t/h	2 320	2 324	0.17%	2 490	2 506	0.65%	2 280	2 281	0.03%
M21	kg/h	0	0	0.00%	0	0	0.00%	0	0	0.00%
M92	kg/h	1 110	1 099	-1.00%	1 100	1 096	-0.41%	890	874	-1.77%
M50	kg/h	63 720	67 018	5.18%	82 120	85 517	4.14%	78 380	74 596	-4.83%
P50=P60	kPa	574	574	0.00%	577	577	0.00%	590	590	0.00%
T50	°C	54.9	54.9	0.05%	51.5	51.5	-0.05%	51.6	51.6	0.00%
M57	kg/h	63 720	67 018	5.18%	82 120	85 517	4.14%	78 380	74 596	-4.83%
T57	°C	73.5	73.0	-0.66%	65.8	65.9	0.11%	65.0	66.1	1.65%
Q_G/VSC	GJ/h	4.959	4.884	-1.51%	4.911	4.962	1.03%	4.376	4.359	-0.40%
M60	kg/h	2 270	2 257	-0.57%	2 430	2 421	-0.38%	2 230	2 206	-1.07%
P60	kPa	574	574	0.00%	577	577	0.00%	590	590	0.00%
T60	°C	55.6	55.6	0.00%	52.0	52.0	0.00%	52.1	52.1	0.00%
T61	°C	86.4	86.4	0.00%	76.4	76.4	0.00%	75.6	75.6	0.00%
M32	kg/h	11 970	12 304	2.79%	13 310	13 302	-0.06%	9 140	9 101	-0.43%
M34	kg/h	52 220	52 295	0.14%	68 940	68 230	-1.03%	56 080	55 641	-0.78%
M36	kg/h		2 099			2 096			1 874	
M20	kg/h	132 740	132 325	-0.31%	111 570	112 328	0.68%	98 260	98 750	0.50%
P20	kPa	71.3	72.0	0.98%	59.3	59.9	1.01%	64.4	65.0	0.93%
T20	°C		90.7			85.9			88.0	
M35	kg/h	199 050	199 023	-0.01%	195 920	195 955	0.02%	165 400	165 366	-0.02%
T35	°C	90.4	90.4	0.04%	85.6	85.7	0.10%	87.7	87.8	0.17%
Q_DHH1	GJ/h	291.157	291.125	-0.01%	245.715	246.869	0.47%	216.539	216.870	0.15%
N_DHH1	MWt	80.877	80.868	-0.01%	68.254	68.575	0.47%	60.150	60.242	0.15%
M61	kg/h	2 270	2 257	-0.57%	2 430	2 421	-0.38%	2 230	2 206	-1.07%
P61	kPa		552			437			569	
T61	°C	86.4	86.4	0.00%	76.4	76.4	0.00%	75.6	75.6	0.00%
T62	°C	98.4	98.4	0.00%	91.1	91.1	0.00%	88.7	88.7	0.00%
M18	kg/h	52 220	52 295	0.14%	68 940	68 230	-1.03%	56 080	55 641	-0.78%

Symbol	Unit	Measurement Number/Model Subprofile ID								
		1			2			3		
		Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation
P18	kPa	100.5	100.5	-0.03%	81.8	83.8	2.49%	83.4	83.0	-0.52%
T18	°C		99.7			94.8			94.5	
M34	kg/h	52 220	52 295	0.14%	68 940	68 230	-1.03%	56 080	55 641	-0.78%
T34	°C	97.0	97.7	0.67%	92.3	92.5	0.24%	94.3	93.5	-0.82%
Q_DHH2	GJ/h	113.929	113.896	-0.03%	148.520	148.328	-0.13%	121.069	121.241	0.14%
N_DHH2	MWt	31.647	31.638	-0.03%	41.256	41.202	-0.13%	33.630	33.678	0.14%
Q_DH	GJ/h	405.086	405.021	-0.02%	394.235	395.197	0.24%	337.608	338.111	0.15%
QT_DH	GJ/h	410.045	409.905	-0.03%	399.146	400.159	0.25%	341.984	342.470	0.14%
M64	kg/h	2 320	2 324	0.17%	2 490	2 506	0.65%	2 280	2 281	0.03%
P64	kPa	574	530	-7.69%	577	412	-28.55%	590	548	-7.20%
T64	°C	97.7	97.7	-0.03%	90.3	90.1	-0.17%	87.9	88.0	0.07%
M37	kg/h	199 050	199 023	-0.01%	195 920	195 955	0.02%	165 400	165 366	-0.02%
P37	kPa	688	689	0.09%	671	672	0.13%	637	636	-0.11%
T37	°C	91.6	90.5	-1.16%	85.6	85.8	0.22%	87.9	87.9	0.06%
M37=M38	kg/h	199 050	199 023	-0.01%	195 920	195 955	0.02%	165 400	165 366	-0.02%
P37	kPa	688	689	0.09%	671	672	0.13%	637	636	-0.11%
P38=P39	kPa	559	558	-0.09%	542	543	0.10%	515	514	-0.12%
T37	°C	91.6	90.5	-1.16%	85.6	85.8	0.22%	87.9	87.9	0.06%
T38=T39	°C	122.6	122.4	-0.13%	120.6	120.8	0.16%	116.9	116.8	-0.05%
M15	kg/h	11 970	12 304	2.79%	13 310	13 302	-0.06%	9 140	9 101	-0.43%
P15	kPa	239.0	237.7	-0.55%	225.0	226.5	0.68%	198.8	198.3	-0.25%
T15	°C	124.5	125.8	1.01%	122.6	124.2	1.30%	118.4	119.9	1.30%
M32	kg/h	11 970	12 304	2.79%	13 310	13 302	-0.06%	9 140	9 101	-0.43%
T32	°C	122.3	122.2	-0.09%	120.4	120.5	0.11%	116.4	116.4	-0.02%
M39	kg/h	199 050	199 023	-0.01%	195 920	195 955	0.02%	165 400	165 366	-0.02%
P39	kPa	559	558	-0.09%	542	543	0.10%	515	514	-0.12%
T39	°C	122.6	122.4	-0.13%	120.6	120.8	0.16%	116.9	116.8	-0.05%
M12	kg/h	420	87	-79.29%	190	537	182.63 %	880	832	-5.45%
P12	kPa	293	286	-2.37%	276	283	2.63%	252	251	-0.37%
T12	°C	136.4	137.2	0.57%	134.5	133.3	-0.90%	130.5	269.5	106.50%
M31	kg/h	33 620	33 980	1.07%	35 250	34 868	-1.08%	27 240	27 292	0.19%
T31	°C	179.0	179.3	0.14%	178.0	178.3	0.18%	170.6	170.7	0.05%
MU	kg/h	10 760	11 015	2.37%	11 110	10 844	-2.40%	8 380	8 251	-1.54%
M40	kg/h	243 850	244 105	0.10%	242 470	242 204	-0.11%	201 870	201 741	-0.06%
P40	kPa	540	279	-48.37%	523	276	-47.20%	508	245	-51.78%
T40	°C	131.8	131.0	-0.57%	129.9	130.7	0.63%	126.9	126.7	-0.12%
P41	kPa	15 126	15 157	0.20%	15 168	15 135	-0.22%	14 704	14 690	-0.10%
T41=T42	°C	134.9	134.1	-0.63%	132.9	133.7	0.62%	129.9	129.7	-0.12%

Symbol	Unit	Measurement Number/Model Subprofile ID								
		1			2			3		
		Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation
M41	kg/h	243 850	244 105	0.10%	242 470	242 204	-0.11%	201 870	201 741	-0.06%
M42	kg/h	27 210	27 210	0.00%	17 670	17 670	0.00%	13 000	13 000	0.00%
P42	kPa	15 126	15 157	0.20%	15 168	15 135	-0.22%	14 704	14 690	-0.10%
T42	°C	134.9	134.1	-0.63%	132.9	133.7	0.62%	129.9	129.7	-0.12%
M_BP	kg/h	1 950	1 952	0.08%	2 010	2 008	-0.11%	1 810	1 809	-0.05%
M43	kg/h	214 690	214 943	0.12%	222 790	222 526	-0.12%	187 060	186 932	-0.07%
P43	kPa		15 157			15 135			14 690	
P44	kPa		15 098			15 077			14 644	
T43	°C	134.9	134.1	-0.63%	132.9	133.7	0.62%	129.9	129.7	-0.12%
T44	°C	181.0	180.5	-0.26%	179.8	179.2	-0.31%	172.7	172.8	0.07%
M9	kg/h	18 910	19 091	0.96%	20 020	19 418	-3.01%	15 230	15 332	0.67%
P9	kPa	1 051	1 050	-0.07%	1 025	1 027	0.16%	861	863	0.24%
T9	°C	238.0	237.3	-0.30%	232.3	230.9	-0.62%	220.5	220.8	0.13%
M31	kg/h	33 620	33 980	1.07%	35 250	34 868	-1.08%	27 240	27 292	0.19%
T31	°C	179.0	179.3	0.14%	178.0	178.3	0.18%	170.6	170.7	0.05%
M44	kg/h	214 690	214 943	0.12%	222 790	222 526	-0.12%	187 060	186 932	-0.07%
P44	kPa		15 098			15 077			14 644	
P45	kPa		15 040			15 020			14 598	
T44	°C	181.0	180.5	-0.26%	179.8	179.2	-0.31%	172.7	172.8	0.07%
T45	°C	214.6	214.5	-0.05%	213.2	213.1	-0.03%	204.5	204.6	0.03%
M5	kg/h	14 710	14 889	1.22%	15 230	15 450	1.44%	12 010	11 960	-0.42%
P5	kPa	2 011	2 008	-0.15%	1 974	1 968	-0.31%	1 639	1 641	0.14%
T5	°C	325.4	325.4	0.01%	318.9	317.5	-0.43%	305.1	305.6	0.17%
M30	kg/h	14 710	14 889	1.22%	15 230	15 450	1.44%	12 010	11 960	-0.42%
T30	°C	204.2	204.9	0.33%	203.4	203.9	0.23%	194.5	194.5	-0.01%
M46	kg/h	216 640	216 895	0.12%	224 800	224 534	-0.12%	188 870	188 741	-0.07%
P46	kPa	15 013	15 040	0.18%	15 041	15 020	-0.14%	14 152	14 598	3.15%
T46	°C	214.6	213.8	-0.37%	213.2	212.4	-0.35%	204.5	203.9	-0.32%

Source: own elaboration.

Table A.3. Comparison of measured and simulated thermodynamic-flow parameters at characteristic points of the reference BC-50 CHP cycle – part 2

Symbol	Unit	Measurement Number/Model Subprofile ID								
		2			3			4		
		Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation
N_T	kW	39 700	39 602	-0.25%	29 940	29 689	-0.84%	28 780	28 667	-0.39%
M0	kg/h	191020	191020	0.00%	146790	146790	0.00%	144350	144350	0.00%
P0	kPa	13 406	13 406	0.00%	13 387	13 387	0.00%	13 375	13 375	0.00%
T0	°C	526.2	526.2	0.00%	528.9	528.9	0.00%	522.5	522.5	0.00%
M1	kg/h	191020	191020	0.00%	146790	146790	0.00%	144350	144350	0.00%
P1	kPa	13 330	13 328	-0.02%	13 340	13 342	0.02%	13 331	13 332	0.01%
T1	°C	525.9	525.9	0.00%	528.7	528.7	0.00%	522.3	522.3	0.00%
P2	kPa	2 859	2 860	0.05%	2 181	2 187	0.26%	2 123	2 133	0.49%
T2	°C		349	-		337	-		330	-
M2	kg/h	5 110	5 133	0.45%	4 880	4 831	-1.00%	4 790	4 834	0.92%
P3	kPa	1 681	1 682	0.07%	1 292	1 294	0.17%	1 256	1 260	0.33%
T3	°C	288.2	288.2	0.01%	277.8	278.3	0.17%	271.6	271.5	-0.03%
M3	kg/h	7 230	7 174	-0.77%	5 220	5 123	-1.86%	5 340	5 409	1.29%
M91	kg/h	4 590	4 572	-0.39%	3 020	3 055	1.16%	3 000	2 966	-1.13%
T4	°C	306.7	307.2	0.16%	297.5	296.7	-0.25%	290.6	288.8	-0.61%
M4	kg/h	11 820	11 746	-0.63%	8 240	8 179	-0.74%	8 340	8 375	0.42%
M6	kg/h	178 150	178 163	0.01%	135 570	135 748	0.13%	133 120	132 978	-0.11%
P6	kPa	866	877	1.30%	679	689	1.54%	660	671	1.73%
T6	°C	221.1	221.3	0.10%	208.8	209.9	0.53%	203.5	203.7	0.08%
M8	kg/h	15 920	15 980	0.38%	7 280	7 525	3.37%	7 330	7 249	-1.11%
P8	kPa	866	877	1.30%	679	689	1.54%	660	671	1.73%
T8	°C	221.1	221.3	0.10%	208.8	209.9	0.53%	203.5	203.7	0.08%
M9	kg/h	14 920	14 980	0.40%	7 280	7 525	3.37%	7 330	7 249	-1.11%
M88	kg/h	1 000	1 000	0.00%	0	0	0.00%	0	0	0.00%
M7	kg/h	162 230	162 183	-0.03%	128 280	128 223	-0.04%	125 790	125 729	-0.05%
P7	kPa	875	877	0.26%	686	689	0.50%	667	671	0.67%
T7	°C	221.3	221.3	0.01%	208.9	209.9	0.48%	203.6	203.7	0.03%
P11	kPa	366	373	1.89%	300	308	2.61%	293	301	2.78%
T11	°C	154.2	155.7	0.95%	151.5	154.1	1.74%	147.7	148.6	0.61%
M11	kg/h	0	0	0.00%	0	0	0.00%	0	0	0.00%
M93	kg/h	830	887	6.87%	3 890	3 641	-6.40%	3 770	3 832	1.64%
M12	kg/h	830	887	6.87%	3 890	3 641	-6.40%	3 770	3 832	1.64%
M14	kg/h	8 830	8 889	0.67%	5 870	5 998	2.18%	5 550	5 685	2.44%
P14	kPa	225	224	-0.44%	199.9	199.7	-0.08%	198.5	196.9	-0.82%
T14	°C	124.0	123.8	-0.13%	125.3	126.2	0.72%	123.0	121.6	-1.10%
M17	kg/h	48 430	48 312	-0.24%	2 540	2 569	1.16%	3 140	3 145	0.17%
P17	kPa	86.0	86.2	0.23%	90.6	89.2	-1.56%	89.9	88.8	-1.17%
T17	°C	95.4	95.5	0.11%	96.9	96.4	-0.48%	96.7	96.3	-0.38%

Symbol	Unit	Measurement Number/Model Subprofile ID								
		2			3			4		
		Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation
M19	kg/h	104 320	104 303	-0.02%	118 330	118 258	-0.06%	115 600	115 447	-0.13%
P19	kPa	65.5	65.5	0.00%	62.3	62.3	0.00%	63.4	63.4	0.00%
T19	°C	89.3	88.2	-1.24%	88.2	86.9	-1.48%	88.5	87.3	-1.30%
H19	kJ/kg	2 556	2 558	0.08%	2 590	2 595	0.20%	2 590	2 591	0.05%
M	t/h	2 030	2 032	0.11%	2 080	2 090	0.48%	1 970	1 969	-0.04%
M21	kg/h	0	0	0.00%	1 000	1 000	0.00%	1000	1 000	0.00%
M92	kg/h	880	904	2.74%	630	619	-1.71%	620	616	-0.57%
M50	kg/h	69 730	74 817	7.29%	85 630	93 790	9.53%	77 110	82 534	7.03%
P50=P60	kPa	545	545	0.00%	572	572	0.00%	523	523	0.00%
T50	°C	51.8	51.8	0.02%	47.6	47.6	0.00%	48.7	48.8	0.14%
M57	kg/h	69 730	74 817	7.29%	85 630	93 790	9.53%	77 110	82 534	7.03%
T57	°C	66.7	66.5	-0.34%	58.1	57.7	-0.62%	60.2	60.1	-0.13%
Q_G/VSC	GJ/h	4.346	4.433	2.01%	3.740	3.857	3.14%	3.691	3.802	3.02%
M60	kg/h	1 980	1 957	-1.14%	1 980	1 996	0.81%	1 890	1 887	-0.18%
P60	kPa	545	545	0.00%	572	572	0.00%	523	523	0.00%
T60	°C	52.3	52.3	0.00%	47.9	47.9	0.00%	49.1	49.1	0.00%
T61	°C	80.2	80.2	0.00%	79.3	79.3	0.00%	81.4	81.4	0.00%
M32	kg/h	8 830	8 889	0.67%	5 870	5 998	2.18%	5 550	5 685	2.44%
M34	kg/h	48 430	48 312	-0.24%	2 540	2 569	1.16%	3 140	3 145	0.17%
M36	kg/h		1 904	-		1 619	-		1 616	-
M20	kg/h	104 320	104 303	-0.02%	118 330	118 258	-0.06%	115 600	115 447	-0.13%
P20	kPa	64.8	65.5	1.08%	61.7	62.3	0.97%	62.8	63.4	0.96%
T20	°C		88.2	-		86.9	-		87.3	-
M35	kg/h	163 490	163 408	-0.05%	128 520	128 445	-0.06%	126 030	125 894	-0.11%
T35	°C	87.9	88.0	0.15%	86.6	86.7	0.09%	87.1	87.1	0.05%
Q_DHH1	GJ/h	228.825	228.560	-0.12%	262.358	262.235	-0.05%	256.052	255.026	-0.40%
N_DHH1	MWt	63.562	63.489	-0.12%	72.877	72.843	-0.05%	71.126	70.841	-0.40%
M61	kg/h	1 980	1 957	-1.14%	1 980	1 996	0.81%	1 890	1 887	-0.18%
P61	kPa		528	-		554	-		507	-
T61	°C	80.2	80.2	0.00%	79.3	79.3	0.00%	81.4	81.4	0.00%
T62	°C	93	93	0.00%	80	80	0.00%	82.3	82.3	0.00%
M18	kg/h	48 430	48 312	-0.24%	2 540	2 569	1.16%	3 140	3 145	0.17%
P18	kPa	85.1	85.3	0.23%	89.7	88.3	-1.58%	89.0	87.9	-1.18%
T18	°C		95.2	-		96.2	-		96.1	-
M34	kg/h	48 430	48 312	-0.24%	2 540	2 569	1.16%	3 140	3 145	0.17%
T34	°C	93.7	94.3	0.62%	81.5	81.8	0.42%	83.6	83.3	-0.40%
Q_DHH2	GJ/h	105.361	105.226	-0.13%	5.863	5.832	-0.53%	7.153	7.101	-0.73%
N_DHH2	MWt	29.267	29.229	-0.13%	1.629	1.620	-0.55%	1.987	1.973	-0.73%
Q_DH	GJ/h	334.186	333.786	-0.12%	268.221	268.067	-0.06%	263.205	262.127	-0.41%

Symbol	Unit	Measurement Number/Model Subprofile ID								
		2			3			4		
		Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation
QT_DH	GJ/h	338.532	338.219	-0.09%	271.961	271.924	-0.01%	266.896	265.929	-0.36%
M64	kg/h	2 030	2 032	0.11%	2 080	2 090	0.48%	1 970	1 969	-0.04%
P64	kPa	545	510	-6.37%	572	536	-6.27%	523	490	-6.24%
T64	°C	92.1	92.0	-0.08%	79.1	79.0	-0.12%	81.4	81.4	-0.03%
M37	kg/h	163 490	163 408	-0.05%	128 520	128 445	-0.06%	126 030	125 894	-0.11%
P37	kPa	634	635	0.18%	668	666	-0.25%	662	664	0.30%
T37	°C	88.4	88.1	-0.30%	87.2	86.8	-0.46%	87.6	87.3	-0.38%
M37=M38	kg/h	163 490	163 408	-0.05%	128 520	128 445	-0.06%	126 030	125 894	-0.11%
P37	kPa	634	635	0.18%	668	666	-0.25%	662	664	0.30%
P38=P39	kPa	513	514	0.14%	554	552	-0.30%	549	551	0.28%
T37	°C	88.4	88.1	-0.30%	87.2	86.8	-0.46%	87.6	87.3	-0.38%
T38=T39	°C	116.8	116.7	-0.06%	111.6	111.8	0.14%	111.1	111.3	0.20%
M15	kg/h	8 830	8 889	0.67%	5 870	5 998	2.18%	5 550	5 685	2.44%
P15	kPa	197.8	197.5	-0.17%	168.2	167.1	-0.66%	165.1	163.8	-0.80%
T15	°C	118.3	119.8	1.28%	113.0	123.5	9.27%	112.4	118.7	5.64%
M32	kg/h	8 830	8 889	0.67%	5 870	5 998	2.18%	5 550	5 685	2.44%
T32	°C	116.3	116.3	-0.04%	111.2	111.2	-0.04%	110.6	110.6	0.01%
M39	kg/h	163 490	163 408	-0.05%	128 520	128 445	-0.06%	126 030	125 894	-0.11%
P39	kPa	513	514	0.14%	554	552	-0.30%	549	551	0.28%
T39	°C	116.8	116.7	-0.06%	111.6	111.8	0.14%	111.1	111.3	0.20%
M12	kg/h	830	887	6.87%	3 890	3 641	-6.40%	3 770	3 832	1.64%
P12	kPa	250	251	0.35%	292	287	-1.62%	287	291	1.56%
T12	°C	130.1	268.6	106.47 %	222.5	239.9	7.80%	217.3	232.0	6.75%
M31	kg/h	26 730	26 725	-0.02%	15 520	15 704	1.19%	15 660	15 624	-0.23%
T31	°C	170.1	170.2	0.06%	160.2	160.3	0.09%	159.1	159.4	0.16%
MU	kg/h	8 010	8 159	1.86%	8 090	7 084	-12.43%	8 170	7 168	-12.27%
M40	kg/h	199 030	199 179	0.07%	154 880	154 874	0.00%	152 520	152 518	0.00%
P40	kPa	506	245	-51.63%	555	280	-49.56%	550	284	-48.37%
T40	°C	126.6	126.7	0.09%	131.9	131.2	-0.55%	131.2	131.7	0.35%
P41	kPa	14 675	14 663	-0.08%	14 218	14 225	0.05%	14 210	14 203	-0.05%
T41=T42	°C	129.6	129.7	0.09%	135.1	134.5	-0.47%	134.5	135.0	0.36%
M41	kg/h	199 030	199 179	0.07%	154 880	154 874	0.00%	152 520	152 518	0.00%
M42	kg/h	12 840	12 840	0.00%	11 450	11 450	0.00%	5 330	5 330	0.00%
P42	kPa	14 675	14 663	-0.08%	14 218	14 225	0.05%	14 210	14 203	-0.05%
T42	°C	129.6	129.7	0.09%	135.1	134.5	-0.47%	134.5	135.0	0.36%
M_BP	kg/h	1 790	1 800	0.56%	1 770	1 800	1.69%	1 850	1 800	-2.70%
M43	kg/h	184 400	184 539	0.08%	141 670	141 624	-0.03%	145 340	145 388	0.03%
P43	kPa		14 663	-		14 225	-		14 203	-

Symbol	Unit	Measurement Number/Model Subprofile ID								
		2			3			4		
		Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation	Measured	Model	Relative Deviation
P44	kPa		14 618	-		14 197	-		14 174	-
T43	°C	129.6	129.7	0.09%	135.1	134.5	-0.47%	134.5	135.0	0.36%
T44	°C	172.2	172.4	0.13%	162.8	163.1	0.16%	161.6	161.8	0.11%
M9	kg/h	14 920	14 980	0.40%	7 280	7 525	3.37%	7 330	7 249	-1.11%
P9	kPa	851	854	0.30%	672	675	0.43%	652	657	0.79%
T9	°C	220.8	220.8	0.02%	208.6	209.6	0.47%	203.3	203.3	0.01%
M31	kg/h	26 730	26 725	-0.02%	15 520	15 704	1.19%	15 660	15 624	-0.23%
T31	°C	170.1	170.2	0.06%	160.2	160.3	0.09%	159.1	159.4	0.16%
M44	kg/h	184 400	184 539	0.08%	141 670	141 624	-0.03%	145 340	145 388	0.03%
P44	kPa		14 618	-		14 197	-		14 174	-
P45	kPa		14 573	-		14 170	-		14 145	-
T44	°C	172.2	172.4	0.13%	162.8	163.1	0.16%	161.6	161.8	0.11%
T45	°C	204.0	204.0	0.02%	192.4	192.4	0.01%	190.7	190.9	0.13%
M5	kg/h	11 820	11 746	-0.63%	8 240	8 179	-0.74%	8 340	8 375	0.42%
P5	kPa	1 620	1 622	0.10%	1 243	1 245	0.20%	1 207	1 211	0.31%
T5	°C	305.4	305.8	0.11%	296.1	295.4	-0.24%	289.2	287.4	-0.61%
M30	kg/h	11 820	11 746	-0.63%	8 240	8 179	-0.74%	8 340	8 375	0.42%
T30	°C	194.0	193.9	-0.05%	182.2	182.3	0.04%	180.9	181.1	0.10%
M46	kg/h	186 190	186 339	0.08%	143 430	143 424	0.00%	147 190	147 188	0.00%
P46	kPa	14 584	14 573	-0.07%	14 163	14 170	0.05%	14 152	14 145	-0.05%
T46	°C	204.0	203.3	-0.32%	192.4	191.7	-0.36%	190.7	190.3	-0.22%

Source: own elaboration.

APPENDIX 3. Complete Ebsilon Professional model of the retrofitted CHP unit

This appendix presents the complete numerical implementation of the retrofitted CHP unit with integrated molten salt thermal energy storage developed in Ebsilon Professional. The model includes the steam-water cycle, thermal energy storage subsystem, auxiliary systems, and all boundary conditions used in the performed simulations.

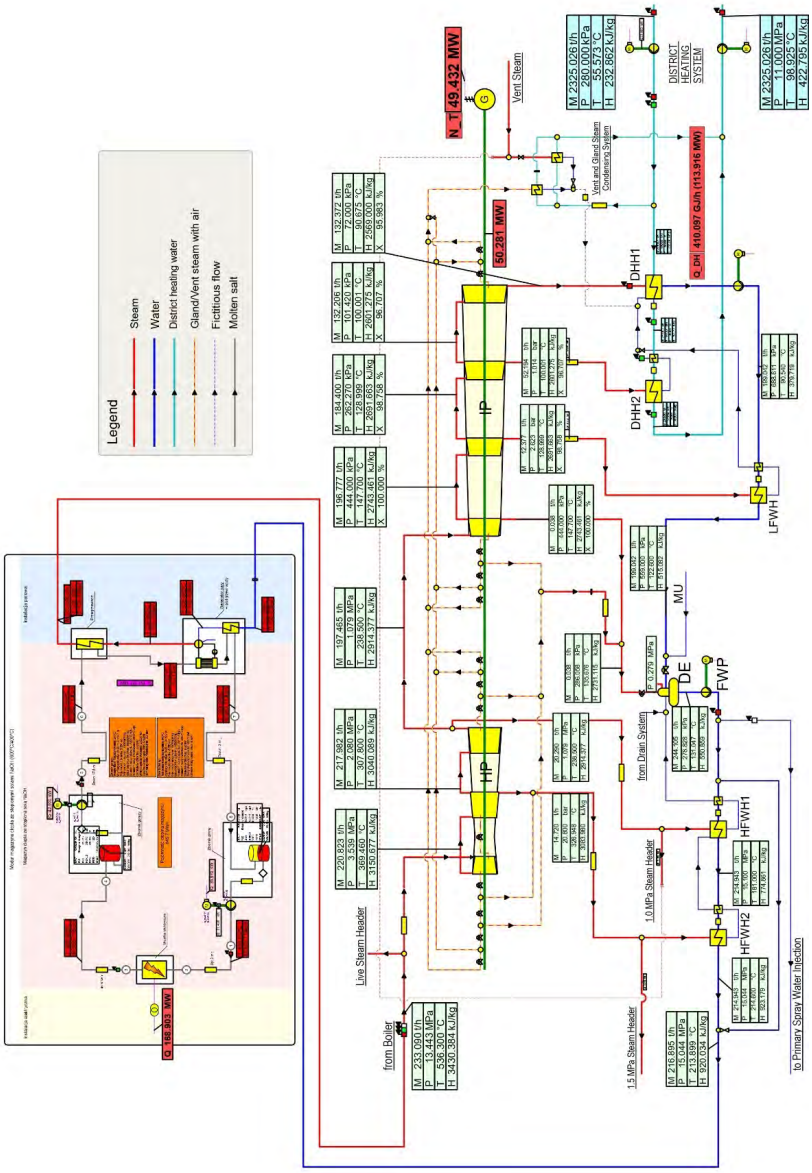


Figure A.1. Complete numerical implementation of the retrofitted CHP unit with integrated molten salt thermal energy storage in Ebsilon Professional
Source: own elaboration.

APPENDIX 4. TES subsystem operation at different CHP unit load levels

This appendix presents detailed views of the molten salt thermal energy storage (TES) subsystem operating in discharge mode for six representative CHP unit load levels. The selected operating points correspond to the measured load conditions used during the calibration and validation of the reference BC-50 model.

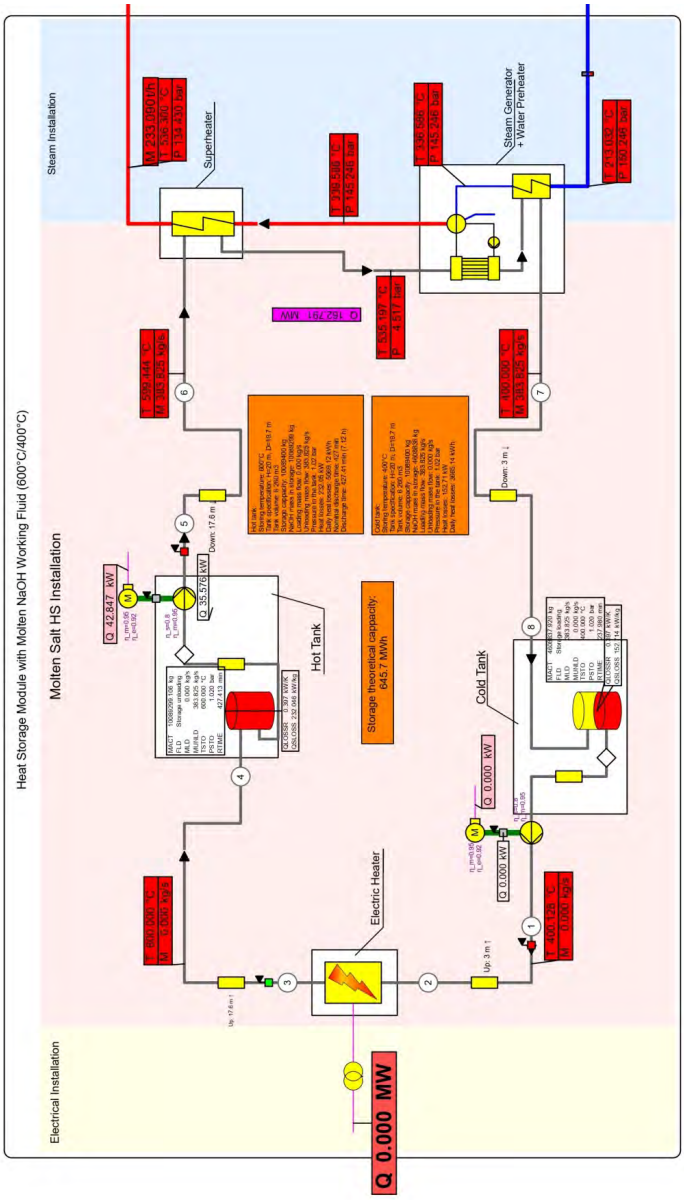


Figure A.2. Numerical model of TES discharge operation for a live steam mass flow rate of 233.1 kg/s
Source: own elaboration.

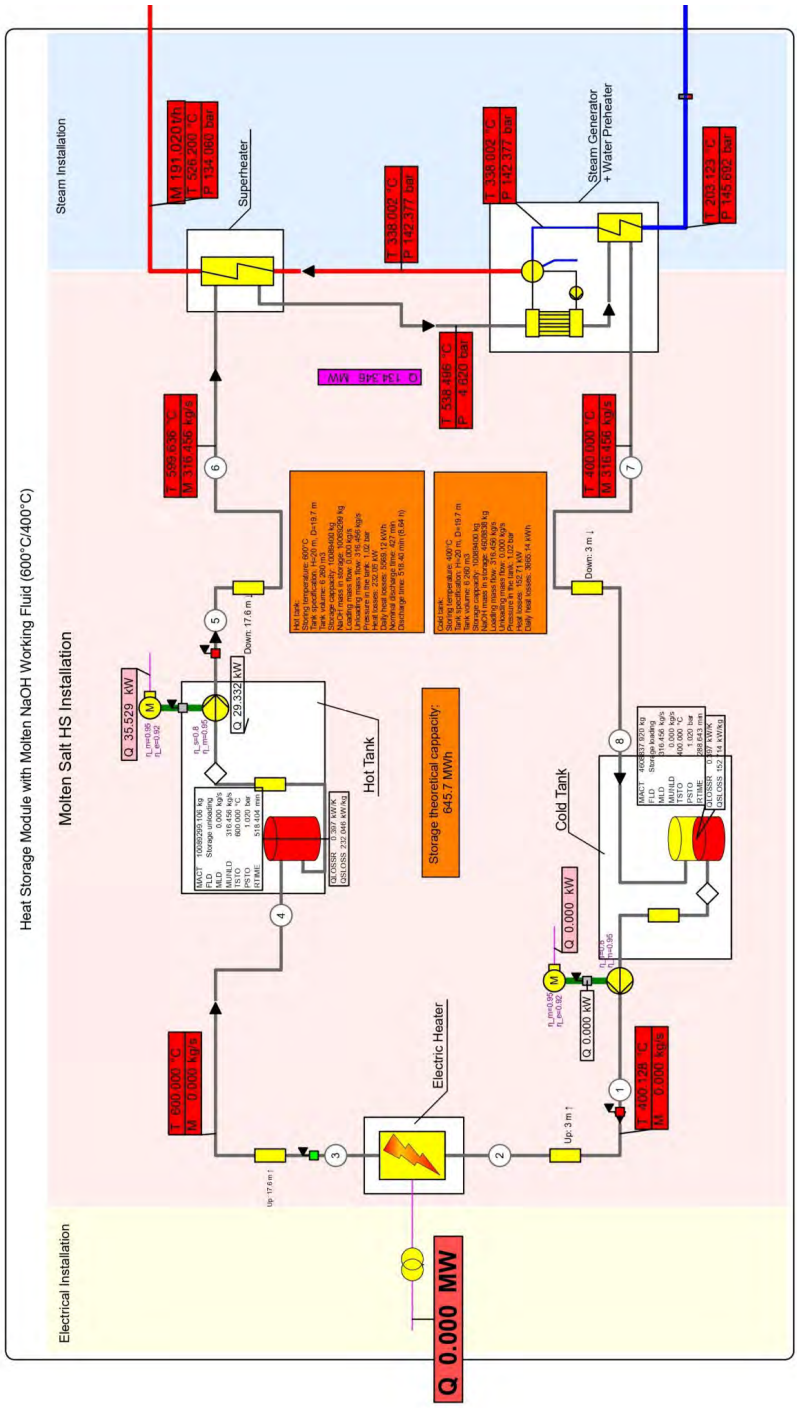


Figure A.3. Numerical model of TES discharge operation for a live steam mass flow rate of 191.0 kg/s
Source: own elaboration.

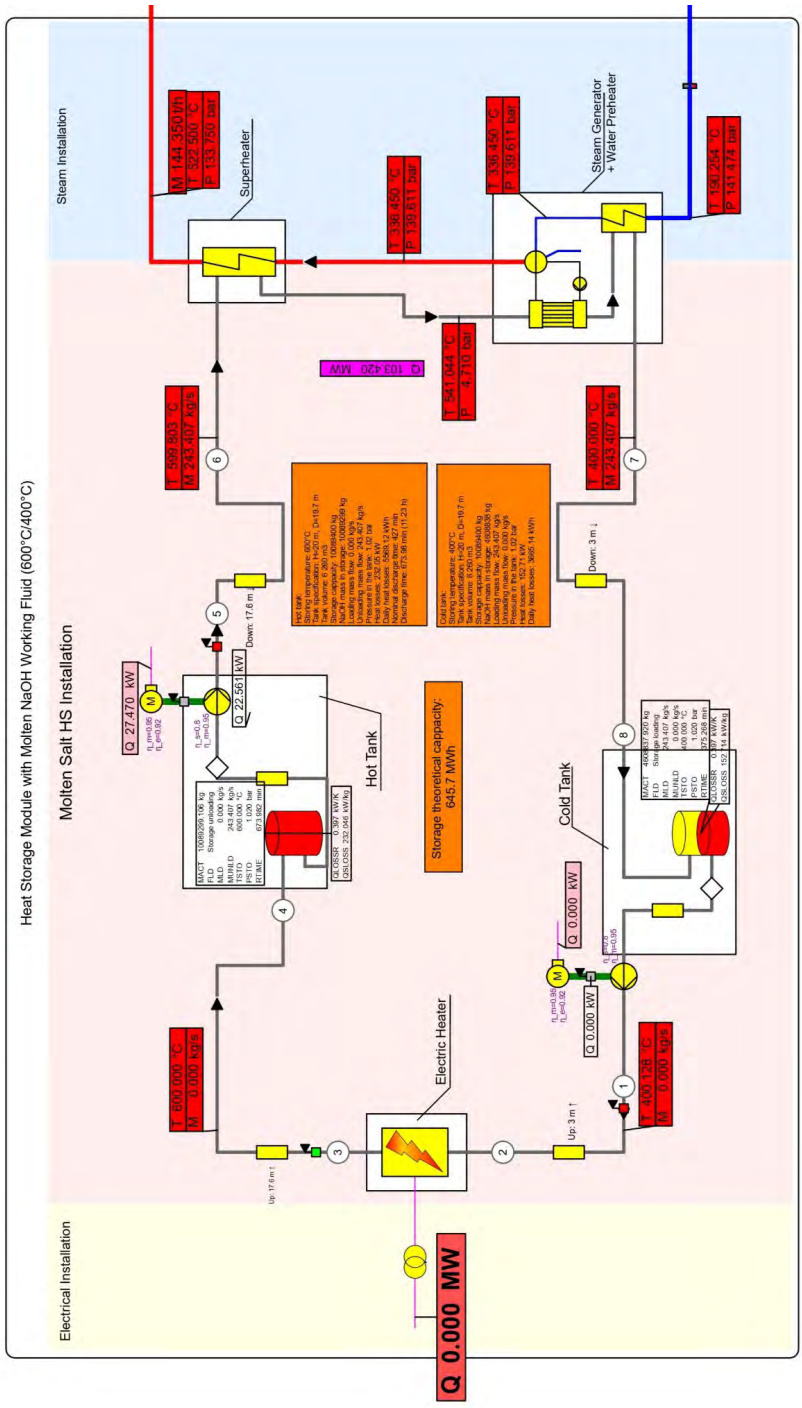


Figure A.4. Numerical model of TES discharge operation for a live steam mass flow rate of 133.8 kg/s
Source: own elaboration.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_65

Optymalizacja częstotliwości czyszczenia skraplaczy parowych w oparciu o modelowanie matematyczne i symulacje wydajności cieplnej elektrociepłowni

MARCIN TROJAN, KRZYSZTOF PANAŚ, DAWID TALER, KAROL KACZMARSKI,
PIOTR DZIERWA, WIKTOR BLICHARSKI

Politechnika Krakowska im. Tadeusza Kościuszki, Wydział Inżynierii Środowiska i Energetyki,
Katedra Procesów Cieplnych, Ochrony Powietrza i Utylizacji Odpadów
ul. Warszawska 24, 31-155 Kraków
e-mail: marcin.trojan@pk.edu.pl

Słowa kluczowe: skraplacz, czyszczenie skraplacza, modelowanie numeryczne bloku energetycznego, sprawność obiegu, stopień zanieczyszczenia

W artykule przedstawiono wyniki badań dotyczących wpływu zanieczyszczenia powierzchni wewnętrznych rur kondensatora turbiny na parametry pracy bloku energetycznego oraz sprawność całego obiegu parowego. Analizy przeprowadzono na podstawie danych eksploatacyjnych, obliczeń cieplno-przepływowych oraz symulacji numerycznych. Wykazano, że narastanie osadów w kondensatorze prowadzi do pogorszenia warunków wymiany ciepła, co skutkuje koniecznością zwiększenia strumienia paliwa dostarczanego do kotła w celu utrzymania stałej produkcji energii elektrycznej i cieplnej. Zjawisku temu towarzyszy wzrost ilości ciepła przejmowanego przez wodę chłodzącą oraz obniżenie sprawności obiegu, a w konsekwencji wzrost kosztów eksploatacji.

W pracy zaproponowano metodykę oceny stopnia zanieczyszczenia kondensatora opartą na analizie strumienia ciepła odbieranego przez wodę chłodzącą. Kluczowym zagadnieniem jest dokładność pomiaru strumienia masy wody chłodzącej, determinująca wiarygodność bilansu cieplnego.

Opracowano model numeryczny bloku energetycznego w programie EBSILON umożliwiający analizę wpływu różnych poziomów zanieczyszczenia kondensatora na sprawność obiegu, zużycie paliwa oraz wskaźniki ekonomiczne. Porównanie stanów pracy dla czystego i zanieczyszczonego kondensatora pozwoliło określić przyrost energii chemicznej paliwa niezbędny do utrzymania zadanej mocy oraz wyznaczyć optymalne interwały czyszczenia urządzenia. Zaproponowane podejście stanowi kompleksowe narzędzie diagnostyczne wspomagające planowanie działań eksploatacyjnych i utrzymaniowych kondensatorów turbinowych z uwzględnieniem kryteriów energetycznych i ekonomicznych.

Wstęp

Kondensatory turbin parowych są kluczowymi elementami bloków energetycznych, które w znacznym stopniu determinują sprawność całego obiegu termodynamicznego, a tym samym wpływają na jednostkowe koszty wytwarzania energii elektrycznej [1]. W układach realizujących obieg Clausiusa-Rankine'a podstawową funkcją skraplacza jest odebranie tej części energii, która nie została zamieniona na pracę mechaniczną w turbinie. Prawidłowa praca tego urządzenia ma bezpośrednie przełożenie na parametry pracy całego bloku – każde pogorszenie wymiany ciepła lub wzrost temperatury wody chłodzącej powyżej wartości nominalnej skutkuje wzrostem ciśnienia skraplania. Prowadzi to do zmniejszenia osiągalnej mocy turbiny przy niezmienionym strumieniu paliwa,

co objawia się spadkiem sprawności bloku i wzrostem jednostkowego zużycia paliwa [2]. Główną przyczyną obniżenia sprawności kondensatorów w trakcie eksploatacji jest powstawanie zanieczyszczeń na powierzchniach wymiany ciepła, szczególnie po stronie wodnej. Proces ten jest niezwykle złożony i wynika z wielu mechanizmów, takich jak krystalizacja soli (węglanów i siarczanów wapnia lub magnezu), osadzanie cząstek stałych (piach, szlam), procesy korozyjne oraz zjawiska biologiczne (biofouling) związane z rozwojem mikroorganizmów i alg. Ponieważ osady te charakteryzują się znacznie mniejszą przewodnością cieplną niż materiał rur, nawet cienka warstwa zanieczyszczeń drastycznie pogarsza warunki przenikania ciepła. Dodatkowo narastające osady ograniczają przekrój przepływu rur, co zwiększa opory hydrauliczne i wymusza większy nakład energii na pracę pomp wody chłodzącej. W trakcie eksploatacji bloku zanieczyszczenia rur skraplacza generują znaczne straty ekonomiczne wynikające ze spadku sprawności obiegu, mniejszej produkcji oraz konieczności czyszczenia rur lub przestojów remontowych [3]. Chociaż stosowane są systemy ciągłego czyszczenia rur, to nie są one powszechne i w pełni skuteczne, a dla przywrócenia projektowych parametrów pracy konieczne jest okresowe czyszczenie manualne, które może być realizowane tylko podczas postoju turbiny. Z uwagi na utratę produkcji oraz bezpośrednie koszty serwisu, operatorzy często odsuwają w czasie moment czyszczenia, co generuje ciągłe straty ekonomiczne. Standardowe wskaźniki monitorowane w elektrowniach (spiętrzenie temperatury, przechłodzenie skroplin, próżnia w skraplaczu) nie dają jednoznacznej informacji o bieżących stratach finansowych wynikających z oporu cieplnego warstwy osadów.

Mimo trwającej transformacji energetycznej, zagadnienie monitorowania pracy skraplacza nie traci na ważności. W związku z polityką dekarbonizacji i ograniczeniami emisji dwutlenku węgla, bloki węglowe są sukcesywnie zastępowane przez bloki gazowo-parowe (CCGT), odnawialne źródła energii oraz elektrownie jądrowe. Jednak skraplacze płaszczowo-rurowe chłodzone wodą pozostają kluczowym elementem nowoczesnych bloków gazowo-parowych (CCGT), elektrowni jądrowych czy spalarni odpadów komunalnych [4]. Współczesne badania dążą do optymalizacji kosztów eksploatacji poprzez zaawansowane monitorowanie. W dziedzinie automatyki i diagnostyki procesowej opracowano szereg zaawansowanych metod wspierających nadzór w czasie rzeczywistym oraz optymalizację pracy bloków energetycznych [4]. Przykładem jest praca [5], w której zaproponowano autorskie oprogramowanie do monitorowania dystrybucji energii w systemach takich jak spalarnie odpadów komunalnych. Wpisuje się to w nurt nowoczesnej diagnostyki on-line. Tradycyjne systemy monitoringu stosowane w układach skraplaczy, regeneracji czy kotłów parowych opierają się głównie na bilansach stanów ustalonych [5] - [8]. W warunkach pracy dynamicznej mogą jednak nie odzwierciedlać w pełni stanu rzeczywistego z uwagi na występujące opóźnienia urządzeń pomiarowych. Rozwiązanie tych problemów umożliwia zaproponowana w artykule [9] metoda dekompozycji rezyduów, służąca do ciągłej oceny efektywności wymiany ciepła. Podstawą opracowania zaawansowanych systemów monitoringu jest modelowanie matematyczne. W dostępnej literaturze można spotkać różne podejścia. Wspomniana wyżej metoda oparta na bilansach stanów ustalonych zapewnia szybkie obliczenia (doskonale nadaje się do monitorowania w trybie on-line). Shin et al. [10] opracował metodę opartą na analizie gradientu temperatury (TGA – Temperature Gradient Analysis), służącą do oceny efektywności termicznej powierzchniowych skraplaczy pary w elektrowniach. Metoda ta polega na identyfikacji temperatury przejścia ciśnieniowego (pressure transition temperature - PTT) zdefiniowanej jako graniczna temperatura wody chłodzącej, przy której odprowadzanie ciepła staje się niewystarczające w stosunku do przyłożonego obciążenia cieplnego. Model ten, zaliczany do podejścia o parametrach skupionych, uwzględnia kluczowe zmienne projektowe i eksploatacyjne (takie jak zalewanie kondensatem,

geometria pęczka rur, czy opór zanieczyszczeń) bez konieczności stosowania parametrów empirycznych. Również jest to szybka metoda, możliwa do implementacji w obliczenia iteracyjnych. Charakterystyka przejściowa ciśnienia w skraplaczu w stanach awaryjnych ma kluczowe znaczenie dla bezpiecznej eksploatacji całej elektrowni jądrowej. Aby zweryfikować, czy parametry ciśnienia w skraplaczu bloku jądrowego typu HPR1000 spełniają wymagania stawiane przez układ wytwarzania pary, Lu i in. [11] opracowali – z wykorzystaniem oprogramowania Apros – model matematyczny skraplacza zintegrowany z układem obejściowym turbiny oraz układem wody chłodzącej. Model ten wykorzystano do analiz symulacyjnych dwóch stanów przejściowych, wywołanych utratą zasilania zewnętrznego sieci elektroenergetycznej oraz jednoczesnym wyłączeniem dwóch pomp wody obiegowej. Wyniki analiz zaprezentowane w pracy [11] definiują warunki brzegowe dla analiz bezpieczeństwa bloku energetycznego oraz stanowią cenne dane referencyjne na etapie projektowania, rozruchu i eksploatacji kolejnych jednostek jądrowych typu HPR1000.
Większość istniejących rozwiązań wciąż koncentruje się na parametrach brzegowych pary w obszarze turbiny. Należy jednak zauważyć, że w ostatnim czasie badania przesunęły się w stronę modelowania opartego na danych kosztem klasycznych podejść fizycznych. W artykule [12] przedstawiono metodę modelowania turbin parowych w elektrowniach gazowo-parowych (CCPP) opartą na uczeniu maszynowym, która bazuje wyłącznie na niezależnych i łatwo mierzalnych wejściach, takich jak warunki otoczenia i nastawy sterowania. W tym przypadku wybrane wejścia odwzorowują termodynamiczne sprzężenie turbiny gazowej, kotła odzysknicowego, skraplacza oraz turbiny parowej. Wykorzystanie tylko uczenia maszynowego opartego wyłącznie na analizie dużych zbiorów danych, bez powiązania z modelami fizycznymi, wiąże się jednak z ryzykiem, że zidentyfikowane zależności wejściowo-wyjściowe okażą się nieprawidłowe dla warunków brzegowych, które nie wystąpiły w bazie danych. Z tego powodu, połączenie podejścia empirycznego z modelami fizycznymi w ramach systemów cyberfizycznych (CPS) ma fundamentalne znaczenie dla uzyskania dokładnych i niezawodnych modeli. W pracy [13] przedstawiono systematyczną metodykę wdrażania systemów cyberfizycznych (CPS) na potrzeby analizy efektywności operacyjnej oraz wspomagania decyzji w elektrowniach cieplnych.

Strategie predykcyjnego utrzymania ruchu stały się kluczowym elementem współczesnych elektrowni i elektrociepłowni, w którym cyfryzacja zasadniczo zmieniła podejście do zarządzania urządzeniami wchodzącymi w skład bloku cieplnego [14]. Zastosowanie strategii predykcyjnego utrzymania ruchu powoduje odchodzenie od klasycznych podejść reakcyjnych lub planowo-zapobiegawczych (opartych na czasie pracy lub stopniu zużycia) oraz diagnostyki profilaktycznej (zależnej od stanu) na rzecz zaawansowanych systemów predykcyjnych i optymalizacyjnych. W niniejszym artykule przedstawiono metodę monitorowania pracy skraplacza turbiny parowej oraz analizy wpływu zanieczyszczenia jego powierzchni wymiany ciepła na efektywność całego bloku energetycznego. Proponowany system monitorowania bazuje na wybranych danych eksploatacyjnych elektrociepłowni oraz na sprzężonych modelach matematycznych skraplacza oraz bloku (modele analityczne i model numeryczny w programie EBSILON). Zaimplementowane modele matematyczne umożliwiają identyfikację bieżącego stopnia zanieczyszczenia rur kondensatora turbiny oraz wyznaczenie nadmiarowego strumienia masy spalanego paliwa, niezbędnego do utrzymania zadanej mocy cieplnej i elektrycznej. Dodatkowo, system wyposażono w algorytmy do symulacji kosztów eksploatacyjnych generowanych przez postępujący proces zanieczyszczania powierzchni wymiany ciepła skraplacza, a także w moduł optymalizacyjny wyznaczający optymalny moment czyszczenia skraplacza z punktu widzenia maksymalizacji korzyści ekonomicznych.

Innowacyjność metody monitorowania skraplaczy parowych przedstawionej w artykule opiera się na przejściu od klasycznych metod reakcyjnych do zaawansowanego utrzymania ruchu o charakterze predykcyjnym. Zaproponowane zostało zintegrowane podejście, które łączy dane eksploatacyjne z systemów sterowania (DCS) z modelowaniem matematycznym i optymalizacją ekonomiczną. Innowacyjnym rozwiązaniem jest implementacja modelu numerycznego opracowanego w EBSILON pracującego równolegle w dwóch trybach:

- tryb „design", który służy do identyfikacji aktualnego stanu zanieczyszczenia poprzez wyznaczenie rzeczywistego współczynnika KAN (iloczynu współczynnika przenikania ciepła i powierzchni)
- tryb „off-design", który pozwala na symulację „co by było, gdyby", czyli wyznaczenie parametrów pracy (np. ilości przejmowanego ciepła) dla idealnie czystego skraplacza przy aktualnych warunkach operacyjnych.

Większość standardowych systemów monitoruje parametry techniczne, takie jak próżnia czy spiętrzenie temperatur, które nie dają jasnej informacji o kosztach. Proponowana metoda identyfikuje nadmiarowy strumień masy spalanego paliwa (Δm_{fuel}) niezbędny do zrekompensowania zanieczyszczenia oraz wylicza dzienny koszt zanieczyszczenia w złotówkach (PLN), co czyni diagnostykę zrozumiałą z punktu widzenia biznesowego. Najważniejszym elementem innowacji jest moduł optymalizacyjny, który nie tylko monitoruje stan obecny, ale wskazuje konkretny moment czyszczenia, który jest najbardziej uzasadniony ekonomicznie.

Zaprezentowana w niniejszym artykule metodyka monitorowania pracy skraplacza turbiny oparta jest na wiarygodnym pomiarze strumienia masy wody chłodzącej kondensator. Pomiar ten jest jednak trudny do zrealizowania w praktyce eksploatacyjnej. Kolejny etap badań obejmować będzie rozbudowę algorytmu obliczeniowego i modeli matematycznych w taki sposób, aby uwzględnić scenariusze, w których dokładny pomiar tego strumienia jest niedostępny. Rezultaty tych prac będą stanowiły przedmiot kolejnego artykułu.

1. Metodologia przeprowadzonych badań

Metodologia badawcza opiera się na zintegrowanym podejściu łączącym analizę danych eksploatacyjnych bloku elektrociepłowni, modelowanie matematyczne procesów wymiany ciepła, numeryczną mechanikę płynów (CFD) oraz symulacje pracy całego obiegu cieplnego.

1.1. Obiekt badań i gromadzenie danych

Badania przeprowadzono dla bloku energetycznego o mocy 120 MWe, wyposażonego w kocioł parowy OP-380 oraz turbinę upustowo-kondensacyjną. Kluczowym elementem poddanym analizie jest płaszczowo-rurowy skraplacz turbinowy z pękiem rur mosiężnych. Dane procesowe, takie jak temperatury wody chłodzącej (T_{w1}, T_{w2}), temperatury pary (T_{cond}), moce generatora (P_g) oraz strumienie masy czynników, gromadzone były w trybie ciągłym za pośrednictwem systemu DCS (Distibuted Control System).

1.2. Modelowanie matematyczne wymiany ciepła i zanieczyszczenia

Podstawę oceny stanu skraplacza stanowi wyznaczenie rzeczywistego współczynnika przenikania ciepła (k) oraz oporu cieplnego osadów (R_{os}).
Współczynnik k wyznaczany jest z równania bilansu cieplnego, uwzględniającego średnią logarytmiczną różnicę temperatur (ΔT_{LMTD}) oraz geometrię powierzchni wymiany ciepła (A_{out}).
Stopień zanieczyszczenia definiowany jest jako opór osadów R_{os} po stronie wodnej, który jest obliczany poprzez porównanie rzeczywistego współczynnika przenikania k z wartościami projektowymi dla czystych rur, przy uwzględnieniu współczynników wnikania ciepła po stronie wodnej (α_w) i parowej (α_s).
Zależność R_{os} od parametrów operacyjnych pozwala na określenie trendów zanieczyszczania w czasie eksploatacji.

W celu zwiększenia wiarygodności bilansu cieplnego, opracowano metodę precyzyjnego pomiaru strumienia masy wody chłodzącej poprzez adaptację istniejącego kolana segmentowego rurociągu na przepływomierz kolanowy opisaną w pracy [15]. W ramach badań wykorzystano narzędzia CFD (ANSYS CFX) do zamodelowania struktur przepływu w rurociągu o średnicy 1,6 m. Zastosowano model turbulencji *SST k-ω*, łączący zalety modeli *k-ϵ* i *k-ω* w obszarach przyściennych i swobodnych. Na podstawie symulacji wyznaczono stałą przepływomierza (*K*=0,689) przy użyciu regresji liniowej, co pozwoliło na uzyskanie wysokiej korelacji ($R^2 \approx 1$) pomiędzy różnicą ciśnień a wydatkiem wody.

1.3. Symulacja obiegu w programie EBSILON Professional

Opracowano pełny model numeryczny bloku elektrociepłowni, obejmujący kocioł, turbinę, skraplacz oraz układy regeneracji. Symulacje komputerowe przeprowadzono w trybach "design" (dla stanu referencyjnego – czystego) oraz "off-design" (dla zmiennego stopnia zanieczyszczenia). Wprowadzono współczynnik KAN (iloczyn współczynnika przenikania i powierzchni), którego spadek obrazuje narastanie osadów. Opracowany model numeryczny w programie EBSILON pozwala na bezpośrednie wyliczenie wzrostu jednostkowego zużycia paliwa (ΔQ_{fuel}) niezbędnego do utrzymania stałej mocy elektrycznej i cieplnej przy zanieczyszczonym skraplaczu.

1.4. Algorytm optymalizacji ekonomicznej

Ostatnim etapem wykorzystanej metodyki jest zastosowanie dedykowanego programu w języku Python, który na podstawie danych z modelu matematycznego wyznacza optymalny interwał czyszczenia skraplacza. Algorytm uwzględnia funkcję strat dziennych wynikających z zanieczyszczenia, koszty samej operacji czyszczenia, koszty rozruchu bloku oraz straty z tytułu utraconej produkcji energii podczas postoju. Optymalizacja dąży do znalezienia maksimum funkcji zysku w skali roku eksploatacji.

2. Model matematyczny kondensatora turbiny

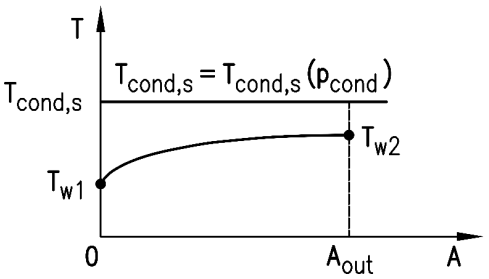
Strumień ciepła przepływający przez ścianki rur kondensatora można wyznaczyć z zależności

$$\dot{Q} = k \cdot A_{out} \Delta T_{LMTD} \qquad (1)$$

gdzie pole powierzchni zewnętrznej rur A_z wyznaczane jest w następujący sposób

$$A_{out} = \pi d_{out} l \qquad (2)$$

W kondensatorze turbiny para wodna oddaje ciepło utajone, skraplając się w stałej temperaturze ($T_{cond,s}$), co na wykresie jest widoczne jako linia pozioma. Woda chłodząca pobiera ciepło, przez co jej temperatura rośnie od wlotu (T_{w1}) do wylotu (T_{w2}). Rozkład temperatury czynników przepływających przez kondensator przedstawiono na Rysunek 1.



Rysunek 1. Rozkład temperatury czynników przepływających przez kondensator.

Średnia logarytmiczna różnica temperatur ΔT_{LMTD} wynosi

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{cond,s}-T_{w1})-(T_{cond,s}-T_{w2})}{ln\frac{T_{cond,s}-T_{w1}}{T_{cond,s}-T_{w2}}} \qquad (3)$$

Woda chłodząca w kondensatorze przepływa w rurach gładkich. Współczynnik przenikania ciepła k dla rur nieożebrowanych (bez warstwy zanieczyszczeń) można wyliczyć ze wzoru

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_s} + \frac{r_{out}}{\lambda_{steel}} ln\frac{r_{out}}{r_{in}} + \frac{r_{out}}{r_{in}} \cdot \frac{1}{\alpha_w} \qquad (4)$$

W trakcie pracy kondensatora wewnętrzne powierzchnie rur ulegają zanieczyszczeniu (Rysunek 2). Współczynnik przenikania ciepła k_z uwzględniający opór osadów po stronie wewnętrznej rur kondensatora określa wzór

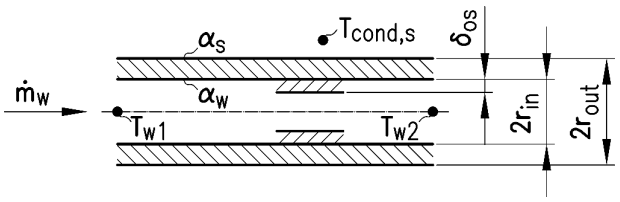
$$\frac{1}{k_z} = \frac{1}{\alpha_s} + \frac{r_{out}}{\lambda_{steel}} ln\frac{r_{out}}{r_{in}} + R_{os} + \frac{r_{out}}{r_{in}} \cdot \frac{1}{\alpha_w} \qquad (5)$$

gdzie opór osadów wewnętrznych R_{os} można wyznaczyć ze wzoru

$$R_{os} = \frac{r_{out}}{r_{in}} \cdot \frac{\delta_{os}}{\lambda_{os}} \qquad (6)$$

Uwzględniając wzór (6) we wzorze (5) otrzymuje się

$$\frac{1}{k_z} = \frac{1}{\alpha_s} + \frac{r_{out}}{\lambda_{steel}} ln\frac{r_{out}}{r_{in}} + \frac{r_{out}}{r_{in}} \cdot \frac{\delta_{os}}{\lambda_{steel}} + \frac{r_{out}}{r_{in}} \cdot \frac{1}{\alpha_w} \qquad (7)$$



Rysunek 2. Schemat rury kondensatora z uwzględnieniem osadów wewnętrznych.

Strumień ciepła przejmowany w kondensatorze z uwzględnieniem zanieczyszczeń można wyznaczyć z zależności

$$\dot{Q}_{cond} = k_z \cdot A_{out} \Delta T_{LMTD} \quad (8)$$

gdzie ΔT_{LMTD} dla rozkładu temperatur czynników roboczych w kondensatorze (Rysunek 1) opisana jest wzorem

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{w2} - T_{w1})}{ln\frac{T_{cond,s} - T_{w1}}{T_{cond,s} - T_{w2}}} \quad (9)$$

Strumień ciepła $\dot{Q}_{cond,w}$ przejmowany przez wodę chłodząca kondensator można wyznaczyć ze wzoru

$$\dot{Q}_{cond,w} = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (T_{w2} - T_{w1}) \quad (10)$$

Strumień ciepła $\dot{Q}_{\mathrm{cond},s}$ po stornie pary można wyznaczyć za wzoru

$$\dot{Q}_{cond,s} = \dot{m}_s \cdot [i_2 - \bar{c}_{w,cond} \cdot T_{cond,s}(p_{cond})] \quad (11)$$

Strumienie ciepła przejmowane od strony pary i od strony wody są sobie równe

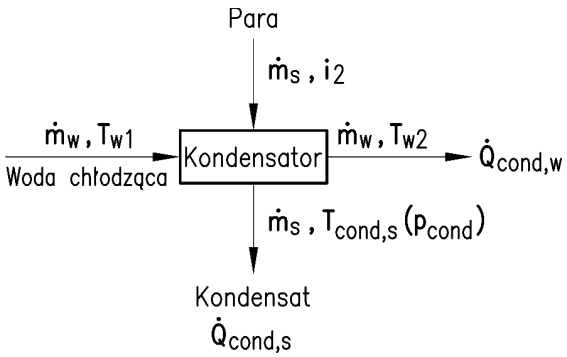
$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{cond,w} = \dot{Q}_{cond,s} \quad (12)$$

zatem strumień ciepła przejmowany w kondensatorze można opisać zależnością

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (T_{w2} - T_{w1}) = \dot{m}_s \cdot [i_2 - \bar{c}_{w,con} \cdot T_{cond}(p_{cond})] \quad (13)$$

Bilans energii po stornie wody chłodzącej kondensator (Rysunek 3) przedstawiony jest poniższym równaniem

$$\dot{m}_w \cdot c_{w\,0^oC}^{T_{w1}} \cdot T_{w1} = \dot{m}_w \cdot c_{w\,0^oC}^{T_{w2}} \cdot T_{w2} + \dot{Q}_{cond} \quad (14)$$



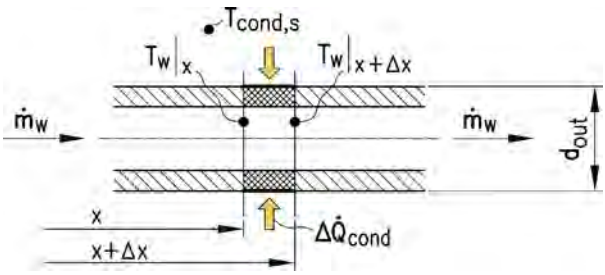
Rysunek 3. Bilans energetyczny kondensatora turbiny.

Średnie ciepło właściwe wody c_w w zakresie temperatur od T_{w1} do T_{w2} wynosi [16]

$$c_w = \frac{c_w|_{0^oC}^{T_{w1}} \cdot T_{w1} - c_w|_{0^oC}^{T_{w2}} \cdot T_{w2}}{T_{w1} - T_{w2}} = \frac{c_{w,T_{w1}}(T_{w1}) - c_{w,T_{w2}}(T_{w2})}{2} \quad (15)$$

W celu wyznaczenia współczynnika przenikania ciepła k_z dla objętości kontrolnej (rys. 5-5) sporządzono bilans energetyczny zapisany równaniem

$$\dot{m}_w{\cdot}c_w \cdot T_w(x) + k_z \cdot \pi \cdot d_{out} \cdot \Delta x \cdot \left(T_{cond,s} - T_w\left(x + \frac{\Delta x}{2}\right)\right) = \dot{m}_w{\cdot}c_w \cdot T_w(x + \Delta x) \qquad (16)$$



Rysunek 4. Objętość kontrolna dla rurki kondensatora.

Uwzględniając, że $\Delta x \to 0$ oraz $T_{\mathrm{cond}} = const$. otrzymuje się

$$-\dot{m}_w{\cdot}c_w \cdot \frac{d(T_{cond,s}-T_w)}{dx} = k_z \cdot \pi \cdot d_{out} \cdot \left(T_{cond,s} - T_w\right) \qquad (17)$$

W celu rozwiązania równania (17) należy je obustronnie scałkować

$$\dot{m}_w{\cdot}c_w \int \frac{d(T_{cond,s}-T_w)}{T_{cond,s}-T_w} = -\int k_z \cdot \pi \cdot d_{out} \cdot dx \qquad (18)$$

co daje rozwiązanie w postaci

$$\dot{m}_w{\cdot}c_w \, ln(T_{cond,s} - T_w) = -k_z \cdot \pi \cdot d_{out} \cdot x + C \qquad (19)$$

Po prostych przekształceniach matematycznych otrzymuje się wzór pozwalający wyznaczyć różnicę temperatury pomiędzy parą a wodą chłodzącą kondensator

$$T_{cond,s} - T_w = e^{-\left(\frac{-k_z \cdot \pi \cdot d_{out}}{\dot{m}_w \cdot c_w} + C\right)} \qquad (20)$$

Uwzględniając, że na wlocie do kondensatora ($x = 0$) temperatura wody chłodzącej jest równa

$$T_w(x = 0) = T_{w1} \qquad (21)$$

Można wyznaczyć zależność opisującą zmiany temperatury wody chłodzącej wraz z długością rury

$$T_w(x) = T_{cond,s} - (T_{cond,s} - T_{w1})e^{-\left(\frac{k_z \cdot \pi \cdot d_{out} x}{\dot{m}_w \cdot c_w}\right)} \qquad (22)$$

Temperatura czynnika na wylocie z kondensatora *($x = L_c$)* wynosi

$$T_{w2} = T_{cond,s} - (T_{cond,s} - T_{w1})e^{-\frac{k_z \cdot A_{out}}{\dot{m}_w \cdot c_w}} \qquad (23)$$

Z równania (23) można wyznaczyć współczynnik przenikania ciepła k_z

$$k_z = \frac{\dot{m}_w \cdot c_w}{A_{out}} ln \frac{T_{cond,s}-T_{w1}}{T_{cond,s}-T_{w2}} \qquad (24)$$

Należy zaznaczyć, że w trakcie pracy kondensatora może wystąpić zjawisko przechłodzenia kondensatu. W takiej sytuacji strumień ciepła $\dot{Q}_{cond}$ przejmowany w kondensatorze należy wyznaczyć z zależności

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (T_{w2} - T_{w1}) - \dot{m}_{cond} \cdot c_w \cdot \left(T_{cond,s} - T_{cond}\right) \quad (25)$$

2.1. Współczynnik wnikania ciepła α_w po stronie wewnętrznej (wodnej) rur kondensatora

Średnią liczbę Nusselta Nu dla konwekcyjnej wymiany ciepła definiuje się jako

$$Nu = \frac{\alpha_w \cdot d_{in}}{\lambda_w} \quad (26)$$

skąd można wyznaczyć współczynnik wnikania ciepła

$$\alpha_w = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d_{in}} \quad (27)$$

Zgodnie z równaniem Dittusa-Boeltera liczba Nusselta dla turbulentnego przepływu wody ($Re > 4000$) w rurze o średnicy d_{in} wynosi

$$Nu = 0{,}023 \cdot Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (28)$$

Zakładając, że strumień masy wody chłodzącej kondensator $\dot{m}_w$ znany jest z pomiarów, liczbę Reynoldsa Re, pozwalającą określić charakter przepływu, można wyznaczyć z zależności

$$Re = \frac{4\dot{m}_w}{\rho_w n \pi \cdot d_{in} \nu_w} \quad (29)$$

2.2. Współczynnik wnikania ciepła α_s po stronie zewnętrznej (parowej) rur kondensatora

Współczynnik wnikania ciepła α_s przy kondensacji pary na poziomych rurach wymiennika opisuje zależność wyznaczona przez Nusselta [17]

$$\alpha_s = 0{,}725 \cdot \left(\frac{g \cdot \rho_{cond} \cdot (\rho_{cond} - \rho_s) \cdot c_k' \cdot \lambda_{cond}^3}{\mu_{cond} \cdot (T_{cond} - T_{wall}) \cdot n \cdot d_{out}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (30)$$

Wzór (30) został zmodyfikowany przez Butterworth, który wprowadził zmianę współczynnika z wartości 0,725 na 0,728 [17].

3. Analiza rzeczywistych parametrów pracy skraplacza

Analizowany blok energetyczny składa się z kotła parowego OP-380 oraz turbozespołu upustowo-kondensacyjnego o mocy 120 MWe. OP-380 to kocioł jednowalczakowy i dwuciągowy, opalany pyłem węgla kamiennego. W układzie pracuje trzystopniowa turbina parowa z upustami na potrzeby regeneracyjnego podgrzewu kondensatu i wody zasilającej oraz zasilania wymienników ciepłowniczych. Wylot pary z części niskoprężnej skierowany jest do skraplacza płaszczowo-rurowego. Obieg obejmuje również układ ciepłowniczy z dwoma wymiennikami, a jego szczegółowe parametry techniczne zestawiono w Tabela 1.

Tabela 1. Parametry techniczne analizowanego układu

Parametr	Wartość	jednostka
KOCIOŁ		
Wydajność maksymalna trwałą	380	t/h
Ciśnienie pary świeżej na wylocie z kotła	13,5	MPa
Temperatura pary świeżej na wylocie z kotła	535	°C
Temperatura wody zasilającej	227	°C
TURBINA		
Moc znamionowa	120	MW_e
Ciśnienie pary do turbiny	12,75	MPa
Temperatura pary do turbiny	535	°C
UKŁAD CIEPŁOWNICZY		
Przepływ wody sieciowej (nominalna/ maksymalna)	4300 / 5200	t/h
Temperatura nominalna wody sieciowej, zasilającej miejski układ ciepłowniczy:	39 – 110	°C
Ciśnienie wody sieciowej	780	kPa

Aby wyznaczyć kluczowe parametry pracy kondensatora – strumień ciepła przejmowany przez wodę chłodzącą ($\dot{Q}_{cond}$), współczynnik przenikania ciepła (k) oraz opór osadów (R_{os}) – niezbędne było zgromadzenie danych operacyjnych bloku. Dane te umożliwiły przeprowadzenie obliczeń będących podstawą analizy porównawczej wydajności układu.

Dane eksploatacyjne zebrano w wybranych okresach rocznego cyklu pracy bloku energetycznego. Jako punkt odniesienia (stan „czystego kondensatora") przyjęto parametry zarejestrowane bezpośrednio po czyszczeniu wewnętrznych powierzchni rur kondensatora. Należy podkreślić, że pogorszenie próżni w skraplaczu obniża sprawność całego obiegu. Wraz ze wzrostem zanieczyszczenia rur rośnie opór cieplny, co skutkuje spadkiem współczynnika przenikania ciepła"

Spośród danych rejestrowanych w systemie DCS należy wybrać zestawy danych odpowiadające takim samym lub zbliżonym wartościom parametrów wody chłodzącej oraz pary doprowadzanej do kondensatora. Obejmuje to następujące wielkości: strumień masy wody chłodzącej $\dot{m}_w$, temperatura wody chłodzącej na wlocie do kondensatora T_{w1}, strumień masy pary kierowanej do kondensatora $\dot{m}_s$, temperatura pary na wlocie do kondensatora T_{cond}. Takie podejście umożliwia określenie zmian współczynnika przenikania ciepła (k) oraz oporu osadów (R_{os}) w funkcji czasu, wynikających ze zmieniającego się stopnia zanieczyszczenia kondensatora.

W celu określenia zmian strumienia ciepła przejmowanego przez wodę chłodzącą ($\dot{Q}_{cond}$) w czasie eksploatacji kondensatora, wynikających z pogorszenia jego parametrów pracy spowodowanego narastaniem zanieczyszczeń, należy wybrać zestawy danych odpowiadające takim samym lub zbliżonym wartościom mocy elektrycznej generatora oraz mocy cieplnej przekazywanej do miejskiej sieci ciepłowniczej. Dla zachowanych parametrów wody chłodzącej, tj. temperatury i strumienia masy, parametry pary dopływającej do kondensatora oraz kondensatu należy traktować jako wielkości wynikowe. W szczególności temperatura pary, będąca funkcją jej ciśnienia, będzie odzwierciedlała zmiany warunków wymiany ciepła zachodzących w kondensatorze. Analiza zmian tych parametrów umożliwi ocenę wpływu stopnia zanieczyszczenia powierzchni wymiany ciepła na efektywność pracy urządzenia.

3.1. Zmiany współczynnika przenikania ciepła w czasie

W celu określenia zmienności współczynnika przenikania ciepła (k) oraz oporu osadów (R_{os}) w funkcji czasu, kondensator analizuje się jako wymiennik ciepła pracujący ze stałymi parametrami wejściowymi:

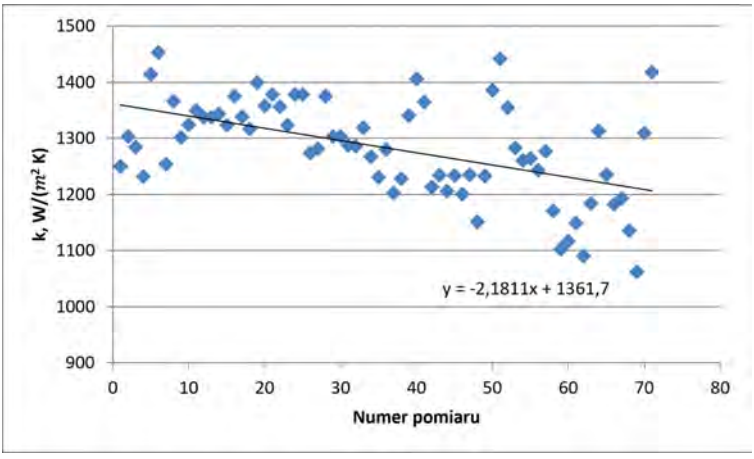
- po stronie wody chłodzącej: $\dot{m}_w$, T_{w1}
- po stronie pary kierowanej do kondensatora: $\dot{m}_{pk}$, T_k.

Przeprowadzono analizę danych eksploatacyjnych obejmujących trzyletni okres pracy bloku energetycznego. Do badań wybierano przedziały czasowe rozpoczynające się bezpośrednio po wykonaniu okresowego czyszczenia kondensatora, co pozwoliło na obserwację zmian jego parametrów w miarę narastania zanieczyszczeń. Następnie z wybranego zbioru danych wyselekcjonowano przypadki odpowiadające zbliżonym warunkom pracy po stronie wody chłodzącej. W tym celu strumień masy wody chłodzącej przepływającej przez kondensator ($\dot{m}_w$) oraz temperaturę wody na wlocie do kondensatora (T_{w1}) ograniczono do następujących przedziałów wartości: 12 000 t/h > $\dot{m}_w$ oraz 15^{O}C < T_{w1} < 20^{O}C. Po stronie pary kierowanej do kondensatora strumień masowy $\dot{m}_s$, oraz temperaturę na wlocie do kondensatora T_{cond}, zawężono do przedziałów: 15000 t/h < $\dot{m}_s$< 20000 t/h oraz 30^{O}C < T_s < 35^{O}C.

Bazując na rzeczywistych parametrach pracy bloku obliczono współczynnik przenikania ciepła k

$$k = \frac{\dot{m}_w \cdot c_w}{A_z} \cdot ln \frac{T_{cond} - T_{w1}}{T_{cond} - T_{w2}} \quad . \qquad (31)$$

co stanowiło podstawę do przygotowania wykresów zmian współczynnika przenikania ciepła dla wyselekcjonowanych zestawów danych. Na Rysunek 5 przedstawiono wyniki dla wybranego przedziału czasowego obejmującego 30 dni pracy bloku od momentu czyszczenia kondensatora turbiny.

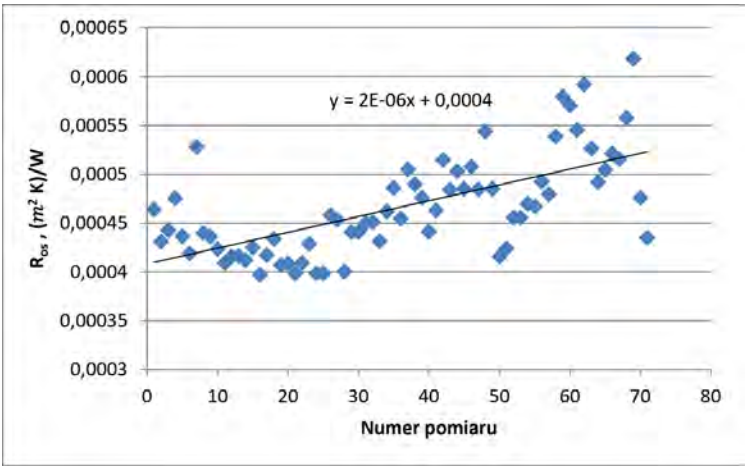


Rysunek 5. Zmiana współczynnika przenikania ciepła w wybranym okresie pomiarowym.

Na przedstawionym wykresie widać trend spadkowy współczynnika przenikania ciepła wraz z upływem czasu.

W celu określenia oporów osadów R_{os} i opracowania wykresu przedstawionego na Rysunek 6 (dla tego samego 30-dniowego okresu pomiarowego) posłużono się wzorem

$$R_{os} = \frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_z} - \frac{r_z}{\lambda_{sc}} ln \frac{r_z}{r_w} - \frac{r_z}{r_w} \cdot \frac{1}{\alpha_w} \qquad (32)$$



Rysunek 6. Zmiana oporów osadów w wybranym okresie pomiarowym.

W analizowanym okresie pomiarowym, przy zachowaniu przyjętych warunków pracy, zaobserwowano wyraźny spadek wartości współczynnika przenikania ciepła k oraz jednoczesny wzrost oporu osadów (R_{os}). Tendencje te wskazują na postępujące pogarszanie się warunków wymiany ciepła w kondensatorze, będące skutkiem stopniowego narastania zanieczyszczeń na powierzchniach wymiany ciepła. Uzyskane wyniki potwierdzają wzrost stopnia zanieczyszczenia wymiennika wraz z czasem jego eksploatacji, co prowadzi do zwiększenia oporów cieplnych i obniżenia efektywności pracy urządzenia.

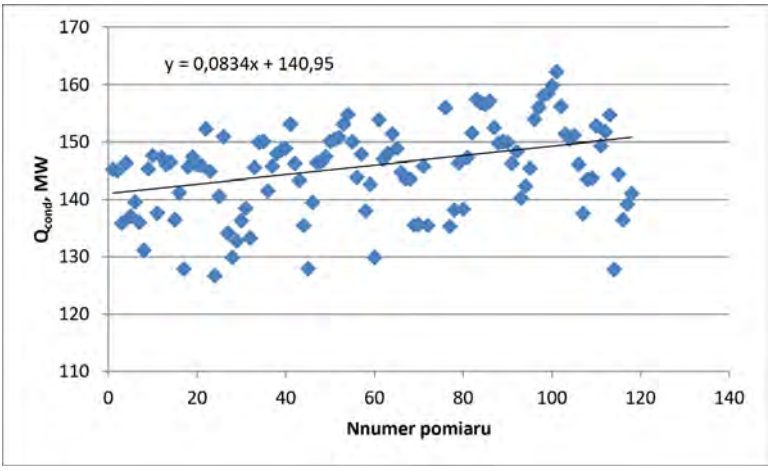
3.2. Zmiany w czasie ilości ciepła przejmowanego przez wodę chłodzącą kondensator

Wzrost ilości ciepła przejmowanego przez wodę chłodzącą w kondensatorze wraz ze zwiększaniem stopnia jego zanieczyszczenia jest konsekwencją pogarszających się warunków wymiany ciepła oraz spadku sprawności bloku energetycznego. W celu utrzymania zadanej mocy elektrycznej i cieplnej konieczne jest dostarczenie do obiegu większej ilości energii, co wiąże się ze zwiększeniem strumienia pary kierowanej do turbiny. W rezultacie większa ilość ciepła musi zostać odprowadzona w kondensatorze, co prowadzi do wzrostu strumienia ciepła przejmowanego przez wodę chłodzącą. Zjawisko to jest bezpośrednio związane ze wzrostem oporów cieplnych wywołanym narastaniem osadów na powierzchniach wymiany ciepła, a tym samym ze spadkiem sprawności całego układu.

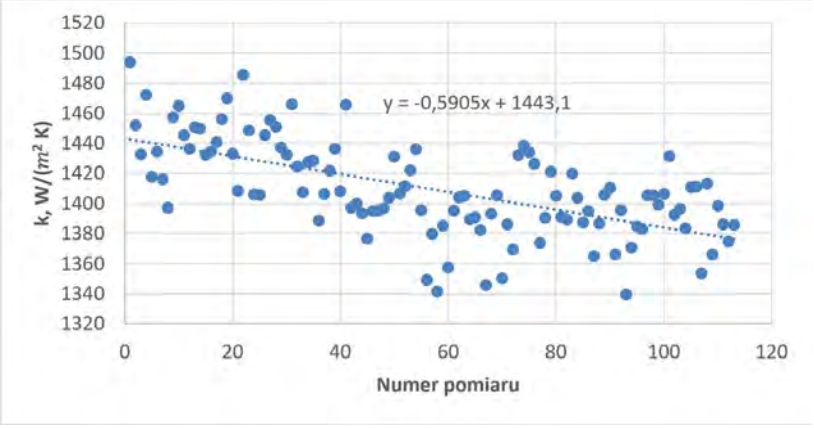
W celu ilościowej oceny tego efektu z analizowanych okresów eksploatacji wybierano stany pracy odpowiadające zbliżonym wartościom mocy elektrycznej oraz mocy cieplnej dostarczanej do sieci ciepłowniczej. Dodatkowo analizę przeprowadzono dla porównywalnych warunków pracy po stronie wody chłodzącej, tj. dla zbliżonych wartości strumienia masy i temperatury wody na wlocie do kondensatora turbiny. Takie podejście pozwoliło wyeliminować wpływ zmian obciążenia i warunków chłodzenia, umożliwiając ocenę wpływu stopnia zanieczyszczenia kondensatora na ilość ciepła odprowadzanego do układu chłodzenia. Podobnie jak poprzednio, do analiz wybierano przedziały

czasowe po okresowym czyszczeniu kondensatora uwzględniając przedziały wartości: moc czynna generatora *100 MWe* < $P_{g,netto}$ < *110 MWe* oraz sprzedaż ciepła w wodzie sieciowej $\dot{Q}_c < 60\ MWt$. Ponadto, wartości strumienia masy i temperatury wody chłodzącej na wlocie do kondensatora zawężono do przedziałów: 13000 t/h < $\dot{m}_w$ <17000 t/h oraz 25^{O}C < T_{w1} < 30^{O}C.

Ilość ciepła przejmowanego przez wodę chłodzącą kondensator wyliczono ze wzoru (10). Na wykresie przedstawionym na Rysunek 7 pokazano wyniki dla wybranego 38-dniowego okresu eksploatacji bloku po czyszczeniu kondensatora. Na wykresie zaobserwować można wyraźny trend wzrostowy strumienia ciepła przejmowanego przez wodę chłodzącą w kondensatorze. Zjawisko to występuje pomimo utrzymywania zbliżonych wartości produkcji energii elektrycznej i cieplnej, co wskazuje na pogarszanie się warunków pracy wymiennika. Przyczyną obserwowanego wzrostu jest stopniowe narastanie zanieczyszczeń na powierzchniach rur kondensatora, prowadzące do zwiększenia oporów cieplnych i obniżenia efektywności wymiany ciepła.



Rysunek 7. Ilość ciepła przejmowana przez wodę chłodzącą w kondensatorze w wybranym okresie pomiarowym.



Rysunek 8. Zmiany współczynnika przenikania ciepła w wybranym okresie pomiarowym.

Postępujący proces zanieczyszczania znajduje odzwierciedlenie w spadku wartości współczynnika przenikania ciepła (k), który stanowi miarę intensywności wymiany ciepła w kondensatorze. Zmiany wartości współczynnika przenikania ciepła w analizowanym okresie przedstawiono na Rysunek 8.

3.3. Strumień ciepła przejmowany w kondensatorze w funkcji strumienia masy wody chłodzącej oraz oporu osadów po stornie wodnej rur

W celu uwzględnienia oporu osadów na powierzchni wewnętrznej rur kondensatora wyznaczono w oparciu o wzór (5) współczynnik przenikania ciepła

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s}+\frac{r_{out}}{\lambda_{steel}} ln\frac{r_{out}}{r_{in}}+R_{os}+\frac{r_{out}}{r_{in}}\frac{1}{\alpha_w}} \qquad (33)$$

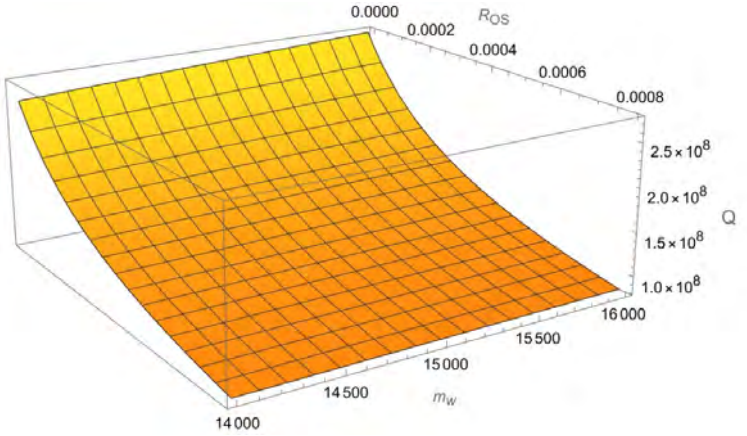
który po podstawieniu do wzoru (23) pozwala na wyznaczenie temperatury wody chłodzącej na wylocie z kondensatora

$$T_{w2} = T_{cond,s} - \left(T_{cond,s} - T_{w1}\right) e^{-\frac{\frac{1}{\frac{1}{\alpha_s}+\frac{r_{out}}{\lambda_{steel}} ln\frac{r_{out}}{r_{in}}+R_{os}+\frac{r_{out}}{r_{in}}\frac{1}{\alpha_w}} A_{out}}{\dot{m}_w \cdot c_w}} \qquad (34)$$

Uwzględniając wzór (34) we wzorze (10) uzyskuje się zależność opisującą ciepło odbierane przez wodę chłodzącą

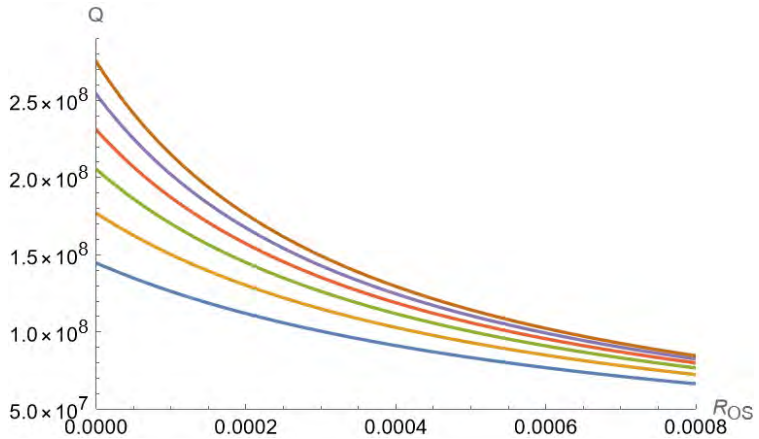
$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot \left((T_{cond,s} - (T_{cond,s} - T_{w1}) e^{-\frac{\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{out}}+\frac{r_{out}}{\lambda_{steel}} ln\frac{r_{out}}{r_{in}}+R_{os}+\frac{r_{out}}{r_{in}}\frac{1}{\alpha_w}} A_{out}}{\dot{m}_w \cdot c_w}}) - T_{w1} \right) \qquad (35)$$

Bazując na wzorze (35) opracowano wykres (Rysunek 9) przedstawiający zależność ciepła przejmowanego przez wodę chłodząca w kondensatorze $\dot{Q}_{cond}$ w funkcji oporów osadów R_{os} oraz przepływu wody chłodzącej $\dot{m}_w$. W oparciu o dokumentacje techniczną analizowanego kondensatora turbiny i dane pomiarowe z systemu DCS w obliczeniach przyjęto następujące wielkości: $c_w = 4190\ \frac{J}{\mathrm{kg}\cdot \mathrm{K}}$, $T_{cond,s} = 40\ °C$, $T_{w1} = 25\ °C$, $\alpha_s = 10000\ \frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m}^2\cdot \mathrm{K}}$, $r_{out} = 0{,}0125\ m$, $r_{in} = 0{,}0115\ m$, $A_{out} = 6500\ m^2$, $\lambda_{steel} = 110\ \frac{W}{m\cdot K}$.



Rysunek 9. Zależność ilości ciepła przejmowanej przez wodę chłodzącą kondensator od oporu osadów i strumienia masy przepływającej wody chłodzącej - $\dot{\mathrm{Q}}_{\mathrm{cond}}(\mathrm{R}_{\mathrm{os}},\ \dot{\mathrm{m}}_{\mathrm{w}})$.

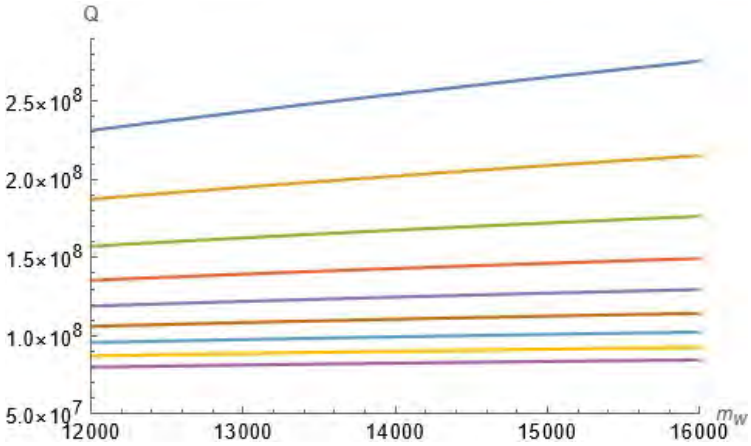
W celu pokazania wpływu oporu cieplnego osadów po stronie wodnej (R_{os}) na ilość ciepła przejmowanego przez wodę chłodzącą $(\dot{Q}_{\text{cond}})$, przeprowadzono analizę dla wartości R_{os} zmieniających się w zakresie od 0 $(\text{m}^2\text{K})/\text{W}$ (powierzchnia czysta, bez osadów) do 0,0008 $(\text{m}^2\text{K})/\text{W}$. Obliczenia wykonano dla różnych wartości strumienia masy wody chłodzącej $(\dot{m}_w)$, mieszczących się w przedziale od 6000 t/h do 16 000 t/h. Przyjęte zakresy oporu osadów oraz przepływu wody chłodzącej odpowiadają wartościom obserwowanym podczas rzeczywistej eksploatacji analizowanego obiektu. Wyniki obliczeń przedstawiono na *Rysunek 10*.



Rysunek 10. Zależności $\dot{Q}_{\text{cond}} = f(R_{os})$ dla różnych wartości strumienia masy wody chłodzącej ($\dot{m}_w$).

Kolejne charakterystyki wyznaczono dla przepływów zwiększanych skokowo co 2000 t/h. Takie przedstawienie wyników umożliwia analizę wpływu zarówno stopnia zanieczyszczenia powierzchni wymiany ciepła, opisanego przez opór osadów (R_{os}), jak i natężenia przepływu wody chłodzącej $(\dot{m}_w)$ na wartość strumienia ciepła odprowadzanego w kondensatorze. Widać, że wzrost oporu cieplnego osadów (R_{os}) powoduje spadek przejmowanego strumienia ciepła. Jest to konsekwencją pogorszenia warunków wymiany ciepła.

Na *Rysunek 11* przedstawiono wpływ zmian strumienia masy wody chłodzącej $(\dot{m}_w)$ na ilość ciepła przejmowanego w kondensatorze. Analizę przeprowadzono dla przepływów wody chłodzącej zmieniających się w zakresie od 12 000 t/h do 16 000 t/h oraz dla różnych wartości oporu cieplnego osadów po stronie wodnej (R_{os}). Poszczególne krzywe odpowiadają kolejnym wartościom oporu osadów, od $R_{os} = 0$ $(\text{m}^2\text{K})/\text{W}$, oznaczającego całkowity brak zanieczyszczeń na powierzchni rur (linia niebieska, położona w górnej części wykresu), do $R_{os} = 0{,}0008$ $(\text{m}^2\text{K})/\text{W}$ (linia fioletowa, położona w dolnej części wykresu). Takie zestawienie umożliwia ocenę wpływu zarówno natężenia przepływu wody chłodzącej, jak i stopnia zanieczyszczenia powierzchni wymiany ciepła na zdolność kondensatora do odbioru ciepła.



Rysunek 11. Zależność $\dot{Q}_{cond}(\dot{m}_w,)$ przy różnych wartościach oporu cieplnego osadów po stronie wodnej (R_{os}).

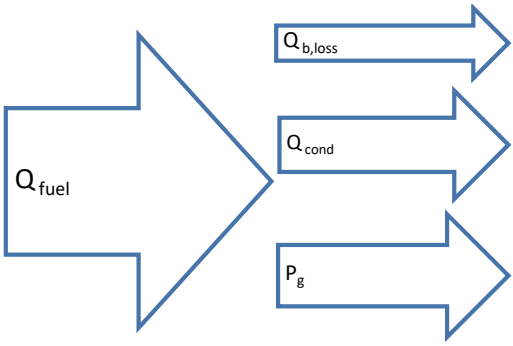
Pomiar strumienia masy wody chłodzącej kondensator jest bardzo trudny w realizacji z uwagi na bardzo duże przepływy. W pracy [15] wykazano możliwość wykorzystania istniejącego kolana segmentowego doprowadzającego wodę chłodzącą do kondensatora jako wiarygodnego przyrządu pomiarowego. Zaproponowano wykorzystanie miejscowej różnicy ciśnień w przepływie przez kolano segmentowe. Jako narzędzie do rozpoznania struktury przepływu, w tym lokalizację punktów poboru ciśnienia na kolanie, wykorzystano techniki CFD (ANSYS CFX). Wariantowe zamodelowanie przepływu posłużyło do wyznaczenia korelacji pomiędzy ciśnieniem różnicowym na kolanie, a strumieniem przepływu. Dodatkowo w pracy wskazano wady i zalety tego typu rozwiązań, na tle znormalizowanych elementów i dystansów pomiarowych oraz omówiono podstawowe procedury przygotowania i prowadzenia eksperymentu numerycznego CFD.

4. Modelowanie matematyczne wpływu zanieczyszczenia kondensatora na wzrost zużycia energii w paliwie dostarczanym do obiegu

W miarę wzrostu zanieczyszczenia rur kondensatora konieczne jest zwiększenie ilości energii dostarczanej z paliwem do obiegu w celu utrzymania stałego poziomu produkcji energii elektrycznej i cieplnej. Opracowany model matematyczny dla układu kondensacyjnego oraz obiegu upustowo-kondensacyjnego (ciepłowniczego) pozwala na monitorowanie narastania zanieczyszczenia w rurach kondensatora oraz określanie jego wpływu na pracę bloku energetycznego.

4.1. Wyznaczanie wzrostu ilości ciepła dostarczanego do obiegu w paliwie - układ kondensacyjny

W układzie kondensacyjnym energia chemiczna paliwa $(\dot{Q}_{fuel})$ dostarczana do kotła ulega podziałowi. Część energii jest tracona w procesie spalania i wymiany ciepła w kotle, co opisuje strumień strat kotłowych $(\dot{Q}_{b,loss})$. Energia zawarta w parze wodnej jest następnie częściowo zamieniana w turbinie na energię elektryczną generatora (P_g). Niewykorzystana część energii opuszcza turbinę wraz z parą wylotową i jest odprowadzana w kondensatorze, gdzie podczas procesu skraplania przekazywana jest wodzie chłodzącej. Strumień ten $(\dot{Q}_{cond})$ z punktu widzenia produkcji energii elektrycznej stanowi stratę energetyczną układu, gdyż energia ta nie jest dalej wykorzystywana do wytwarzania użytecznej pracy. Rozdział energii dostarczonej w paliwie przedstawiono na *Rysunek 12*.



Rysunek 12. Rozdział energii w układzie kondensacyjnym.

Bilans energii dla układu kondensacyjnego wynosi

$$\dot{Q}_{fuel} = \dot{Q}_{b,loss} + \dot{Q}_{cond} + P_g \qquad (36)$$

Straty ciepła w kotle ($\dot{Q}_{b,loss}$) wynikają z jego sprawności i można je wyznaczyć z zależności

$$\dot{Q}_{b,loss} = \dot{Q}_{fuel} \cdot (1 - \eta_b) \qquad (37)$$

Podstawiając wzór (38) do wzoru (37) otrzymuje się

$$\dot{Q}_{fuel} = \dot{Q}_{fuel} \cdot (1 - \eta_b) + \dot{Q}_{cond} + P_g \qquad (38)$$

Po prostych przekształceniach matematycznych uzyskuje się wzór (39) pozwalający na określenie ilości ciepła przekazywanego wodzie chłodzącej kondensator

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{fuel} \cdot \eta_b - P_g \qquad (39)$$

Bazując na wzorze (39), ilość ciepła/energii dostarczonej w paliwie do układu wyrażona jest wzorem

$$\dot{Q}_{fuel} = \frac{\dot{Q}_{cond} + P_g}{\eta_b} \qquad (40)$$

Wzór (40) pozwala na określenie ilości ciepła dostarczanego z paliwem do układu pracującego z kondensatorem w stanie czystym ($\dot{Q}_{fuel,c}$) i zanieczyszczonym ($\dot{Q}_{fuel,z}$)

$$\dot{Q}_{fuel,c} = (\dot{Q}_{cond,c} + P_{g,c}) \frac{1}{\eta_b} \qquad (41)$$

$$\dot{Q}_{fuel,z} = (\dot{Q}_{cond,z} + P_{g,z}) \frac{1}{\eta_b} \qquad (42)$$

Zgodnie z przyjętymi założeniami ilość wyprodukowanej energii elektrycznej powinna być na jednakowym poziomie niezależnie od stopnia zanieczyszczenia kondensatora

$$P_{g,c} = P_{g,z} \qquad (43)$$

W miarę wzrostu zanieczyszczenia kondensatora, przy zachowaniu produkcji energii elektrycznej na stałym poziomie, zmianie ulega zatem ilość ciepła dostarczanego z paliwem

$$\Delta\dot{Q}_{fuel} = \dot{Q}_{fuel,z} - \dot{Q}_{fuel,c} \qquad (44)$$

Uwzględniając wzory (41) – (42) otrzymuje się

$$\Delta\dot{Q}_{fuel} = \left(\dot{Q}_{cond,z} + P_{g,z}\right)\frac{1}{\eta_b} - (\dot{Q}_{cond,c} + P_{g,c})\frac{1}{\eta_b} \quad (45)$$

Uwzględniając produkcję energii elektrycznej na stałym poziomie otrzymuje się równanie

$$\Delta\dot{Q}_{fuel} = (\dot{Q}_{cond,z} - \dot{Q}_{cond,c})\frac{1}{\eta_b} \quad (46)$$

Strumień ciepła dostarczany z paliwem może zostać wyznaczony w następujący sposób

$$\dot{Q}_{fuel} = \dot{m}_{fuel} LHV \quad (47)$$

Zatem aktualny strumień spalanego paliwa można wyliczyć ze wzoru

$$\dot{m}_{fuel} = (\dot{Q}_{cond} + P_g)\frac{1}{LHV\,\eta_b} \quad (48)$$

Dla czystego kondensatora możemy zapisać

$$\dot{m}_{fuel} = (\dot{Q}_{cond,c} + P_g)\frac{1}{LHV\,\eta_b} \quad (49)$$

Dla zanieczyszczonego kondensatora możemy zapisać

$$\dot{m}_{fuel} = (\dot{Q}_{cond,z} + P_g)\frac{1}{LHV\,\eta_b} \quad (50)$$

Wzrost strumienia masy spalanego paliwa w przypadku zanieczyszczenia kondensatora wynosi

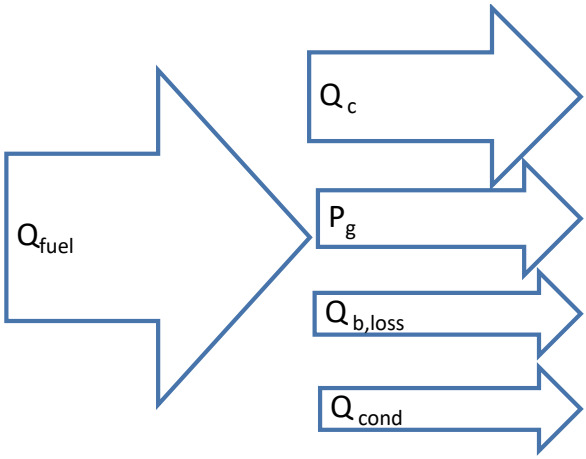
$$\Delta\dot{m}_{fuel} = (\dot{Q}_{cond,z} - \dot{Q}_{cond,c})\frac{1}{LHV\,\eta_b} \quad (51)$$

Zwiększone zużycie paliwa przekłada się na wzrost kosztów poniesionych na wyprodukowanie 1MWh energii elektrycznej. Koszt ponoszony w trakcie pracy układu z zanieczyszczonym kondensatorem można wyznaczyć w następujący sposób

$$COST_z = \frac{\Delta\dot{Q}_{fuel} \cdot COST_{fuel}}{LHV} \quad (52)$$

4.2. Wyznaczanie wzrostu ilości ciepła dostarczanego do obiegu w paliwie - układ ciepłowniczy (kogeneracyjny)

Część energii dostarczonej w paliwie $\dot{Q}_{fuel}$ do obiegu pracującego układzie kogeneracyjnym jest tracona w kotle - $\dot{Q}_{b,loss}$, część energii w postaci ciepła wytworzonego w kotle wykorzystywana jest do produkcji energii elektrycznej P_g, część energii przekazywana jest na cele ciepłownictwa $\dot{Q}_c$, pozostała część energii przekazywana jest wodzie chłodzącej kondensator – $\dot{Q}_{cond}$ (energia ta jest tracona). Rozdział energii dostarczonej w paliwie w układzie kogeneracyjnym przedstawiono na *Rysunek 13*.



Rysunek 13. Rozdział energii w układzie kogeneracyjnym.

Bilans energii dla układu kondensacyjnego przedstawiony jest równaniem

$$\dot{Q}_{fuel} \cdot \eta_b = \dot{Q}_{cond} + P_g + \dot{Q}_c \qquad (53)$$

Ilość ciepła przekazywana wodzie chłodzącej kondensator w układzie kogeneracyjnym wynosi

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{fuel} \cdot \eta_b - P_g - \dot{Q}_c \qquad (54)$$

Bazując na powyższym wzorze, ilość ciepła/energii dostarczonej w paliwie do układu kogeneracyjnego wyrażona jest wzorem

$$\dot{Q}_{fuel} = \frac{\dot{Q}_{cond} + P_g + \dot{Q}_c}{\eta_b} \qquad (55)$$

Wzór (55) pozwala na określenie ilości ciepła dostarczanego z paliwem do układu kogeneracyjnego pracującego z kondensatorem w stanie czystym ($\dot{Q}_{fuel,c}$) i zanieczyszczonym ($\dot{Q}_{fuel,z}$):

$$\dot{Q}_{fuel,c} = (\dot{Q}_{cond,c} + P_{g,c} + \dot{Q}_{c,c})\frac{1}{\eta_b} \qquad (56)$$

$$\dot{Q}_{fuel,z} = (\dot{Q}_{cond,z} + P_{g,z} + \dot{Q}_{c,z})\frac{1}{\eta_b} \qquad (57)$$

W oparciu o wzory (56) – (57) można wyznaczyć wzrost ilości energii dostarczonej w paliwie wraz ze wzrostem zanieczyszczenia kondensatora

$$\Delta\dot{Q}_{fuel} = \left(\dot{Q}_{cond,z} + P_{g,z} + \dot{Q}_{c,z}\right)\frac{1}{\eta_b} - (\dot{Q}_{cond,c} + P_{g,c} + \dot{Q}_{c,c})\frac{1}{\eta_b} \qquad (58)$$

Zgodnie z przyjętymi założeniami, ilość wyprodukowanej energii elektrycznej powinna być na jednakowym poziomie niezależnie od stopnia zanieczyszczenia kondensatora

$$P_{g,c} = P_{g,z} \quad oraz \quad \dot{Q}_{c,c} = \dot{Q}_{c,z} \qquad (59)$$

Upraszczając równanie (58) z uwzględnieniem zachowania produkcji energii elektrycznej i cieplnej na stałym poziomie (59), otrzymuje się

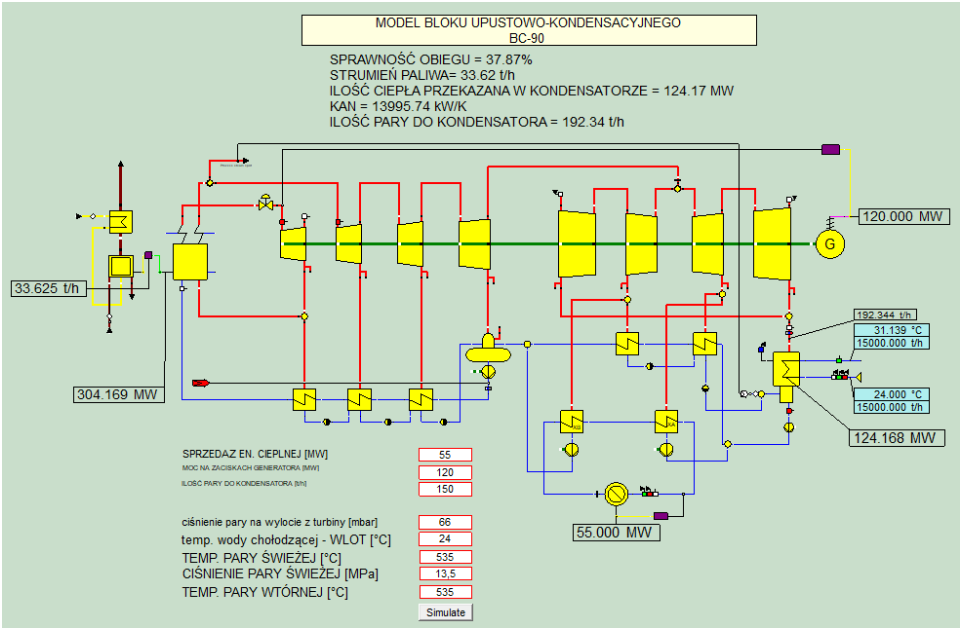
$$\Delta\dot{Q}_{fuel} = (\dot{Q}_{cond,z} - \dot{Q}_{cond,c})\frac{1}{\eta_b} \qquad (60)$$

Przyjmując założenie, że produkcja energii elektrycznej (w układzie kondensacyjnym) oraz elektrycznej i cieplnej (w układzie kogeneracyjnym) jest identyczna w obu analizowanych stanach zanieczyszczenia kondensatora, wzrost ilości energii dostarczonej w paliwie – wraz z postępującym zanieczyszczeniem – wyznacza się z tej samej zależności dla obu wariantów pracy (wzory (46) i (60)).

Metodykę wyznaczania sprawności oraz strat w kotle parowym i całym bloku energetycznym przedstawiono w pracy [5].

5. Modelowanie obiegu elektrociepłowni z wykorzystaniem programu EBSILON

Model numeryczny analizowanego obiegu został przygotowany w programie EBSILON. Opracowany model uwzględnia podstawowe elementy bloku energetycznego, takie jak: kocioł, trzystopniową turbinę, kondensator, wysoko- i niskoprężne wymienniki regeneracyjne, odgazowywacz ze zbiornikiem wody zasilającej oraz generator (*Rysunek 14*).



Rysunek 14. Model podstawowy analizowanego obiegu elektrociepłowni.

Opracowany model obliczeniowy w programie EBSILON wykorzystany został do przeliczania wybranych parametrów pracy analizowanego bloku elektrociepłowni. Model umożliwia analizę zmian stopnia zanieczyszczenia kondensatora poprzez zmianę wartości współczynnika KAN (przy

niezmiennych pozostałych parametrach pracy). Parametr ten stanowi iloczyn współczynnika przenikania ciepła k oraz nominalnej powierzchni wymiany ciepła kondensatora A_{out}.

$$KAN = k \cdot A_{out} \quad (61)$$

Jako wartość bazową współczynnika KAN, odpowiadającą pracy czystego kondensatora, przyjęto 14000 kW/K. Stan zanieczyszczonego kondensatora odwzorowano poprzez obniżanie wartości współczynnika KAN do 4000 kW/K. Przyjęte wartości parametru KAN zostały określone na podstawie danych pomiarowych pozyskanych z eksploatacji rzeczywistego obiektu.

Wyniki przeprowadzonych symulacji przedstawiono w Tabela 2, w której zestawiono wartość strumienia ciepła przejmowanego przez kondensator odczytanej z programu EBSILON ($\dot{Q}_{cond,EBS}$) oraz wartość strumienia ciepła wyznaczoną na podstawie opracowanego modelu matematycznego ze wzoru (10) ($\dot{Q}_{cond,EQ}$). Przedstawione wyniki pokazują bardzo dobrą zgodność obydwu modeli. Błąd względny pomiędzy uzyskanymi wynikami, wyliczany ze wzoru

$$\varepsilon = \frac{Q_{cond,EBS} - Q_{cond,EQ}}{Q_{cond,EBS}} \quad (62)$$

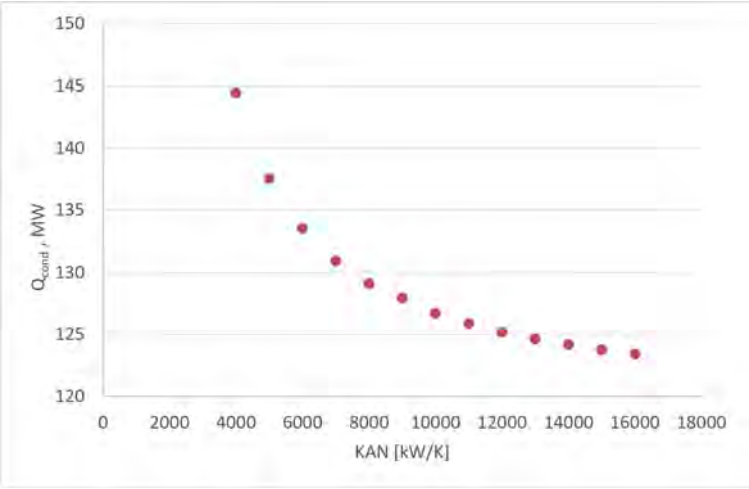
nie przekracza wartości 0,5%. W obliczenia wykorzystano następujące dane:

- moc na zaciskach generatora $P_g = 120$ MW
- moc na cele ciepłownicze $\dot{Q}_c = 55$ MW
- temperatura wody chłodzącej na wlocie do kondensatora $T_{w1} = 24$ °C
- strumień masy wody chłodzącej kondensator $\dot{m}_w = 15\,000$ t/h

Tabela 2. Wyniki symulacji pracy bloku elektrociepłowni podczas wzrostu zanieczyszczenia kondensatora

Lp.	T_{w2} , °C	KAN	$\dot{m}_{fuel,EBS}$, t/h	$\dot{Q}_{cond,EBS}$, MW	$\dot{Q}_{cond,EQ}$, MW	ε, %
1	31.14	14 000	33.625	124.17	124.36	-0.15
2	31.17	13 000	33.678	124.64	124.88	-0.19
3	31.19	12 000	33.742	125.20	125.23	-0.02
4	31.24	11 000	33.818	125.87	126.10	-0.18
5	31.31	10 000	33.913	126.70	127.32	-0.48
6	31.36	9 000	34.048	127.95	128.12	-0.13
7	31.42	8 000	34.187	129.11	129.27	-0.12
8	31.53	7 000	34.395	130.94	131.10	-0.12
9	31.68	6 000	34.691	133.54	133.71	-0.13
10	31.91	5 000	35.145	137.52	137.68	-0.11
11	32.30	4 000	35.932	144.43	144.59	-0.11

Na *Rysunek 15* przedstawiono zmiany wielkości strumienia ciepła przejmowanego w kondensatorze turbiny w miarę wzrostu jego stopnia zanieczyszczenia (spadku współczynnika KAN).



Rysunek 15. Strumień ciepła przejmowany w kondensatorze w funkcji współczynnika KAN (poprawić, czysty kondensator ma mieć KAN 14000).

Wykres sporządzono na podstawie danych uzyskanych z symulacji przy wykorzystaniu modelu wykonanego w programie EBSILON. Widać, że w miarę wzrostu zanieczyszczenia zwiększa się strumień ciepła przejmowany w kondensatorze. Potwierdzają to również wyniki pomiarów na obiekcie rzeczywistym, pokazane na wykresach Rysunek 5 - *Rysunek 11*, na których widać spadek współczynnika przenikania ciepła w czasie oraz równoczesny wzrost ilości ciepła przejmowanego w kondensatorze.

6. Propozycja systemu monitorowania stopnia zanieczyszczenia kondensatora w trybie on-line

Bazując na opracowanych modelach matematycznych obiegu elektrociepłowni możliwe jest monitorowanie w trybie on-line stopnia zanieczyszczenia kondensatora. Wprowadzając do modeli dane takie jak: moc na zaciskach generatora, sprzedaż energii cieplej, ilość pary kierowanej do kondensatora, ciśnienie pary na wylocie z turbiny, temperatura wody chłodzącej kondensator, temperatura i ciśnienie pary świeżej, możliwe jest prowadzenie symulacji pracy obiegu dla aktualnego stopnia zanieczyszczenia kondensatora. Potrzebne do obliczeń dane mogą być pobierane bezpośrednio z systemu blokowego DCS elektrociepłowni.

6.1. Wyznaczanie stopnia zanieczyszczenia kondensatora w czasie rzeczywistym

W trakcie pracy parametry bloku cieplnego (dane wejściowe do modeli matematycznych) ulegają zmianie. W związku z tym, aby możliwe było monitorowanie stopnia zanieczyszczenia kondensatora i jego wpływ na pracę bloku w czasie rzeczywistym, opracowany model numeryczny w programie EBSILON należy zaimplementować w systemie w dwóch trybach: „design" i „off-design". Zasadniczą różnicą między tymi trybami jest wykorzystanie ciśnienia kondensacji w trybie „design" do wyznaczenia aktualnego stanu zanieczyszczenia kondensatora, podczas gdy w trybie „off design" ciśnienie w kondensatorze jest wartością wynikową. Procedura obliczeniowa jest następująca:

- w celu wyznaczenia referencyjnej wartości współczynnika KAN_{base} (bazowy stan, czysty kondensator) wprowadza się w trybie „design" w programie EBSILON zestaw parametrów odczytanych po uruchomieniu bloku po czyszczeniu rur kondensatora ($T_{w1}, \dot{m}_w, P_g, \dot{Q}_c, p_{cond}$).

Na podstawie wyznaczonego w EBSILON współczynnika KAN_{base}, znając powierzchnię wymiany ciepła, można określić współczynnik przenikania ciepła k_{base} oraz opór cieplny osadów $R_{os,base}$ w stanie referencyjnym. Wartość współczynnika KAN_{base} jest wykorzystywana w symulacjach stanu pracy kondensatora, dla odczytanych parametrów pracy elektrociepłowni w dowolnym czasie eksploatacji, przy założeniu jego czystych powierzchni

- w kolejnym kroku przeprowadza się symulację pracy bloku w stanie rzeczywistym (również w trybie „design"), wykorzystując bieżące parametry procesowe odczytane z systemu DCS. Pozwala to na identyfikację aktualnego stanu zanieczyszczenia kondensatora poprzez wyznaczenie rzeczywistej wartości współczynnika KAN. Ze względu na obecność osadów na powierzchni wymiany ciepła, wyznaczony w ten sposób współczynnik KAN będzie mniejszy od wartości referencyjnej KAN_{base}
- następnie w trybie „off design" wprowadza się wartość współczynnika KAN_{base} przy zachowaniu aktualnych (odczytanych z DCS) parametrów procesowych. Przeprowadzone symulacje w trybie „off design" pozwalają na wyznaczenie ilości ciepła, jaka byłaby przejmowana przez czysty kondensator przy aktualnych parametrach pracy elektrociepłowni.

Opisane symulacje są możliwe do przeprowadzania w dowolnym okresie eksploatacji bloku, co umożliwia ciągłe monitorowanie stanu zanieczyszczenia kondensatora. Umożliwiają wyznaczenie strumienia ciepła przejmowanego przez czysty i zanieczyszczony kondensator ($\dot{Q}_{cond,c}$ *i* $\dot{Q}_{cond,z}$) dla aktualnych parametrów pracy. Pozwala to z kolei na wyliczenie wymaganej ilości ciepła koniecznej do dostarczenia w paliwie do obiegu w celu zrekompensowania strat wynikających z zanieczyszczenia kondensatora. Wszystkie parametry dla stanu aktualnego wyliczane są w oparciu o przedstawiony w artykule model matematyczny. Opracowany algorytm pozwala także na określenie kosztów wynikających z zanieczyszczenia rur kondensatora oraz na wskazanie optymalnego momentu czyszczenia.

6.2. Określenie optymalnego momentu na czyszczenie

Z punktu widzenia użytkownika kluczową funkcjonalność systemu stanowi możliwość podjęcia uzasadnionej ekonomicznie decyzji o ewentualnym, przedterminowym czyszczeniu kondensatora. W analizie decyzyjnej należy uwzględnić zarówno bezpośrednie koszty serwisu, jak i potencjalne straty wolumenu produkcji w czasie postoju bloku (o ile procedura wymaga dłuższego odstawienia urządzeń). Korzyścią z przeprowadzenia czyszczenia jest przywrócenie pracy układu w warunkach zbliżonych do nominalnych, co pozwala na osiągnięcie maksymalnej sprawności generacji wynikającej ze stanu technicznego skraplacza. Przykładowy sposób wyboru momentu czyszczenia kondensatora przedstawiono poniżej. Wyliczenia i analizy dokonane zostały dla danych historycznych przy obciążeniu bloku 107MWe. Pomiary wykonane tuż po czyszczeniu kondensatora wykazały, że w kondensatorze przejmowany jest strumień ciepła 145,09 MW, natomiast po 22 dniach eksploatacji bloku w kondensatorze przejmowane jest 147,97 MW. Znając różnicę pomiędzy strumieniem ciepła przejmowanym w kondensatorze w stanie czystym i zanieczyszczonym oraz wykorzystując wzór (60) możliwe jest wyznaczenie dodatkowej ilości ciepła koniecznej do dostarczenia wraz z paliwem w celu utrzymania parametrów pracy bloku na stałym poziomie ($P_g = const.$ oraz $\dot{Q}_c = const.$). Bazując na przyjętym założeniu linowego wzrostu stopnia zanieczyszczenia kondensatora możliwe jest określenie dziennego kosztu zanieczyszczenia w dowolnie wskazanym dniu eksploatacji (*Tabela 3*). W obliczenia przyjęto wartość opałową paliwa $\mathrm{LHV} = 33924$ kJ/kg, cena paliwa 700 PLN/t, sprawność kotła $\eta_b = 91\,\%$.

Tabela 3. Dzienny koszt zanieczyszczenia kondensatora.

$\dot{Q}_{cond,c}$, MW	$\dot{Q}_{cond,z}$, MW	$\Delta\dot{Q}_{cond}$, MW	$\Delta\dot{Q}_{fuel}$, t/h	Godzinowy koszt zanieczyszczenia, PLN/h	Dzienny koszt zanieczyszczenia, PLN/dzień
145.09	147.97	2.88	3.16	234.97	5 639.22

W celu określenia optymalnego czasu czyszczenie kondensatora przeprowadzono cztery przykładowe symulacje pracy bloku w okresie jednego roku:

- wariant 1 - brak czyszczenia kondensatora z uwzględnieniem maksymalnego stopnia zanieczyszczenia
- wariant 2 - czyszczenie kondensatora przeprowadzane raz w miesiącu (12 razy w roku)
- wariant 3 - czyszczenie kondensatora przeprowadzane raz na kwartał (3 razy w roku)
- wariant 4 - czyszczenie kondensatora przeprowadzane raz na pół roku (raz w roku)
- wariant 5 - czyszczenie kondensatora przeprowadzane 3 razy w roku w trakcie planowanych odstawień.

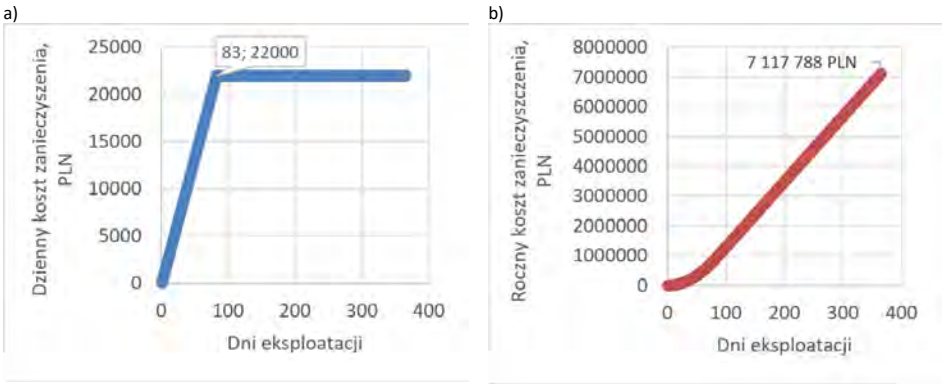
We wszystkich analizowanych wariantach wyliczone zostały straty finansowe podczas pracy bloku w okresie jednego roku, przy założeniu ciągłego wzrostu zanieczyszczenia kondensatora (do momentu jego czyszczenia). Ocena wyników uzyskanych na podstawie danych pomiarowych wykazała, że maksymalna różnica między strumieniem ciepła przejmowanym przez czysty a zanieczyszczony kondensator wynosi 11 MW. Sytuacja ta wynika z przebiegu eksploatacji – w analizowanych okresach blok nie pracował na tyle długo bez czyszczenia skraplacza, aby doszło do degradacji powierzchni wymiany ciepła powodującej większe różnice w strumieniach ciepła przejmowanych przez kondensator. Dodatkowo należy zauważyć, że w badanym układzie występuje instalacja ciągłego oczyszczania wewnętrznych powierzchni rur kondensatora (przy pomocy gumowych kulek), która nie dopuszcza do tworzenia się osadów o grubości, dla której prześwit byłby mniejszy niż średnica kulek. Opory osadów R_{os} w sytuacji, gdy zastosowana jest instalacja ciągłego czyszczenia nie przekraczają wartości 0,5 $m^2\,K/kW$ [18]. Znalazło to również potwierdzenie w wartościach zaobserwowanych w trakcie eksploatacji i pokazanych na Rysunek 6. Przyjmując 11MW jako maksymalną różnicę w przejmowanych strumieniach ciepła pomiędzy czystym i zanieczyszczonym kondensatorem ustalono maksymalną stratę dzienną na poziomie 22000 PLN. Pozwoliło to następnie na określenie potencjalnych strat finansowych w ciągu całego roku pracy bloku oraz pokazanie wpływu odpowiedniej polityki utrzymania czystości kondensatora na wynik ekonomiczny. Założono, że na jednostkowy koszt przeprowadzenia czyszczenia kondensatora składa się:

- koszt jednostkowej operacji czyszczenia: 30 000 PLN
- utrata zysku spowodowana brakiem produkcji przez okres jednego dnia: 67 200 PLN
- koszt rozruchu po wykonanej operacji czyszczenia: 60 000 PLN.

Koszt jednego czyszczenia kondensatora wynosi zatem 157 200 PLN. W przypadku, kiedy możliwe jest uruchomienie bloków będących aktualnie w rezerwie, utrata zysku z tytułu braku produkcji w czasie czyszczenia kondensatora nie jest doliczana do rocznego kosztu czyszczenia. W takiej sytuacji koszt czyszczenia kondensatora wynosi 97 200 PLN.

6.2.1. Wariant 1 – Brak czyszczenia kondensatora z uwzględnieniem maksymalnego stopnia zanieczyszczenia

Wyniki przeprowadzonych symulacji dla sytuacji braku czyszczenia kondensatora z uwzględnieniem maksymalnego stopnia zanieczyszczenia przedstawiono na *Rysunek 16*.

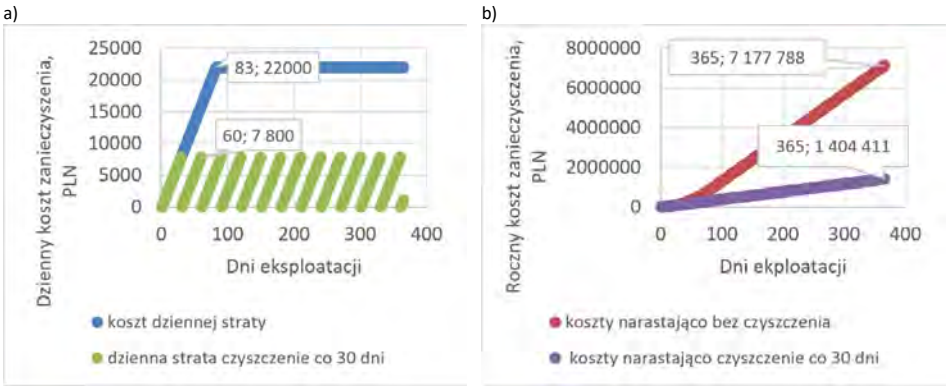


Rysunek 16. Ponoszone koszty w sytuacji braku czyszczenia kondensatora: a) dzienny koszt zanieczyszczenia; b) wzrost kosztów zanieczyszczenia.

Na *Rysunek 16*a przedstawiono zmianę dziennego kosztu zanieczyszczenia rur kondensatora w okresie jednego roku. Widać, że w od 83 dniach pracy bloku koszt ten utrzymuje się na stałym poziomie (22000 PLN). Wynika to z przyjętego założenia, że maksymalna różnica między strumieniem ciepła przejmowanym przez czysty a zanieczyszczony kondensator wynosi 11 MW. Bazując na kosztach dziennego zanieczyszczenia opracowano wykres pokazany na *Rysunek 16*b, przedstawiający koszt zanieczyszczenia w sposób narastający. Widać, że po roku pracy bez czyszczenia kondensatora łączny koszt zanieczyszczenia wyniósł 7 117 788 PLN

6.2.2. Wariant 2 - Czyszczenie kondensatora co miesiąc

W analizowanym wariancie przyjęto, że każdorazowo po 30 dniach eksploatacji blok zostanie na jeden dzień wyłączony, wyczyszczony a następnie uruchomiony ponownie. Łącznie założono 12 czyszczeń w ciągu roku. Wyniki przeprowadzonych symulacji przedstawiono na *Rysunek 17*.



Rysunek 17. Ponoszone koszty w sytuacji czyszczenia kondensatora co miesiąc: a) dzienny koszt zanieczyszczenia; b) wzrost kosztów zanieczyszczenia.

Na wykresie pokazanym na *Rysunek 17*a przedstawiono prognozowany dzienny koszt zanieczyszczenia kondensatora w okresie jednego roku eksploatacji przy 12 czyszczeniach kondensatora. Widać, że po miesiącu pracy bloku dzienny koszt wynikający z zanieczyszczenia kondensatora jest rzędu 7 800 PLN. Po czyszczeniu kondensatora każdorazowo naliczanie dziennego kosztu następuje od wartości zerowej.

*Rysunek 17*b przedstawia roczny koszt zanieczyszczenia w sytuacji 12 czyszczeń kondensatora w ciągu roku. Widać, że koszty roczne dla przypadku 12 czyszczeń kondensatora (1 404 411 PLN) są znacząco niższe od kosztów wynikających z pracy bloku bez czyszczenia kondensatora (7 117 788 PLN). Daje to korzyść wynikającą z prowadzenia przyjętej polityki utrzymania czystości kondensatora w wysokości 3 826 976 PLN (po uwzględnieniu kosztów czyszczenia i rozruchu oraz utraty zysku spowodowanej brakiem produkcji).

Ponadto, przeprowadzone symulacje wykazały, że dla analizowanego przypadku sprawność bloku do momentu czyszczenia kondensatora (po 30 dniach) spada o 0,6% w stosunku do bloku pracującego z czystym kondensatorem.

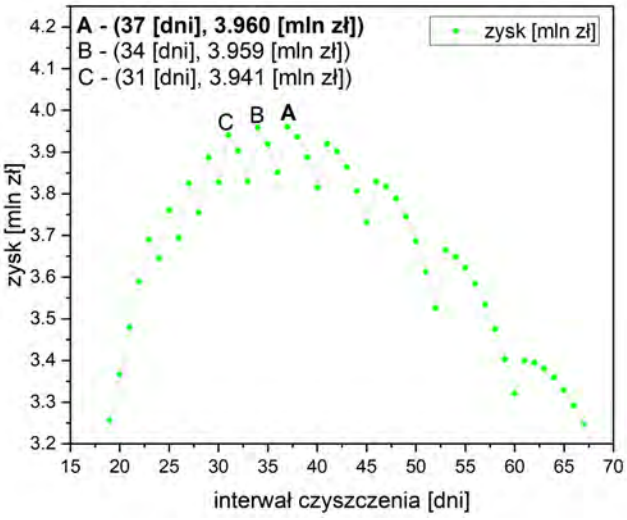
Wyniki analiz dla wszystkich wariantów pokazano w Tabela 4.

Tabela 4. Koszty zanieczyszczenia kondensatora i korzyści wynikające z przyjętej polityki czyszczenia kondensatora.

	Wariant 1 Brak czyszczenia kondensatora	**Wariant 2 Czyszczenie kondensatora 12 razy w roku**	**Wariant 3 Czyszczenie kondensatora 3 razy w roku**	**Wariant 4 Czyszczenie kondensatora 1 raz w roku**	**Wariant 5 Czyszczenie kondensatora 3 razy w roku (planowane)**
Roczny koszt zanieczyszczenia, PLN	7 117 788	1 404 411	4 381 152	6 205 576	4 381 152
Różnica w koszcie zanieczyszczenia, PLN	-	5 713 376	2 736 635	912 211	2 736 635
Łączny roczny koszt czyszczenia, PLN	-	1 886 400	471 600	157 200	291 600
Korzyść, PLN	-	3 826 976	2 265 035	755 011	2 445 035

Widać, że największa korzyść wynikająca z czyszczenia kondensatora osiągana jest przy jego comiesięcznym czyszczeniu.

W celu automatyzacji obliczeń i analiz, w oparciu o przedstawioną koncepcję, opracowano autorską aplikację w języku Python. Narzędzie to pozwala na bieżące określanie strat wynikających z aktualnego stopnia zanieczyszczenia kondensatora. Dodatkowo program umożliwia wielowariantową symulację pracy układu w zależności od przyjętych założeń operacyjnych. Ważną funkcjonalnością opracowanego oprogramowania jest również możliwość wyznaczenia optymalnej częstotliwości czyszczenia rur skraplacza pod kątem maksymalizacji efektywności ekonomicznej. Dla danych wykorzystanych w analizie optymalny czas czyszczenia wynosi 37 dni (*Rysunek 18*).



Rysunek 18. Wyniki symulacji przy wykorzystaniu opracowanego narzędzia – optymalny czas czyszczenia.

Przewidywany roczny zysk z tytułu czyszczenia kondensatora co 37 dni kształtował się będzie na poziomie 3 960 228 PLN.

7. Dyskusja wyników

Analiza danych eksploatacyjnych potwierdziła, że narastanie osadów na wewnętrznych powierzchniach rur kondensatora drastycznie pogarsza warunki wymiany ciepła. Zaobserwowano wyraźny trend spadkowy współczynnika przenikania ciepła (k) przy jednoczesnym wzroście oporu osadów (R_{os}) w czasie eksploatacji. Zjawisko to wymusza wzrost strumienia ciepła przejmowanego przez wodę chłodzącą (Q_{cond}), aby utrzymać zadaną moc elektryczną i cieplną bloku.

W opracowanej metodzie kluczowym wskaźnikiem stanu skraplacza w modelu numerycznym jest współczynnik KAN (iloczyn współczynnika przenikania ciepła k i powierzchni A_{out}). Wartość bazowa dla czystego urządzenia (bezpośrednio po czyszczeniu) została określona na 14 000 kW/K, natomiast w miarę narastania zanieczyszczeń wartość ta w symulacjach była obniżana do 4 000 kW/K. Pomiary eksploatacyjne przy obciążeniu bloku 107 MWe wykazały, że bezpośrednio po czyszczeniu strumień ciepła przejmowany w kondensatorze wynosił 145,09 MW. Po zaledwie 22 dniach pracy wartość ta wzrosła do 147,97 MW, co oznacza wzrost o 2,88 MW przy stałej mocy generatora. Symulacje numeryczne potwierdziły, że zanieczyszczenie rur prowadzi do obniżenia sprawności całego bloku. W badanym okresie 30 dni sprawność ta spadła o 0,6% w stosunku do stanu referencyjnego. Opracowany model matematyczny kondensatora turbiny i bloku cieplnego wykazuje bardzo wysoką precyzję – błąd względny w porównaniu z wynikami uzyskanymi z programu EBSILON nie przekracza 0,5%.

Analiza finansowa opiera się na rzeczywistych kosztach operacyjnych. Koszt jednego cyklu czyszczenia kondensatora oszacowano na 157 200 PLN, na co składają się: usługa czyszczenia (30 000 PLN), koszt

rozruchu bloku (60 000 PLN) oraz utrata zysku z braku produkcji energii (przez jeden dzień 67 200 PLN). Porównanie wariantów eksploatacyjnych w skali roku przedstawia się następująco:

- Wariant 1 (Brak czyszczenia): Powoduje narastający koszt zanieczyszczenia, który po 83 dniach stabilizuje się na poziomie 22 000 PLN dziennie, co generuje łączną roczną stratę w wysokości 7 117 788 PLN
- Wariant 2 (Czyszczenie co miesiąc): Roczny koszt zanieczyszczenia spada do 1 404 411 PLN. Po uwzględnieniu kosztów 12 czyszczeń, korzyść finansowa względem braku działań wynosi 3 826 976 PLN
- Wariant 3 i 4 (Czyszczenie co kwartał/pół roku) generują znacznie mniejsze korzyści, odpowiednio 2 265 035 PLN oraz 755 011 PLN rocznie
- Optimum matematyczne: Wykorzystanie aplikacji w języku Python pozwoliło wyznaczyć precyzyjny punkt równowagi między kosztami paliwa a kosztami czyszczenia kondensatora turbiny. Optymalny czas między czyszczeniami wynosi 37 dni, co pozwala na osiągnięcie maksymalnego rocznego zysku na poziomie 3 960 228 PLN.

Przedstawione dane wskazują, że instalacja czyszcząca kuleczkami gumowymi rury kondensatora ogranicza narastanie osadów a tym samym ich opór do poziomu 0,5 (m^2 K)/kW. Nie zapobiega to jednak całkowitemu spadkowi efektywności układu. Maksymalna zidentyfikowana różnica w strumieniu ciepła między skraplaczem czystym a zanieczyszczonym wynosi 11 MW, co bezpośrednio przekłada się na konieczność spalania większej ilości paliwa w celu utrzymania parametrów sieciowych

8. Podsumowanie

Głównym celem przeprowadzonych prac była optymalizacja częstotliwości czyszczenia skraplacza turbiny parowej w bloku energetycznym o mocy 120 MWe, pracującym w układzie kogeneracyjnym. Przeprowadzone badania dowodzą, że systemy ciągłego czyszczenia (np. kuleczkami gumowymi) nie eliminują całkowicie problemu osadów, co czyni okresowe czyszczenie mechaniczne niezbędnym. Artykuł prezentuje kompleksową metodykę oceny stanu technicznego skraplaczy parowych, łączącą dane eksploatacyjne z systemów DCS, modelowanie matematyczne oraz symulacje numeryczne w trybach „design" i „off-design" w programie EBSILON Professional, przy dokładnym pomiarze strumienia masy wody chłodzącej kondensator (np. przy wykorzystaniu kolana segmentowego). Kluczowym osiągnięciem przeprowadzonych prac jest stworzenie narzędzia diagnostycznego w języku Python, które umożliwia monitorowanie strat energii w czasie rzeczywistym i wyznaczanie momentu czyszczenia uzasadnionego ekonomicznie. Wynikiem optymalizacji dla badanego obiektu było wyznaczenie optymalnego interwału czyszczenia rur skraplacza, który wynosi 37 dni. Przyjęcie takiej strategii pozwala na maksymalizację wyniku ekonomicznego przedsiębiorstwa, generując przewidywany roczny zysk na poziomie blisko 3,96 mln PLN. W analizie optymalizacyjnej przyjęto założenie o liniowym wzroście stopnia zanieczyszczenia w czasie, co w rzeczywistych warunkach może ulegać zmianom, w zależności od jakości wody chłodzącej czy pory roku.

W ramach przyszłych kierunków badań planuje się rozbudowę opracowanej metodyki w celu zwiększenia jej odporności na wysoką niepewność pomiarową strumienia masy wody chłodzącej, ponieważ precyzyjne wyznaczenie tego parametru w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych przy bardzo dużych przepływach stanowi istotne wyzwanie techniczne. Rozwinięcie modelu w tym kierunku pozwoli na szerszą aplikację proponowanego systemu monitorowania on-line w jednostkach o uboższym opomiarowaniu, przy zachowaniu precyzji niezbędnej do podejmowania optymalnych decyzji ekonomicznych.

Spis oznaczeń

A_{out} - pole powierzchni zewnętrznej rur kondensatora, m^2
c'_{k} - zmodyfikowane ciepło skraplania (uwzględniające dodatkowe ciepło oddawane przy dochłodzeniu kondensatu), J/kg
c_w - średnie ciepło właściwe wody, J/(kg·K)
$c_{w,cond}$ średnie ciepło właściwe kondensatu, J/(kg·K)
$c_{w_{0^oC}}^{T_{w1}}$ - ciepło właściwe wody w zakresie temperatur od 0$^{\mathrm{O}}$C do T_{w1} [J/kg K]
$c_{w_{0^oC}}^{T_{w2}}$ - ciepło właściwe wody w zakresie temperatur od 0$^{\mathrm{O}}$C do T_{w2} [J/kg K]
COST_{fuel} - koszt paliwa, zł/kg
$\mathrm{COST}_{\mathrm{z}}$ - koszt zanieczyszczenia kondensatora turbiny, zł/s
d_{out} - średnica zewnętrzna rur, m
g - przyspieszenie ziemskie, m/s^2
i_2 - entalpia pary wlotowej do kondensatora (wylot z turbiny), kJ/kg
k - współczynnik przenikania ciepła odniesiony do powierzchni zewnętrznej rur, W/(m^2·K)
k_z - współczynnik przenikania ciepła odniesiony do powierzchni zewnętrznej rur A_z, uwzględniający warstwę zanieczyszczeń, W/(m^2·K)
l - długość rury, m
LHV - wartość opałowa paliwa, kJ/kg
$\dot{m}_{\mathrm{cond}}$ - strumień masy skroplin, kg/s
$\dot{m}_{fuel}$ - strumień masy paliwa dostarczanego do kotła, kg/s
$\dot{m}_w$ - strumień masy wody chłodzącej kondensator, kg/s
$\dot{m}_s$ - strumień masy pary kierowanej do kondensatora turbiny, kg/s
n - liczba rurek w jednym biegu
p_{cond} - ciśnienie w kondensatorze, kPa
P_g - moc generatora turbiny, W
R_{os} - opór osadów wewnętrznych,
r_{in} - promień zewnętrzny rur, m
r_{out} - promień zewnętrzny rur, m
$\dot{Q}$ - strumień ciepła, W
$\dot{Q}_{b,loss}$ - straty cieplne w kotle, W
$\dot{Q}_{fuel}$ - strumień ciepła dostarczony do kotła wraz z paliwem, W
$\dot{Q}_{cond}$ - strumień ciepła przejmowany w kondensatorze, W
$\dot{Q}_{cond,s}$ - strumień ciepła przejmowany w kondensatorze po stronie pary, W
$\dot{Q}_{cond,w}$ - strumień ciepła przejmowany przez wodę chłodząca kondensator, W
T_{w1} - temperatura wody chłodzącej na wlocie do kondensatora, $^{\mathrm{O}}$C
T_{w2} - temperatura wody chłodzącej na wylocie z kondensatora, $^{\mathrm{O}}$C
T_{cond} - temperatura kondensatu na wyjściu z kondensatora, $^{\mathrm{O}}$C
$T_{cond,s}$ - temperatura kondensacji, równa temperaturze pary wylotowej z turbiny, $^{\mathrm{O}}$C
ΔT_{LMTD} - średnia logarytmiczna różnica temperatury między czynnikami, K
α_w - współczynnik wnikania ciepła po stronie wodnej, W/(m^2·K)
α_s - współczynnik wnikania ciepła po stornie parowej, W/(m^2·K)
δ_{os} - grubość warstwy zanieczyszczeń, m
λ_{cond} - współczynnik przewodzenia ciepła dla kondensatu, W/(m·K)
λ_{sc} - współczynnik przewodzenia ciepła dla materiału ścianki rury, W/(m·K)
λ_{w} - współczynnik przewodzenia ciepła wody, W/(m·K)
η_b - sprawność kotła
ρ_w - gęstość wody, kg/m^3
ρ_s - gęstość pary, kg/m^3

ρ_{cond} - gęstość kondensatu, kg/m^3
ν_w - lepkość kinematyczna wody, m^2/s
μ_{cond} - lepkość dynamiczna kondensatu, Pa·s

Bibliografia

[1] Marecki J.W. *Podstawy przemian energetycznych.* Wydanie III. WNT, Warszawa, 2008.
[2] Said M.A. Ibrahim, Sami I. Attia, The influence of condenser cooling seawater fouling on the thermal performance of nuclear power plant. *Annals of Nuclear Energy 2015*, *Volume 76*, 421-430, DOI: 10.1016/j.anucene.2014.10.018.
[3] Walker M., Safari I., Theregowda R., Hsieh M.K., Abbasian J., Arastoopour H., Dzombak D., Miller D., *Economic impact of condenser fouling in existing thermoelectric power plants*. *Energy 2012*, *Volume 44(1)*, 429-437, DOI: 10.1016/j.energy.2012.06.010.
[4] Saleel C.A, *Forecasting the energy output from a combined cycle thermal power plant using deep learning models. Case Studies in Thermal Engineering 2021, Volume 28, 101693*, DOI: 10.1016/j.csite.2021.101693.
[5] Trojan M., Taler J., Smaza K., Wróbel W., Dzierwa P., Taler D., Kaczmarski K., A new software program for monitoring the energy distribution in a thermal waste treatment plant system. *Renewable Energy 2022, Volume 184*, 1055-1073, DOI: 10.1016/j.renene.2021.12.012.
[6] Huang C., Sheng X., *Data-driven model identification of boiler-turbine coupled process in 1000 MW ultra-supercritical unit by improved bird swarm algorithm*. *Energy 2020*, *Volume 205*, 118009, DOI: 10.1016/j.energy.2020.118009.
[7] Yu J., Liu P., Li Z., *Hybrid modelling and digital twin development of a steam turbine control stage for online performance monitoring*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews 2020*, *Volume 133*, 110077, DOI: 10.1016/j.rser.2020.110077.
[8] Raidoo R., Laubscher R., *Data-driven forecasting with model uncertainty of utility-scale air-cooled condenser performance using ensemble encoder-decoder mixture-density recurrent neural networks. Energy 2022, Volume 238, Part C*, 122030, DOI: 10.1016/j.energy.2021.122030.
[9] Zhang X., Li J., Du X., Wei H., *Physics-constrained online monitoring for continuous heat-transfer performance identification in flexibly operated thermal power plants. Energy 2026, Volume 359*, 141455, DOI: 10.1016/j.energy.2026.141455.
[10] Shina D., Jeona J., Kima T., Parka J.H., Kim S.J., *Development of the thermal performance model using temperature gradient analysis for optimized design of steam surface condenser. International Journal of Heat and Mass Transfer 2020, Volume 163*, 120411, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120411.
[11] Lu C., Yang J., Zhang Q., *Pressure Transient Analysis on the Condenser of the HPR1000 Nuclear Power Unit. Energies 2024, Volume 17, 1210*. DOI: 10.3390/en17051210.
[12] Mohammadi M., Esfahanian V., *A comprehensive study to predict steam turbine power of a CCPP using data-driven models based on a holistic approach with a novel set of practical descriptive features, Energy 2026, Volume 354, 140838*, DOI: 10.1016/j.energy.2026.140838.
[13] Yang Y., Li X., Yang Z., Wei Q., Wang N., Wang L., *The Application of Cyber Physical System for Thermal Power Plants: Data-Driven Modeling. Energies 2018, Volume 11, 690*. DOI: 10.3390/en11040690.

[14] Qu Z., Xu J., Wang Z., Chi R., Liu X., *Prediction of electricity generation from a combined cycle power plant based on a stacking ensemble and its hyperparameter optimization with a grid-search method. Energy 2021*, *Volume 227, 120309*, 10.1016/j.energy.2021.120309.
[15] Panaś K., Siwek T., Sztekler K., Kalawa W., Taler J., *Adaptation of segmented elbow on the flow meter by using CFD tools. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 2019, Volume 214*, 012135, DOI: 10.1088/1755-1315/214/1/012135.
[16] Trojan M., Taler D., Thermal simulation of superheaters taking into account the processes occurring on the side of the steam and flue gas. Fuel 2015, Volume 150, pp. 75-87, DOI: 10.1016/j.fuel.2015.01.095.
[17] Butterworth D., Sardesai R.G., Griffith P., Bergles A.E., *Condensation, Heat Exchanger Design Handbook, Chapter 2.6. Hemisphere.* Washington DC. USA, 1983.
[18] Liu, W., Liu, Z., Wang, Y. et al., *Flow mechanism and heat transfer enhancement in longitudinal-flow tube bundle of shell-and-tube heat exchanger. Science in China Series E: Technological Sciences 2009, Volume 52*, 2952–2959, DOI: 10.1007/s11431-009-0237-7

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_66

Application of rotodynamic and volumetric expanders for natural gas pressure reduction– a Review

JAKUB HOLENISZCZY, PIOTR KOLASIŃSKI

Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny
Wybrzeże Stanisława Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław
e-mail: jakub.holeniszczy@pwr.edu.pl

Key words: Expander, Natural Gas, Waste Energy, Pressure Reduction Station, Energy Recovery

Waste pressure energy, dissipated through isenthalpic throttling in throttle-valves is a great power source that can be recovered and reused to reduce the greenhouse gas emissions and gain extra power and economic revenue. In particular, natural gas transmission pipelines, are suitable for high flow, high pressure recovery through expander applications. In this paper, multiple expander technologies and supporting systems are reviewed, analysed, limitations considered and summarised.

Introduction

With the population growth and industrialization increasing, our civilization is facing developing problems related to power production and consumption. In large power engineering industry, dominated by fossil fuel-fired power plants, renewable energy and alternative energy sources gain increasing interest. In many industrial processes great amount of energy is lost in the energy conversion chain in the form of low quality energy streams which are not utilized and dissipated. However, the part of lost energy that can be potentially recovered is often referred to as waste energy. Recovery of this waste energy is a key factor in power transformation. For example, waste gas pressure energy, dissipated through isenthalpic throttling in throttle-valves have a great potential to be recovered, converted to electricity and reused to reduce the greenhouse gas emissions and improve energy efficiency of gas transmission process and economic revenue. In particular, natural gas transmission pipelines, are suitable for high flow, high pressure recovery through different expanders applications. The aim of this study is to provide a comprehensive review of existing expander technologies and their operating parameters for the recovery of pressure waste energy from natural gas. Multiple expander technologies and supporting systems are reviewed, and their limitations are considered and summarised.

1. Natural gas waste pressure energy recovery

Natural Gas (NG) can be transferred in gaseous form through transmission pipelines or in liquified form as Liquified Natural Gas (LNG). Transmission via pipelines is favourable because of continuous volumetric flow of NG. To overcome the flow resistance of long transmission pipelines, gas is transmitted under high pressure of 5.5-7 MPa ([1], [2], [3]) before its pressure is reduced to lower values, usable for industrial or urban consumers. For this purpose, Pressure Reduction Stations (PRS, sometimes called City Gas Stations or Regulatory Stations) are installed at the entrances to industrial zones or city gas network.

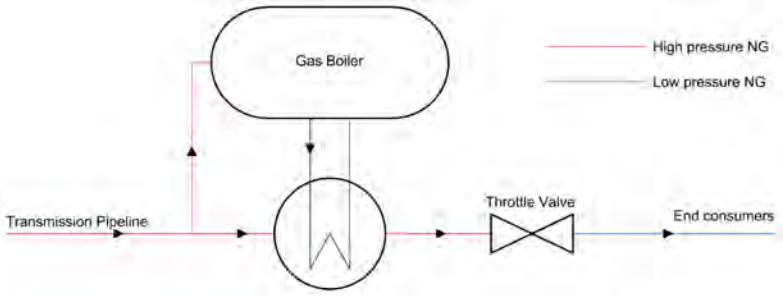


Figure 1. Schematic overview of conventional Pressure Reduction Station

The scheme of the PRS is presented in Figure 1 and its working principle can be described as follows: high pressure NG is being transferred from transmission pipeline to PRS where some of the gas is being separated from main stream and directed to in-line bath burners, which purpose is to preheat the incoming NG stream. Later, the preheated NG stream is channelized to Throttle-Valve (TV), where due to Jule-Thompson effect, pressure and temperature of NG are being reduced through isenthalpic throttling. Finally, low pressure NG is transferred to consumers. Isenthalpic throttling in a throttle valve can be treated as an energy dissipation process in which the pressure energy of the gas is reduced without any useful energy gain. Therefore, the energy lost during isenthalpic throttling can be regarded as waste energy that can potentially be recovered and converted into mechanical power or electricity using turboexpanders or volumetric expanders. However, replacing a throttle valve with an expander introduces several technical challenges, such as a significant gas temperature drop and hydrate formation, which must be addressed in order to enable the application of expansion machinery. These challenges and possible waste energy recovery technologies are reviewed in the following part of this paper. Exemplary configuration of PRS, enhanced by supporting preheating technology and expander-generator drivetrain is presented in Figure 2.

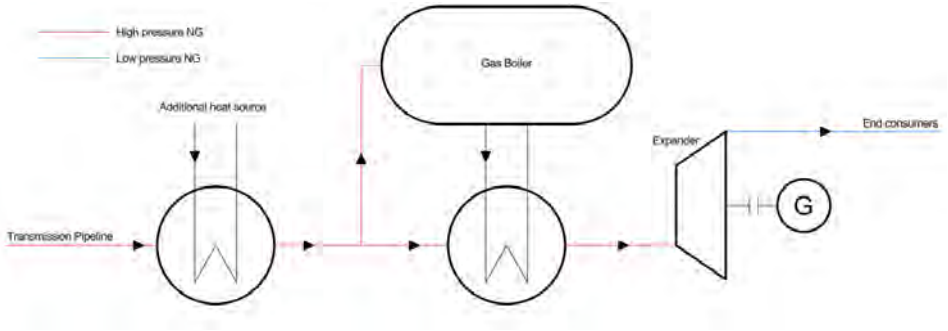


Figure 2. Pressure reduction station with expander and additional heat source for NG preheating

1.1. Methods of natural gas preheating before expansion

If NG is expanded using expander instead of TV, bigger drop of gas temperature occurs. If the pressure energy is converted into mechanical work, the temperature reduction is 15-20°C/MPa

in contrast to isenthalpic expansion in throttle-valve during which temperature drop is lower i.e. 4.5-6°C/MPa [4]. Gas temperature drop is unfavourable due to natural gas hydrates formation which, if not overseen, can lead to system hazards. NG hydration limit temperature is considered to be 5°C.

For this reason, preheating is applied before expansion. In conventional PRS, in-line boilers are applied, that combust part of NG volumetric flow for preheating, causing CO2 emission, high exergy destruction and reducing the NG volumetric flow. Multiple research has been dedicated to improving this issue. Application of flat solar collectors as a support for boilers for NG preheating before expansion at turbo-expander (TE) has been studied in [1]. A case study of city Birjand, Iran, has been chosen. Desert environment fit well for solar energy applications. For TE variant, required NG inlet temperature has increased from 25 °C in TV up to 85 °C. Proposed system could drastically reduce the fuel consumption for preheating at hot months of the year and significantly reduce it in cold months. Solar irradiation for gas preheating has also been utilized in [5]. Here, a parabolic trough solar collectors (PTSC) with sun tracking have been implemented for NG TE PRS. Simulations were carried out for 3 different cities resulting in maximum of 33%, 31% and 15% of carbon dioxide emission reduction in Naples, Genoa and Amsterdam, respectively. For cold months of the year, the Amsterdam's installation turned out to be insufficient and negatively cost-effective. The authors of [6] studied application of Evacuated Tube Solar Collectors (ETSC) for preheating as a support for line heater for a hybrid PV-PRS-CAES system. A case study of city Natal, Brazil, was performed. 5200 ETSC units could reduce the fuel consumption for preheating by 17.2%. In result, average power of 10 MW could be produced by hybrid PRS system.

Combined Heat and Power (CHP) can also be applied for NG preheating and mechanical power generation, coupled with generator. In [7], biofuel cogeneration unit has been applied at PRS paired with two-stage TE system. Positive impact on fuel consumption has been observed, but due to rising costs of biomass fuel, system might not be economically viable in the future. In [8] the authors performed an energy and exergy analysis of NG PRS integrated with co-generation gas engine. Two-stage expansion system was proposed, with gas engine's waste heat applied for NG preheating. The exergy analysis indicate 49.2% efficiency for given case study.

In [9], the authors have proposed implementation of Vertical Ground Heat Pump (HP) system for preheating the NG before expansion in TE. The additional line heater was installed as a secondary heat source, after the HP heat exchanger. The case study on Kuhdasht (Iran) City Gas Station indicate that total of 5700 m boreholes system for HP can result in the annual 45.8% fuel consumption reduction. Also in [10] the authors proposed a novel system for PRS consisting of two-stage TE NG expansion system, parallel to existing TV, combined with heat-pump system, with compressor driven by TEs, for the purpose of NG preheating. Proposed system was modelled, examined on city Mashhad west PRS case study and validated on real data from literature. The results indicate 70.08% of annual fuel reduction required for preheating and reduction of exergy destruction between 3% and 48%.

Reuse of waste heat can also be applied for gas preheating. In [11], reuse of flue gas waste heat energy from Ramin Power Plant was proposed for preheating of NG before pressure reduction in turboexpander. Application of heat exchanger could result in 10 MW exergy destruction reduction.

1.2. Methods of waste gas pressure energy recovery by gas expanders and advanced energy recovery systems

Various machines have been proposed for gas pressure reduction. The turbo-expander is the most commonly applied machine. In article [12] the authors have analysed the work of CELSIUS (Combined Efficient Large-Scale Integrated Urban Systems) in Genoa, which is a pressure reduction station equipped with a TE paired with 3 parallel TVs. Simulation model of the system employing one turbo-expander was created and compared against alternative model, which was equipped with two turbo-expanders installed in series instead of one. The application of two TE enabled for interstage heat exchange and allowed for use of low temperature heat sources featuring temperature of 55°C compared to 85°C used for single stage expansion and therefore allowing for waste heat or renewable energy integration for gas heating. The authors have addressed the potential risk of faster hydrates formation with lower temperature application and technical difficulties resulting from use of two TEs instead of one. Multiple simulations concerning TE application in place of TV were performed [2], [3], [4], [13], [14], [15].

Different volumetric machines can also be implemented in NG pressure reduction. The screw expander can be adapted for this application. In [16], single stage screw expander has been analysed for natural gas waste pressure energy recovery combined with Air-Source Heat Pump. Based on laboratory test-stand examination, the authors determined the linear regression equation as $R^2 = 0.9996$ and conducted a simulation of energy recovery potential through the day. The daily round trip efficiency of the system reached up to 25% with the potential of 60 kWh to be generated with peak isentropic efficiency of the expander reaching ca. 60%. In [17] the authors have prepared a case study of twin-screw expander implementation in NG PRS in Jinan, China. The simulation was based on an experimental data from air-powered screw expander. The computational analysis indicate the potential of 147 kWh energy production for a typical day at NG PRS. Additionally, the outlet NG temperature of expander of -72 °C was obtained and the system application was proposed. Importantly, the problem of NG hydrates formation wasn't considered and the low temperature NG application is questionable.

Use of reciprocating expansion engine in NG PRS was studied in [18]. Research indicated the raise of power generation with increase of motor speed, crank radius or inlet port diameter. In [19] the authors evaluated the application of Reciprocating Natural Gas Expansion Engine for waste energy recovery at City Gas Station and evaluated the impact of types of valves and opening time. Energy and exergy analysis showed that impact of mixing and heat transfer on exergy destruction is smaller than effect of friction and throttling. Types of flow valves have also been analysed in this paper.

In [20] the authors have created a novel mathematical model for Rolling Piston (RP) expanders description. They found out many advantages for RP implementation in NG PRS. Mathematical model has been validated with literature data and indicated possibility of recovering 60% of NG pressure energy for expansion ratio of 2 and polytropic exponent smaller than 1.4. It shows that for low polytropic exponents, power hardly changes with expansion ratio and raises with higher polytropic exponents and pressure ratios.

Additionally, sliding vane expander has been considered for NG pressure reduction in [21]. Authors propose implementation of single sliding rotary vane expander as a replacement for TV in NG PRS. The experimental setup has been constructed, with NG flow rate controlled with PID controller. Variable PID parameters were tested and maximum of 145 W and 116 W were generated.

Recovered mechanical power from PRS can be either converted to electricity or transferred to other devices. Electrical power can be sold to grid or be applied for other processes like hydrogen production. In [22] an analysis of a novel configuration of Molten Carbon Fuel Cells (MCFC) for NG as a supporting heating source for NG combined with TE was performed. This work analyse the combined use of power from TE and MCFC. In a case study, power production of MCFC was kept constant at 300 kW. In this scenario, the TE reached average efficiency of 67% and power production of 306 kW. In other scenario, where two TEs are considered, the efficiency of each expander reached 71% and each expander generated 236 kW of power. Hydrogen production was also studied in [23]. The authors have proposed implementation of TE combined with electric generator in order to generate hydrogen from recovered pressure energy. The annual analysis indicate high fluctuation of gas volumetric flow rate. For the best scenario, the TE could achieve 75% of exergy efficiency with 45% efficiency of hydrogen production. The TE power production can reach 140 kW per 1 kg/s of NG. In [24] the authors performed the 4E analysis for PRS-Rankine Cycle Proton Exchange Membrane (PEM) Electrolyser system and compared against PRS-Absorption Power Cycle-PEM Electrolyser system, where the waste heat of flue gas was recovered in RC/APC system, and PRS-TE was used for hydrogen production. The simulation for constant 1 MW at RC/ARC turbine power was performed indicating 32.93% and 33.63% thermal efficiency for RC and APC system, respectively, with exergy efficiency of 47.92% and 48.96% in the same order. The total hydrogen production in electrolyser amounted to 6.86 kg and 6.35 kg for PRS-TE output power of 8.57 MW and 7.61 MW for Rankine Cycle and Absorption Power Cycle systems respectively. PRS TE system combined with ORC and PEM Electrolyser for hydrogen generation system is proposed in [25]. Flue gas transfers the heat from combustion chamber of line heater to ORC Heat Exchanger and later to electrolyser stack. Simulation indicate high exergy destruction in combustion chamber as well as in evaporator and condenser. Optimized system has 48.6% exergy efficiency. Additionally, increase of power production in TE was observed with rise of inlet pressure, which at the same time, has negative effect on exergy destruction in combustion chamber, caused by increased NG flow. Moreover, increasing inlet temperature has positive effect on turbo expander's power generation, but reduces the electrolyser hydrogen generation.

Energy recovery systems employing Organic Rankine Cycle and Organic Rankine Flash Cycle also were analysed in literature. In [26] the authors have proposed novel integrated system of ORC and Natural Gas Expansion System, utilizing pressure expander in PRS and low temperature created in pressure reduction station and low grade waste heat, e.g. solar energy or residual waste heat for ORC. The proposed system increased the power output by 17.15% and exergy efficiency by 22.37%. Unfortunately, the problem of hydrates formation in NG pressure reduction was not raised. In [27] the authors proposed application of Organic Rankine Flash Cycle and thermoelectric generators in order to reuse the waste flue gas energy in PRS. The analysis indicate that ca. 92% of exergy is destructed in inline water bath heater and burner. Additionally, optimization of the system resulted in 8.57% efficiency increase which translates to 337.62 kW decrease in exergy destruction. In [28] the authors analysed the two-stage NG pressure reduction using turbo-expanders, ambient-temperature water

heat exchangers, combined with CO_2 Rankine Cycle for the cold energy recovery after expansion. The proposed system, under design conditions, achieved energy efficiency of 42.5% and exergy efficiency of 88.8% with energy recovery rate of 88%. Under off-design conditions, with mass flow rates ranging from 50% to 120% of the design level, system reached maximum exergy efficiency value of 87.1%.

The other way of recovered waste energy usage, i.e. direct use of mechanical power obtained from waste energy recovery was presented in [29]. The application of turbo-expander connected with water pump was proposed. The recovered waste pressure energy could be stored in water's potential energy in form of hydro storage. The analysis was performed for Tabriz City in Iran. The exergy analysis revealed that the energy of 15.8 GWh could be recovered annually with average power of 1.83 MW. In [30] the author have proposed a novel, hybrid compressor-pump hydro storage solution for NG energy recovery. The NG run through the TE powers the gearbox, which drives the compressor, increasing air pressure inside a vessel, to which, water is pumped, for high pressure energy storage system. Simulation model indicates that this configuration could allow for 1.3 GWh of waste energy recovery annually with daily power electrical power production of 1.72 MWhe and electrical energy conversion efficiency of 43.9%. Additionally, compressed air energy storage system (CAES) can be integrated into PRS. In [31], authors have proposed a hybrid PV-PRS system connected with CAES. The surplus energy generated by PV and PRS could be stored in CAES and released with constant supply to grid even when production is insufficient. Case study was based on Natan city in Brazil, with good irradiation potential.

Summary

Application of expanders for pressure energy recovery at PRS is a viable technology, allowing for energy recovery in high pressure gas systems. Literature review shows that multiple machines and technologies were proposed and studied for NG pressure recovery at PRS with positive results. All of reviewed expanders served similar purpose, which is natural gas pressure reduction at city gas stations, with working pressure ranging from 70-80 bars at inlet and 4-20 bar at the outlet. Depending on the stage of city gas station expansion process, gas is firstly expanded from 70 bar down to 17 bar, second stage decreases gas pressure from 17 bar to 4 bar with last stage decreasing the pressure of gas down to as low as 0.02 bar [32].

Review showed that turbo-expanders are mainly applied and considered for large-power applications characterized by high-flows of working fluid (ranging from 9 500 Nm^3/h, 22 500 Nm^3/h with some simulation analysis indicating flow rates as high as 300 000 – 400 000 Nm^3/h [6], [7], [12], [13]).

In contrast to turbo-expanders volumetric machines are mainly applied and considered for medium- and small-power applications characterized by moderate and small-flows of working fluid (ranging from 30 Nm^3/h to 350 Nm^3/h with simulation analysis considering flow rate for reciprocating expansion engine as low as 0.04 Nm^3/h [16], [19]).

Even though the application of expanders indicate power and economic gains, not many experimental setups or existing systems are described in literature. Most of the reviewed papers are case studies or simulation analysis, where the expander working parameters are not correctly evaluated and only

power production is considered. Summary of operating parameters of machines is uncertain because of lack of experimental setups. Review results show that there is a need for more intensive experimental research in this field, especially related to volumetric expanders.

Even though benefits can be obtained from NG pressure energy recovery, modifications of existing, technically simple, pressure reduction stations could be associated with more technical difficulties, servicing and higher investment costs. NG preheating requirement for expansion with power recovery is a crucial problem of those systems. Additionally, unstable power production dependent on season and weather conditions is an unfavourable factor for expander application. All those difficulties combined make only large pressure and large flow PRS viable for application of expander-based energy recovery systems.

Nomenclature

APC – Absorption Power Cycle
CAES – Compressed Air Energy Storage
CHP – Combined Heat And Power
ETSC – Evacuated Tube Solar Collectors
FC - Fuel Cell
LNG - Liquified Natural Gas
MCFC – Molten Carbonate Fuel Cell
NG – Natural Gas
ORC - Organic Rankine Cycle
PEM - Proton Exchange Membrane
PRS – Pressure Reduction Station
PTSC – Parabolic Trough Solar Collectors
RC – Rankine Cycle
RP – Rolling Piston
TE – Turbo-Expander
TV – Throttle-Valve

Bibliography

[1] A. Arabkoohsar, M. Farzaneh-Gord, M. Deymi-Dashtebayaz, L. Machado, and R. N. N. Koury, 'A new design for natural gas pressure reduction points by employing a turbo expander and a solar heating set', *Renew. Energy*, vol. 81, pp. 239–250, Sep. 2015, doi: 10.1016/j.renene.2015.03.043.
[2] M. Farzaneh-Gord and M. Deymi-Dashtebayaz, 'Recoverable Energy in Natural Gas Pressure Drop Stations: A Case Study of the Khangiran Gas Refinery', *Energy Explor. Exploit.*, vol. 26, no. 2, pp. 71–82, Apr. 2008, doi: 10.1260/014459808785260508.
[3] A. Zabihi and M. Taghizadeh, 'Feasibility study on energy recovery at Sari-Akand city gate station using turboexpander', *J. Nat. Gas Sci. Eng.*, vol. 35, pp. 152–159, Sep. 2016, doi: 10.1016/j.jngse.2016.08.054.
[4] M. A. Neseli, O. Ozgener, and L. Ozgener, 'Energy and exergy analysis of electricity generation from natural gas pressure reducing stations', *Energy Convers. Manag.*, vol. 93, pp. 109–120, Mar. 2015, doi: 10.1016/j.enconman.2015.01.011.
[5] E. L. Cascio, Z. Ma, and C. Schenone, 'Performance assessment of a novel natural gas pressure reduction station equipped with parabolic trough solar collectors', *Renew. Energy*, vol. 128, pp. 177–187, Dec. 2018, doi: 10.1016/j.renene.2018.05.058.
[6] A. Arabkoohsar, K. A. R. Ismail, L. Machado, and R. N. N. Koury, 'Energy consumption minimization in an innovative hybrid power production station by employing PV and evacuated tube collector solar thermal systems', *Renew. Energy*, vol. 93, pp. 424–441, Aug. 2016, doi: 10.1016/j.renene.2016.03.003.
[7] M. Badami, S. Modica, and A. Portoraro, 'A biofuel-based cogeneration plant in a natural gas expansion system: An energetic and economic assessment', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 118, pp. 52–61, May 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.02.062.

[8] W. J. Kostowski and S. Usón, 'Thermoeconomic assessment of a natural gas expansion system integrated with a co-generation unit', *Appl. Energy*, vol. 101, pp. 58–66, Jan. 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2012.04.002.
[9] R. Ghezelbash, M. Farzaneh-Gord, H. Behi, M. Sadi, and H. S. Khorramabady, 'Performance assessment of a natural gas expansion plant integrated with a vertical ground-coupled heat pump', *Energy*, vol. 93, pp. 2503–2517, Dec. 2015, doi: 10.1016/j.energy.2015.10.101.
[10] N. Moghaddas-Zadeh, M. Farzaneh-Gord, A. Ebrahimi-Moghadam, and W. P. Bahnfleth, 'Techno-economic assessment of a proposed novel hybrid system for natural gas pressure reduction stations', *Process Saf. Environ. Prot.*, vol. 178, pp. 905–918, Oct. 2023, doi: 10.1016/j.psep.2023.08.082.
[11] S. Mohammad Ebrahimi Saryazdi, F. Rezaei, Y. Saboohi, and F. Sassani, 'Multi-objective optimization of preheating system of natural gas pressure reduction station with turbo-expander through the application of waste heat recovery system', *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 38, p. 101509, Feb. 2023, doi: 10.1016/j.tsep.2022.101509.
[12] D. Borelli, F. Devia, E. Lo Cascio, and C. Schenone, 'Energy recovery from natural gas pressure reduction stations: Integration with low temperature heat sources', *Energy Convers. Manag.*, vol. 159, pp. 274–283, Mar. 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2017.12.084.
[13] R. Taheri Seresht, H. Khodaei Jalalabadi, and B. Rashidian, 'Retrofit of Tehran City Gate Station (C.G.S.No.2) by Using Turboexpander', in *ASME 2010 Power Conference*, Chicago, Illinois, USA: ASMEDC, Jan. 2010, pp. 207–212. doi: 10.1115/POWER2010-27087.
[14] J. Poživil, 'Use of Expansion Turbines in Natural Gas Pressure Reduction Stations'.
[15] M. M. Rahman, 'POWER GENERATION FROM PRESSURE REDUCTION IN THE NATURAL GAS SUPPLY CHAIN IN BANGLADESH', *J. Mech. Eng.*, no. 2, 2010.
[16] Y. Xiong *et al.*, 'A novel expander-depending natural gas pressure regulation configuration: Performance analysis', *Appl. Energy*, vol. 220, pp. 21–35, Jun. 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.03.026.
[17] S. Yao, Y. Zhang, N. Deng, X. Yu, and S. Dong, 'Performance research on a power generation system using twin-screw expanders for energy recovery at natural gas pressure reduction stations under off-design conditions', *Appl. Energy*, vol. 236, pp. 1218–1230, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.12.039.
[18] M. Farzaneh Gord and M. Jannatabadi, 'Simulation of single acting natural gas Reciprocating Expansion Engine based on ideal gas model', *J. Nat. Gas Sci. Eng.*, vol. 21, pp. 669–679, Nov. 2014, doi: 10.1016/j.jngse.2014.09.031.
[19] M. Jannatabadi, M. Farzaneh-Gord, H. R. Rahbari, and A. Nersi, 'Energy and exergy analysis of reciprocating natural gas expansion engine based on valve configurations', *Energy*, vol. 158, pp. 986–1000, Sep. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.06.103.
[20] P. Kolasiński, M. Pomorski, P. Błasiak, and J. Rak, 'Use of Rolling Piston Expanders for Energy Regeneration in Natural Gas Pressure Reduction Stations—Selected Thermodynamic Issues', *Appl. Sci.*, vol. 7, no. 6, p. 535, May 2017, doi: 10.3390/app7060535.
[21] Y. Xiong *et al.*, 'Investigation of a sole gas expander for gas pressure regulation and energy recovery', *Energy*, vol. 281, p. 128258, Oct. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.128258.
[22] C. Howard, P. Oosthuizen, and B. Peppley, 'An investigation of the performance of a hybrid turboexpander-fuel cell system for power recovery at natural gas pressure reduction stations', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 13, pp. 2165–2170, Sep. 2011, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.04.023.
[23] J. D. Maddaloni and A. M. Rowe, 'Natural gas exergy recovery powering distributed hydrogen production', *Int. J. Hydrog. Energy*, vol. 32, no. 5, pp. 557–566, Apr. 2007, doi: 10.1016/j.ijhydene.2006.06.039.
[24] H. Ghaebi, B. Farhang, H. Rostamzadeh, and T. Parikhani, 'Energy, exergy, economic and environmental (4E) analysis of using city gate station (CGS) heater waste for power and hydrogen

production: A comparative study', *Int. J. Hydrog. Energy*, vol. 43, no. 3, pp. 1855–1874, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.11.093.
[25] S. Khanmohammadi, P. Ahmadi, K. Atashkari, and R. K. Kamali, 'Design and Optimization of an Integrated System to Recover Energy from a Gas Pressure Reduction Station', in *Progress in Clean Energy, Volume 1*, I. Dincer, C. O. Colpan, O. Kizilkan, and M. A. Ezan, Eds, Cham: Springer International Publishing, 2015, pp. 89–107. doi: 10.1007/978-3-319-16709-1_6.
[26] C. Li, S. Zheng, J. Li, and Z. Zeng, 'Optimal design and thermo-economic analysis of an integrated power generation system in natural gas pressure reduction stations', *Energy Convers. Manag.*, vol. 200, p. 112079, Nov. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.112079.
[27] M. Saadat-Targhi and S. Khanmohammadi, 'Energy and exergy analysis and multi-criteria optimization of an integrated city gate station with organic Rankine flash cycle and thermoelectric generator', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 149, pp. 312–324, Feb. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.079.
[28] W. Xu, P. Zhao, F. Gou, A. Liu, W. Wu, and J. Wang, 'Performance analysis of a power generation system for pressure energy recovery at natural gas city gate stations', *Appl. Therm. Eng.*, vol. 213, p. 118714, Aug. 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118714.
[29] A. Hadidi, 'A novel energy recovery and storage approach based on turbo-pump for a natural gas pressure reduction station', *J. Clean. Prod.*, vol. 449, p. 141625, Apr. 2024, doi: 10.1016/j.jclepro.2024.141625.
[30] A. Hadidi, 'An innovative approach to direct recovery and storage of natural gas depressurization wasted energy by using a hybrid pumped-hydro and compressed gas system', *Results Eng.*, vol. 24, p. 102943, Dec. 2024, doi: 10.1016/j.rineng.2024.102943.
[31] A. Arabkoohsar, L. Machado, and R. N. N. Koury, 'Operation analysis of a photovoltaic plant integrated with a compressed air energy storage system and a city gate station', *Energy*, vol. 98, pp. 78–91, Mar. 2016, doi: 10.1016/j.energy.2016.01.023.
[32] M. Edalat and G. A. Mansoori, 'Buried Gas Transmission Pipelines: Temperature Profile Prediction through the Corresponding States Principle', *Energy Sources*, 1988, doi: 10.1080/00908318808908933.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_67

The experimental investigation of the Organic Rankine Cycle - Thermal Energy Storage system

Dawid Sowa, Piotr Kolasiński, Szymon Lech

Politechnika Wrocławska, Wydział Mechaniczno-Energetyczny
ul. Plac Grunwaldzki 9, 50-377 Wrocław
e-mail: dawid.sowa@pwr.edu.pl

Słowa kluczowe: ORC, TES, power generation, fluctuating energy sources

Intermittent and fluctuating heat sources, such as waste heat or solar thermal energy, present a challenge when are used for powering energy systems. The main problem is the discrepancy between energy supply and demand. To address the variability of these sources, energy should be shifted from times of surplus energy production to times of energy scarcity. This requires temporarily storing energy in a suitable form, which, for heat, can be achieved e.g. through application of thermal energy storage (TES).

Among the existing technologies, the organic Rankine cycle (ORC) stands out for its potential in converting energy from floating low-grade (i.e., featuring the temperature of 100-200°C) heat sources, mainly because it can operate across a wide temperature range, especially with low-temperature sources.

However, extended time of operation with floating energy inputs can reduce the cycle's efficiency, as the system drifts from its original design conditions. In the extreme cases it can even result in damage of the system components. For this reason, TES can be an interesting option to be applied in ORC system to stabilise the floating operating parameters.

This study presents the results of a series of experiments conducted using an Organic Rankine Cycle (ORC) prototype system powered by Thermal Energy Storage (TES). The TES was charged using an electric boiler and tested under varying operating conditions, including different load levels and working fluid flow rates.

Key measured parameters included temperature distribution inside the TES, pressure and temperature of the working fluid in selected measuring points of ORC test stand, flow rates of working fluids, and other variables. The large volume of the TES, resulting in large heat storage capacity, enabled extended time of ORC operation (sustained solely by stored thermal energy) for several hours.

The experimental data served as the source for developing a mathematical model (which is not part of this publication), facilitating comparisons of alternative thermal energy storage materials and working fluids beyond those tested. This research contributes to a clearer understanding of the system's behaviour, offering insights that may help to improve the utilisation of floating energy sources.

Introduction

The utilisation of thermal energy, notably from solar energy sources and waste energy from industrial processes, is assuming an increasingly significant role in the development of sustainable energy conversion technologies. Nevertheless, the inherent discontinuity and variability of such sources pose a significant challenge to the stable and efficient operation of energy systems. Among the currently available technologies, the organic Rankine cycle (ORC) demonstrates considerable potential in energy conversion applications involving floating heat sources, primarily due to its ability to operate within

a broad temperature range, particularly with low-temperature (i.e., featuring the temperature of 100-200°C) energy sources.

ORC system is based on the operating principles of conventional steam Rankine Cycle that uses organic working fluids, such as refrigerants, instead of water. Due to their lower boiling temperatures, ORC systems can efficiently utilize heat sources featuring lower temperatures than conventional Rankine Cycle systems.

However, when operating with fluctuating energy sources for substantial periods of time, the cycle efficiency may be decreased as the conditions move away from the design point of ORC system[1], [2].

Besides the cycle efficiency, another important concern for the design and operation of ORC is the possibility of operating conditions moving outside the allowed range, in which case the system may need to be shut down to avoid damage, for example, due to two-phase conditions at the expander inlet or thermal decomposition of the working fluid.

The solution to these problems can be found in the use of thermal energy storage (TES) systems. These devices are used to capture the excess heat (e.g. from renewable or industrial waste heat sources), store it for some period of time and release it later. In this way they facilitate the buffering of temporary excess thermal energy and its subsequent scheduling for utilisation over time. This way, their application can lead to the stabilisation of system operation and enhancing overall energy efficiency because system can work near the design point for longer time periods, and in some cases, the size of the expander can be reduced, since it does not have to handle periodically increased input [3].

TES systems are designed with different specifications, and may vary in dimensions, thermal power, operating temperature and type of the storage material used. Broadly they can be classified into three following types, depending on the type of the storage material used:

1. sensible thermal energy storage (STES), which stores thermal energy by changing the temperature of the TES material, such as hot water, sand, or rocks,
2. latent heat TES which absorbs and release thermal energy by using phase change of the material (called phase change material or PCM), such as kinds of paraffin,
3. thermochemical energy storage which uses reversible chemical reactions.

These technologies differ not only in their operating principles but also in storage capacity, thermal power, storage period, the time required to charge and discharge, efficiency, and cost [4].

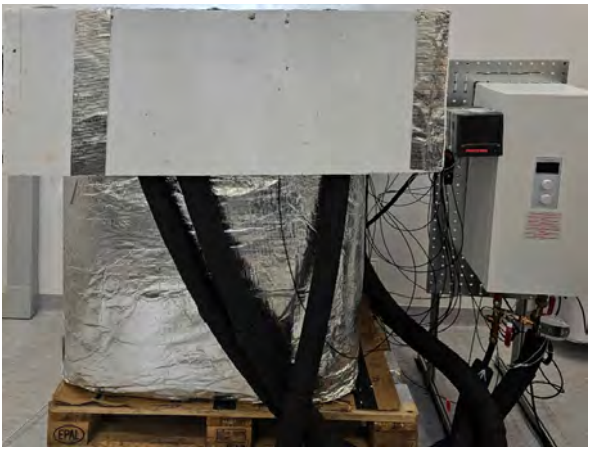
TES can be combined directly or indirectly with ORC systems [5]. In the direct system, the low-boiling ORC working fluid flows through the TES, while in the indirect system, an additional medium is used for transferring the heat from TES to low-boiling ORC working fluid.

Previous research of the authors [6], [7] focused on modelling a direct ORC-TES system, in order to optimally pair the working fluid for an ORC with TES materials. This model was investigated under both charging and discharging conditions. The modelling was carried out using Python integrated with the thermal properties of the working fluids taken from CoolProp [8].

This study focuses on an experimental setup consisting of ORC and TES, both of which were implemented in the Laboratory of Thermodynamics and Thermal Properties of Materials at the Department of Thermodynamics and Renewable Energy Sources of Wrocław University of Science and Technology.

ORC test-stand is a micro-power system, utilizing multi-vane expander, and which was comprehensively described in previous publications of the authors [9], [10], [11].

On the other hand, the TES which is applied for ORC system powering is a newly developed setup. It uses a tube-and-fin heat exchanger sections. Each of these sections has two separate flow paths: one is responsible for charging TES (heat is absorbed from the heating medium and transferred to the storage material), and the other for discharging TES (heat from the storage material is released to the cooling medium). TES is connected to ORC, and the heat obtained from TES discharge is used as a heat source of ORC.



(a)



(b)



(c)

Figure 1. a) Built TES, b) Single heat exchanger section, c) ORC test stand

This setup was used to perform a series of experiments for which water was used as the heat storage material. Experiments were carried out under different operating conditions, such as different temperature of storage material, and different system load. The TES design allows the change of

storage material and in the further research, it will be used for experiments aimed at comparison of application of different storage materials in TES-ORC systems.

1. Test stand description

The experimental setup consists of two main components: the TES and ORC. The TES (presented in Figure 1(a)) is based on a set of 7 sections of fin-and-tube heat exchangers. Each section (presented in Figure 1(b)) is 75 mm thick and has a height of 1000 mm and width of 660 mm (not counting element at the top of section which is used as a support).
Each section has two parallel sets of tubes. One was used for heating the thermal energy storage material contained inside the TES, whereas the second tube section was used for thermal energy storage material cooling, i.e., for removing the stored heat from the TES and use it as a heat source for the ORC system. Each cooling and each heating set of tubes is connected by a rubber hose into inlet and outlet collector. Thanks to this setup it is possible for proceeding simultaneous heating and cooling of the thermal energy storage material.

Table 1. List of the measured variables, and their description

Variable	Description	Units
$T_{heat\ in}$, $T_{heat\ out}$	Temperature at TES heating water inlet and outlet	°C
$T_{cool\ in}$, $T_{cool\ out}$	Temperature at TES heat transfer water inlet and outlet	°C
$T_{source\ in}$, $T_{source\ out}$	Temperature at ORC evaporator water inlet and outlet	°C
$T_{sink\ in}$, $T_{sink\ out}$	Temperature at ORC condenser water inlet and outlet	°C
$T_{2.1}$-$T_{6.3}$	Temperature at various places inside TES (see Figure 2) First digit – Position from the back (which of the sections) Second digit – Position from the left	°C
$T_{pump\ in}$, $T_{pump\ out}$	Temperature at ORC working fluid pump inlet and outlet	°C
$T_{cond\ in}$, $T_{cond\ out}$	Temperature at ORC working fluid condenser inlet and outlet	°C
$T_{exp\ in}$, $T_{exp\ out}$	Temperature at ORC working fluid expander inlet and outlet	°C
T_{bypass}	Temperature in the ORC working fluid bypass	°C
P_{bypass}	Pressure in the ORC working fluid bypass	bar
$P_{exp\ in}$, $P_{exp\ out}$	Pressure at the ORC working fluid expander inlet and outlet	bar
$\dot{V}_{evap}$, $\dot{V}_{cond}$	Volume flow rate of the water flowing through the ORC evaporator and condenser	l/min
$\dot{V}_{heat}$	Volume flow rate of the water flowing through boiler	l/min
U_{gen}	Voltage measured across the poles of ORC expander generator	V

Source: Own elaboration

Seven heat exchanger sections were placed in a cuboid tank, which has height of 1090 mm, width of 840 mm and thickness of 530 mm. During the experiments presented in this work, TES was filled with 390 L of demineralized water, which was applied as thermal energy storage material. To minimize heat losses to the surroundings, the sides and bottom of the container were covered with 100 mm thick mineral wool insulation. At the top of the accumulator, which is where the inlet and outlet of the working fluid are located, mineral wool would make it difficult to remove sections. Therefore, a different insulation was used. First tops of the sections were covered with polyurethane foam. Next, cap was made from 50 mm thick styrofoam, which covers the top of the TES. All the tubes connecting sections of TES to collectors, the collectors themselves, as well as tubes connecting TES to ORC were insulated with black foam insulation.

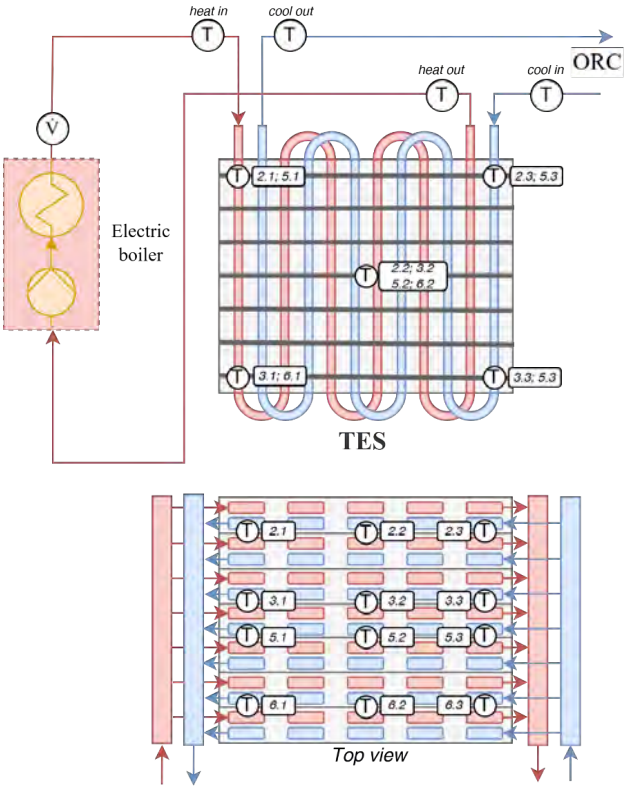


Figure 2. Scheme of TES (see Table 1 for description of measurement points)
Source: Own elaboration

The ORC test stand (shown in Figure 1(c), and its components diagram presented in Figure 2) was implemented in Laboratory of Thermodynamics and Thermal Properties of Materials at the Department of Thermodynamics and Renewable Energy Sources of Wrocław University of Science and Technology in 2016. It was designed to be heated by a small-scale power source, typical for domestic applications. Due to the target application it has to be compact in size, and low-cost components were used for its implementation. The test-stand uses R123 working fluid.

In previous research [9], [10], [11] hot water from a gas boiler was used to heat the evaporator, while the condenser was cooled by a tap water in an open-cycle system. The test stand was manually operated. For the purpose of present research, the ORC setup was modified to be powered by TES. The key modifications included: adding a pump to enable forced circulation between the Organic Rankine Cycle (ORC) and the TES and installing an expansion tank. What is more the electric boiler is currently applied as the heat source for the TES-ORC system.

In the further part of this section the components of this ORC test stand are detailly described.

1.1. Expander

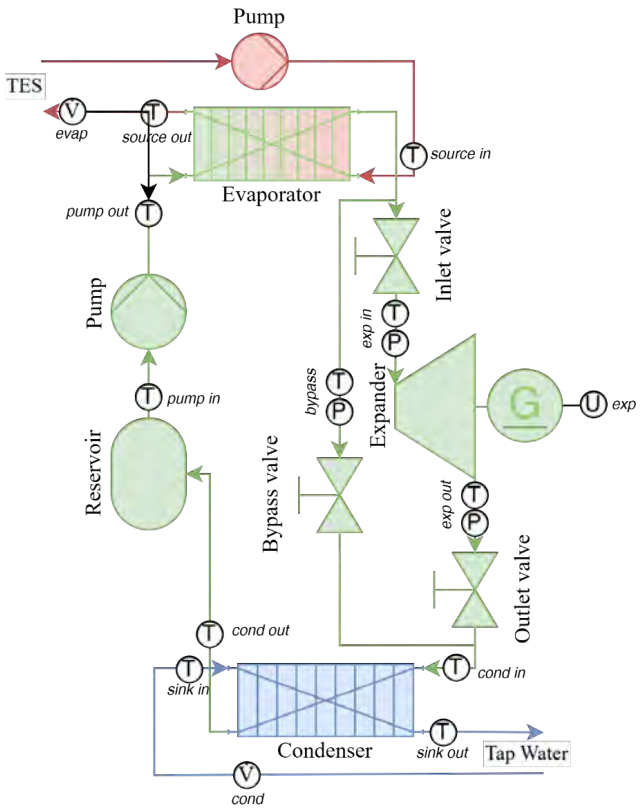


Figure 3. Scheme of the ORC (see Table 1 for description of measurement points)
Source: Own elaboration

Low-boiling working fluid is expanded in 300 W rotary vane specially adapted from an GAST 1AM-NRV-39A air-motor by implementation of special sealings to limit the working fluid leakage to the surroundings from the expander. The leakage of the working fluid from test-stand was monitored, by placing test stand on top of scale. Thanks to this solution, it was possible to limit the risk of experiment fluctuations caused by refrigerant leakage.

Dimensions of the expander are as follows: rotor diameter 34 mm, cylinder inner diameter 37.5 mm, cylinder length 22 mm, eccentricity of the rotor 1.75 mm, number of vanes: 4, inlet and outlet diameter: 8.5 mm. The nominal rotational speed of the expander is 3000 rpm.

As a load, the expander is connected to a small DC generator. The poles of generator are connected to a load resistor, a number of which was changed during a course of the experiment. The voltage on the resistors is measured and recorded.

In addition to rotary vane expander, in part of experimental cases an alternative device in a form of nozzle was used. It was used in order to ascertain whether some of the phenomenon observed (such as the fluctuations) resulted from the rotary vane expander or in a different part of the test stand.

1.2. Low-boiling working fluid pump

The PROCON 102A100F11PA 250 multi-vane type pump was applied for forcing the flow of low-boiling working fluid in ORC system. The applied pump features simple construction, low rotational speed, ability to work under two phase condition and low cost.
Pump has a nominal power of 185 W, is suited with bypass valve, and allows for the flow rate controlling in the range 50 to 250 dm^3/h.

1.3. Working fluid reservoir

Reservoir is placed between condenser and pump and has volume equal to 3.9 dm^3. Drier, filter and sight glass are assembled in the pipe on the working fluid reservoir outlet.

1.4. Evaporator and condenser

Welded plate heat exchangers were used as evaporator and condenser of the system, to minimize its dimensions. Plate heat exchangers have a very high surface relative to their size, which makes them a good option for micro-ORC systems.
Condenser and evaporator have height, thickness, and width of 456 x 47 x 80 mm and 622 x 165 x 197 mm respectively. Condenser has therefore about 11 times smaller volume. Heat exchangers operate in counterflow configuration.
Temperature of the evaporation depends on the TES temperature, while temperature of condensation can be changed by changing cooling water flow rate.

1.5. Heat supply

Heat to the TES was supplied using Kospel EKCO LN3 electric boiler, which is a three-phase boiler with built in pump and expansion tank. This boiler has a maximum power rating at 24 kW. In experimental campaign the boiler power was reduced to 20 kW. The power consumption of the boiler was measured using a three-phase power meter. The volume flow rate of water was measured using heat meter Elf 2 manufactured by Aparator. These sensors were connected to data acquisition system using Modbus RTU connection.

1.6. Working Fluid

R123, HCFC-123 and Freon 123 are trade names of 2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane, which is a working fluid in the installation. The working fluid selection was based on among other things, low working pressure in the temperature range and it being in liquid phase in ambient conditions, which makes filling installation easier [12]. R123 is considered a replacement for R11, which was chlorofluorocarbon (CFC) phased out in accordance with the Montreal Protocol. R11, which was the basis for the Ozone Depletion Potential and has ODP=1. R123 on the other hand belongs to hydrochlorofluorocarbons (HCFCs), which unlike CFCs have only part of the hydrogen atoms replaced with chlorine or fluorine. HCFC are classified as Class II ozone depleting substances, and are less potent than Class I. They're currently being phased out, and from 2020 can no longer be used for new installations in developed countries.
The slope of the saturated vapor curve is approximately vertical, which makes R123 an isentropic working fluid. Moreover, working fluid does not enter the two-phase zone during the expansion from

superheated gas. R123 is not flammable and is low toxic. It can cause dizziness and loss of concentration and in higher concentrations cardiac arrhythmia [13]. Thanks to application of intermediate water loop working fluid is not exposed to high temperatures needed to decompose it.

1.7. Measuring devices

In order to evaluate the operation conditions of the TES-ORC experimental setup, various measurement devices were used to monitor system operation. This includes temperature sensors, pressure sensors, flow meters and electric power meters. The list of the applied measurement equipment is summarized in Table 2 with their metrological parameters, while the list of all variables in shown in Table 1.

The monitoring and acquisition of experimental data was performed using two KD7 screen recorders made by Lumel. Each recorder has 12 programmable inputs capable of measuring voltage as well as current. Additionally, these recorders are capable of querying external devices using Modbus RTU protocol, bringing total maximum number of signals recorded by each to 24, and 48 in total.

Table 2. Measurement equipment

Measurement	Quantity	Name	Error formula	Unit
Volume flow rate (TES heating water)	1	Aparator Elf 2	$2 + 0{,}02 \cdot \frac{q_p}{1{,}5}$	m^3/h
Volume flow rate (TES cooling water)	1	GTIMesure Turbine flow meter	± 1 %	m^3/h
Volume flow rate (ORC Cooling water)	1	IFM SM6000	± (0,8 % MW + 0,5 % MEW)	m^3/h
Temperature sensors (ORC)	10	Termoprecyzja - Pt100 (A class, 3 Wire)	± (0,15 + 0,002 T)	°C
Temperature sensors TES	16	Termoprecyzja - Pt100 (B class, 3 Wire)	± (0,3 + 0,005 T)	°C
Pressure sensors	3	Johnson Controls P499ACP-403C	± 1 %	Pa
Electric power consumption (Boiler)	1	FIF LE-03M	± 1 %	W
Electric power consumption (Pump)	1	KWS-AC100	± 1 %	W

Source: Own elaboration

1.8. Description of experimental procedure

Experimental procedure can be divided into two steps of ORC-TES system operation, i.e., TES charging by electric boiler and TES discharging by ORC. The procedure of TES charging can be described as follows: first the temperature of the heating water is set using the electric boiler controller. Then the pump starts circulating the water through the TES. Shortly after starting the pump the heating element in the boiler turns on. The heating lasts until the temperature at the inlet of the boiler reaches the set point, and the heating element turns off. However, about 30 more minutes are needed for the temperatures inside the TES stabilize, during which time boiler occasionally turns on. After this time the TES charging is completed.

The procedure of TES discharging and switching on the ORC setup is as follows. First, the ambient conditions (pressure and temperature) are recorded. Next, the time of both KD7 registers is synchronized using external time server. Afterwards, all the valves, except of valves at expander inlet and expander outlet, are opened. Cooling water flow is set to a desired value by manipulating tap water valve. Next, both heating water and working fluid circulation pump are started.

At the start, the ORC working fluid is liquid and cold. Therefore, instead of passing through expander, flow of the working fluid is directed by a bypass pipeline. After ca. 5 minutes, the temperature and pressure at the outlet of the evaporator are sufficiently high to obtain working fluid vapour. Following, the bypass valve is closed, and after a short time needed for the pressure build up, the expander outlet valve, and then the expander inlet valve is opened.

The expander starts rotating, which is the starting moment of the main measurement session using ORC. At this moment, the electric boiler is turned off and from now ORC system is fed only by the heat stored in the thermal energy storage material contained inside the TES. The measurement session last for a couple of hours, during which the parameters are monitored in case of any subassembly or component failure (for example expander, pump or sealing). The measurement session is stopped when the pressure difference between inlet and outlet of the expander is not enough for the expander to rotate.

After expander stops, first the expander valves are closed, and the bypass valve is opened. Then, heating water circulation pump is stopped. Some time is needed for the ORC to cool down. Then the low-boiling working fluid circulation pump in ORC system is stopped, and cooling water valve is closed.

For initial testing experiments, which were firstly carried out using nozzle as the expansion device, the experimental procedure is mostly the same. The difference is that there is no obvious stopping point for the experiment (which in the case of rotary vane expander is the moment when rotor rotation stops). Instead, they were stopped when the pressure difference between inlet and outlet is less than 1 bar.

The experiment was carried out for different sets of experimental conditions, such that the following parameters were varied:

- The temperature of the thermal energy storage material in TES,
- The type of the expansion device; either the rotary vane expander or nozzle,
- The flow rate of the water in a heat transfer loop between TES and ORC,
- The generator load resistance.

The list of the carried experiments with the most important experimental conditions is given in Table 3. As can be seen, for rotary vane expanders two duration times are given. First is the total duration time of experiments, which is measured from the time in which heat supply was turned off to the time the expander completely stopped. The second measured experiment duration time is measured from the time in which heat supply was turned off till the expander reaches voltage measured on the generator becomes lower than the lowest possible to measure using the measurement system (1mV). The difference between these two experiment duration times can reach over 2 hours.

Table 3. List of the performed experiments and most important experimental conditions

Date	Total experiment duration	Length of time during which expander power output is measurable	Expander	Condenser flow (l/min	Evaporator flow (l/min)	Load resistance (Ω)	Initial TES Temperature (°C)
2026-03-05	05:20	-	Nozzle	8.0	10.8	-	70
2026-03-06	04:38	-	Nozzle	8.0	10.8	-	60
2026-03-08	04:16	-	Nozzle	8.0	10.8	-	50
2026-03-20	05:03	04:18	Rotary vane	8.0	10.8	0.22	70
2026-03-23	04:00	02:26	Rotary vane	8.0	10.8	0.22	60
2026-03-26 (reference experimental series)	07:54	06:16	Rotary vane	8.0	10.8	0.22	80
2026-03-27	08:46	07:57	Rotary vane	8.0	7.3	0.22	80
2026-03-28	08:09	06:00	Rotary vane	8.0	10.8	0.44	80
2026-03-29	08:10	05:57	Rotary vane	8.0	10.8	0.11	80

Source: Own elaboration

2. Experimental results and discussion

2.1. Introduction

In the following part of the paper the results of experiments that were proceeded using the test-setup are presented and discussed for the following experiments and conditions:

1. Reference experiment in which expander was used for working fluid expansion and the experimental conditions were as follows: $T_{TES,start}$ = 80°C, R_{load} = 0.22 Ω, $\dot{V}_{evap}$ = 10.8 l/min, $\dot{V}_{cond}$ = 8.0 l/min,
2. Experiment with varied TES material temperature using nozzle for working fluid expansion: $T_{TES,start}$ = [70 °C; 60 °C; 50 °C], R_{load} = 0.22 Ω, $\dot{V}_{evap}$ = 10.8 l/min, $\dot{V}_{cond}$ = 8.0 l/min,
3. Experiment with varied TES material temperature using rotary vane expander for working fluid expansion: $T_{TES,start}$ = [80 °C; 70 °C; 60 °C], R_{load} = 0.22 Ω, $\dot{V}_{evap}$ = 10.8 l/min, $\dot{V}_{cond}$ = 8.0 l/min,
4. Experiment with varied expander load using rotary vane expander for working fluid expansion: $T_{TES,start}$ = 80 °C, R_{load} = [0.11; 0.22; 0.44] Ω, $\dot{V}_{evap}$ = 10.8 l/min, $\dot{V}_{cond}$ = 8.0 l/min,
5. Experiment with varied flow of evaporator heating water using rotary vane expander for working fluid expansion: $T_{TES,start}$ = 80°C, R_{load} = 0.22 Ω, $\dot{V}_{evap}$ = [7.3; 10.8] l/min, $\dot{V}_{cond}$ = 8.0 l/min.

Thermodynamic parameters of the working fluid at the expander inlet were determined using CoolProp [8] software, for experimentally obtained values of pressure and temperature.
The generator output was calculated based on the Equation 1. Each resistor had a resistance of 0.22 Ω. Different total resistance was achieved by connecting them in series or in parallel.

$$N_{gen} = \frac{U_{gen}^2}{R_{load}} \quad (1)$$

2.2. The results of the reference experiment

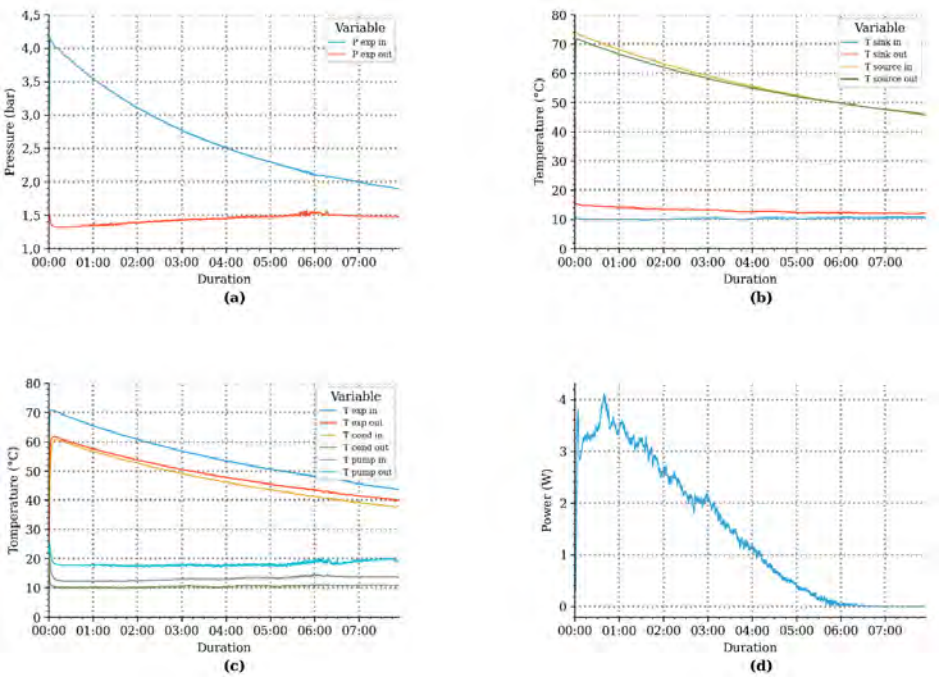


Figure 4. Variation of working fluid parameters for reference experimental series: (a) low-boiling working fluid pressure at the inlet and at the outlet of the expander, (b) condenser and evaporator heat transfer water temperatures at inlets and outlets, (c) temperatures of the low-boiling working fluid in ORC, (d) expander generator power output
Source: Own elaboration

The reference experimental series corresponds to the case in which all operating parameters were maintained at their baseline values. This series is to be regarded as the standard by which other experimental cases involving variations in TES temperature, expander load, and flow rates are to be measured. Consequently, it is referenced in subsequent sections (i.e. sections 2.3 to 2.6).

This section presents the results of the reference experimental series in greater detail than the subsequent sections, which focus only on selected parameters for clarity.

Figure 4 visualises the variation of experimentally obtained values of key operating parameters within the ORC subsystem, while Figure 4 illustrates the corresponding thermal behaviour of the TES.

As shown in Figure 4(a), the working fluid pressure at the inlet of the expander exhibits a monotonic decrease over the duration of the experiment, form approximately 4.2 bar to 1.8 bar. In contrast, the outlet pressure initially decreases rapidly from approximately 1.5 to 1.3 bar, followed by gradual increase and subsequent stabilization at approximately 1.5 bar.

This behaviour is not caused by the changing condenser water inlet temperature, since the water temperature at the inlet of the condenser is stable, as can be seen in Figure 4(b). In the same figure,

it can be seen that at the end of the experiment, the temperature difference between water inlet and outlet of the evaporator is minimal.

The temperature profiles of the working fluid within the ORC system are presented in Figure 4(c). It can be observed that after the start of the experiment a certain period of time is needed before the stabilization of temperature. The liquid working fluid parameters in the test-stand section between condenser outlet and evaporator inlet, for the most time of the duration remain stable. Interestingly, the working fluid temperature difference between expander outlet and condenser inlet, which at the beginning of the experiment is minimal, increases over time. This might be related to the fact that the expander outlet pressure increases.

The generator power output, shown in Figure 4(d), is characterized by noticeable fluctuations. The maximum power output is not observed at the initial stage of experiment, despite the highest inlet pressure occurring at that time, but rather after approximately 40-45 minutes of operation. This delay can be attributed to the stabilization of thermodynamic conditions within the ORC system, though other factors, such as lower lubrication at the beginning, may also contribute.

In the same figure a flat fragment appears at the end of the experimental duration time, where the output power reaches ca. zero value. At this time of the experiment, the expander was still rotating, albeit with very low speed, which is why this phase should be excluded. This is described in more detail in section 2.4

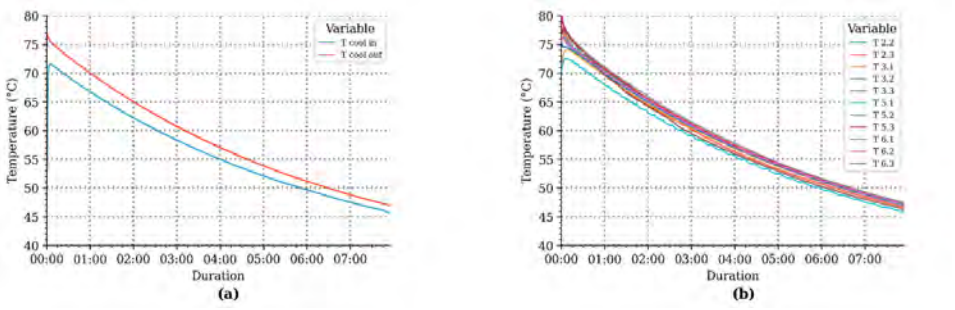


Figure 5. Variation of TES parameters for reference case: (a) TES inlet and outlet heat transfer water temperatures, (b) temperatures in various places inside TES
Source: Own elaboration

In Figure 5 the values of temperature of water which transfers heat in a loop between TES and ORC system evaporator at the inlet and outlet of TES (see, Figure 5(a)) and the values of temperature of thermal energy storage fluid inside TES (see, Figure 5(b)) are presented. In the first 30 minutes, temperatures inside TES stabilize. Afterwards, temperature differences between various points inside TES are small (less than 5 °C). Small value of temperature difference is due to the heat storage material used inside TES being water, in which heat can be transferred by convection.

2.3. The results of experiment for varied TES material temperature and using nozzle for working fluid expansion

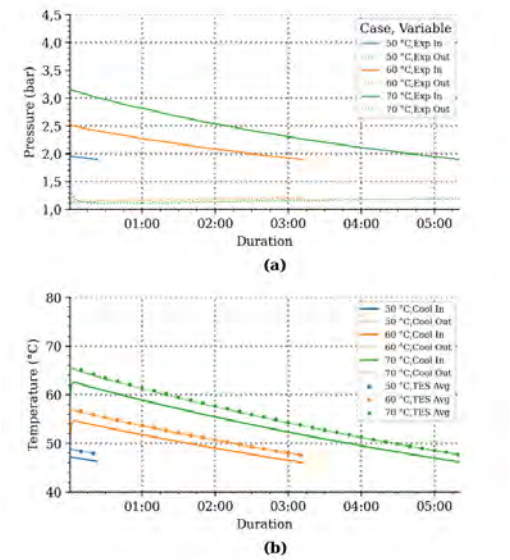


Figure 6. Variation of experimental parameters for different TES starting temperatures using a nozzle for the working fluid expansion: (a) low-boiling working fluid pressure at the nozzle inlet and outlet, (b) average TES temperature and heat transfer water temperature at the TES inlet and outlet
Source: Own elaboration

The experimental series with a nozzle were carried out at an early stage of the study, prior to the experiments using a rotary vane expander. This was done to verify proper operation of the test stand, and to minimize the risk that the rotary vane expander would be damaged in case of malfunction. The results from these series were also analysed first to ensure the consistency of the data.

Figure 6(a) present the variation of working fluid pressure at nozzle inlet and outlet. Three major differences between this experiment and the experiments in which where rotary vane expander was used can be identified. Firstly, the variation of working fluid pressure at both inlet and outlet of the nozzle are almost straight lines, unlike the other cases (see, Figure 7(a) - Figure 9(a)), where the curve is steeper and the beginning, and the slope is decreasing with time. Secondly, the working fluid pressure at the outlet of the nozzle is lower by about 0.5 bar. Finally, the working fluid pressure at the outlet of the nozzle is much more stable compared to the experimental results obtained for rotary vane expander (see, Figure 7(a) - Figure 9(a)), where an increase of the working fluid pressure at the outlet of the expander can be observed during the experiment. In Figure 6(b) shows that the variation of inlet and outlet temperatures of heat transfer water in TES behave similarly to the variation of low-boiling working fluid pressures and also follow straight lines. As in other experimental series, the working fluid temperature at the nozzle outlet is almost the same as the average temperature in TES.

2.4. The results of experiment for varied TES material temperature and using expander for working fluid expansion

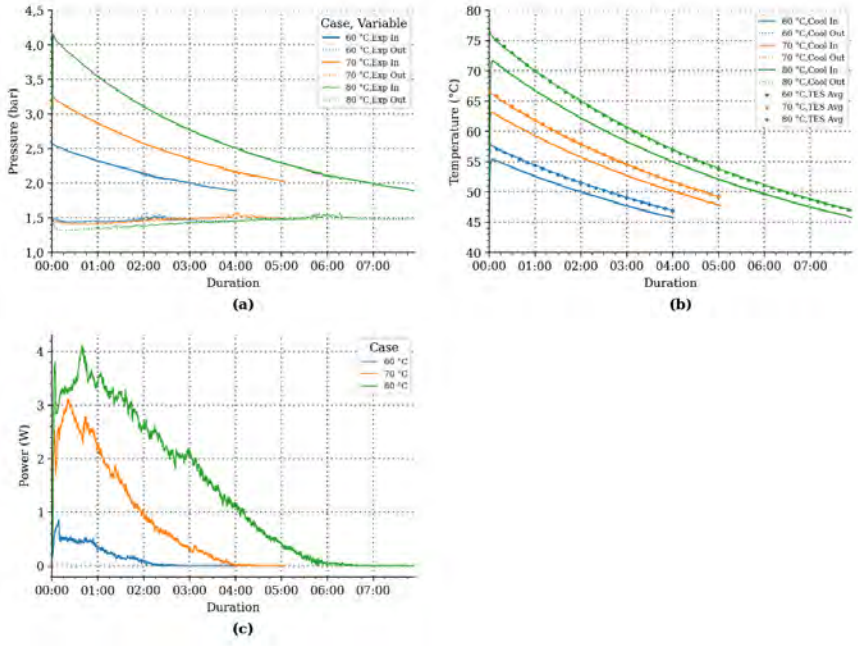


Figure 7. Variation of experimental parameters for different TES starting temperatures using rotary vane expander for the working fluid expansion: (a) low-boiling working fluid pressure at the expander inlet and outlet, (b) average TES internal temperature and heat transfer water temperature at the TES inlet and outlet, (c)

Figure 7(b) shows that the temperature difference between TES heat transfer water inlet and outlet is for a given inlet temperature similar across all experimental series. If the curves corresponding to lower initial TES temperature (60°C and 70°C) are shifted, they would approximately overlap with the 80°C case, excluding the initial transient period.

In the Figure 7(a) it can be seen that there is a notable difference in working fluid expander outlet pressure between experimental series. For instance, at 01:00, both inlet and outlet pressures of the 60°C series are similar to those of the 80°C series at approximately 05:00, and for the 70°C series at approximately 03:30.

This observation is significant because it demonstrates that the variation in working fluid expander outlet pressure over the experiment duration is primarily driven by changes in heat source parameters, rather than other unknown factors such as fluctuations in the amount of non-condensing gases in the working fluid.

Upon initial observation it can be seen that experimental series with intermediate initial TES temperature (70 °C) stopped at a higher working fluid expander pressure difference when compared with other two series (see Figure 7(a)). This behaviour was unexpected, as the working fluid expander's rotational speed (and consequently its power output) should primarily depend on the pressure difference under constant load conditions.

However, analysis of Figure 7(c) shows that the final curve segment, where the power output falls below the measurable threshold, varies across the experimental series. Critically, when comparing the timestamps at which power output becomes unmeasurable (respectively 06:16, 04:18, 02:26 as per Table 3), the inlet pressure is approximately 2.1-2.2 bar in each case. This suggests that the moment when the expander revolutions completely stop, may not replicable.

Additionally, Figure 7(a) shows that in all experimental series, both inlet and outlet pressures of working fluid exhibit fluctuations, when the inlet pressure reaches around 2.2 bar, with more pronounced variations at the outlet. The same effect, also around 2.2 bar inlet pressure, can be also observed in other experimental series with rotary vane expander (see Figure 8 (a) and Figure 9(a)). However, it is absent in the nozzle-based expansion series (see Figure 6 (a), confirming that the rotary vane expander is the source of these fluctuations.

Since 2.2 bar marks the pressure at which power output becomes unmeasurable, it is reasonable to infer a critical distinction between the experiment's phases before and after this threshold. At this point, the expander's rotational speed may drop too low to sustain stable contact between the vanes and the cylinder.

This suggests that in future works there is no need to continue the experiment series after the generator voltages drops below the measurable threshold.

2.5. The results of experiment for varied expander load

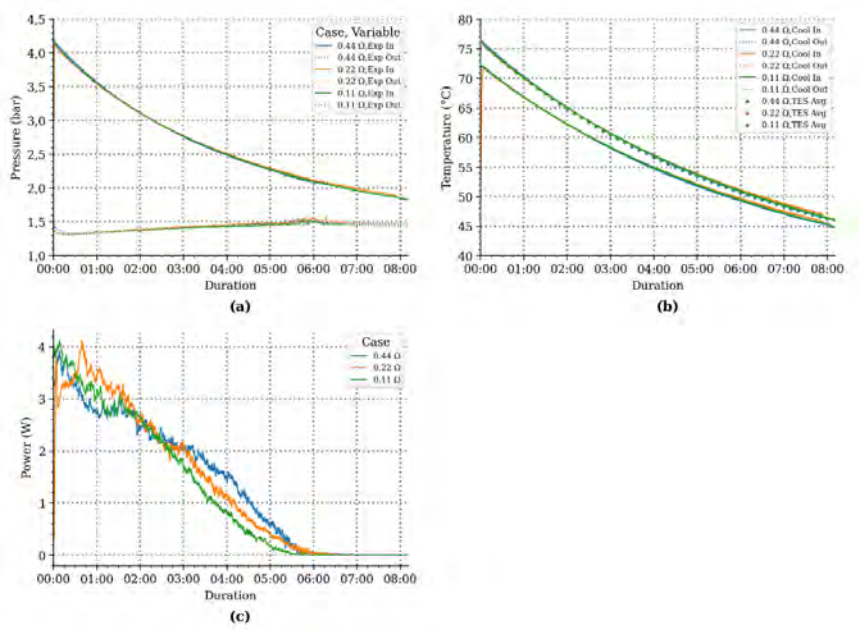


Figure 8. Variation of experimental parameters for different expander loads using rotary vane expander for the working fluid expansion: (a) low-boiling working fluid pressure at the expander inlet and outlet, b) average TES internal temperature and heat transfer water temperature at the TES inlet and outlet, (c) expander generator power output
Source: Own elaboration

As it can be seen in Figure 9(a), which shows the results of the experiments proceeded for different generator loads, the varied generator load has a minor influence on a working fluid pressure difference between the inlet and the outlet of the expander. Similar observation can be made in Figure 9(b), which shows the variation of the TES inlet and outlet heat transfer water temperatures and average temperature inside TES. There is however a difference visible in Figure 9(c), i.e., at the end of the experiment the highest electrical resistance (0.11 Ω, lowest load) corresponds to highest power output, and respectively lowest resistance (0.44 Ω, highest load) corresponds to lowest power output. At the beginning of the experiment, however the output power obtained for both of these experimental series is similar, and the best performing experimental series is the one with intermediate resistance (0.22 Ω). This shows that optimal load depends on the pressure difference and suggest that its value should be considered depending on how deep discharge is expected, i.e. a system which often works for significant periods of time with TES as the only heat source, may need a different load than a system in which this happens only occasionally.

2.6. The results of experiment for varied flow of evaporator heating water

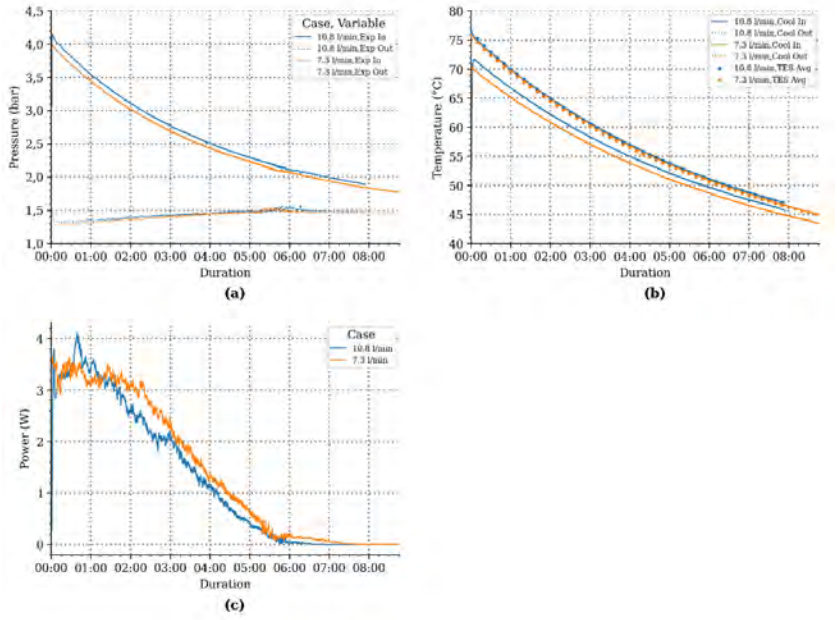


Figure 9. Variation of experimental parameters for different flows of evaporator heating water using rotary vane expander for the working fluid expansion: (a) low-boiling working fluid pressure at the expander inlet and outlet, b) average TES internal temperature and heat transfer water temperature at the TES inlet and outlet, (c) expander generator power output
Source: Own elaboration

The water flow in evaporator was controlled by the pump regulation. Two flow rates were considered i.e. 10.8 and 7.3 l/min, which corresponded to the maximum and minimum pump flow setting respectively. Variation of experimental conditions in Figure 9 shows that the influence of the flow rate on experimentally obtained results is minor. For lower flow of water (7.3 l/min), lower working fluid pressure (i.e., around 0.2 bar at the beginning of the experiment, and around 0.1 bar at the end of

the experiment) at the inlet of the expander was observed compared to the other experimental series and longer expander operation time was achieved (by 1 hour and 40 minutes).

3. Summary and conclusions

The aim of research described in this work was the integration of two systems: organic Rankine cycle (ORC), used for the power generation, and thermal energy storage (TES), which is used as a buffer between source of heat and ORC. Integration of these two systems should make it possible to improve the reliability of power generation when dealing with unstable heat sources, which may be renewable energy sources, or alternatively a waste heat, for example from industrial processes.

The experimental test stand was based on two main parts: ORC, which was modified from one used in previous research, and TES which is a new construction. The series of experiments were proceeded using TES-ORC setup for varied experimental conditions. The experimental results proved that the ORC system can be powered by thermal energy storage and shoved the influence of the experimental conditions on system operating time and its parameters. During the experiments the operating parameters of the test-stand were monitored using advanced measurement system.

From the experimentally obtained results the most important observation is that the rotary vane expander used exhibits pressure fluctuations and instability at an inlet pressure of approximately 2.2 bar, likely due to insufficient rotational speed to maintain stable vane-cylinder contact, which directly impacts the reliability and interpretability of the experimental data.

Therefore, when analysing the results the moment when voltage between poles of the generator is too small to be measured, and generator power output is effectively zero is a better choice for comparison of the discharge durations. In future works therefore the experiments will be stopped when this criterion is reached. Additional benefit of this will be that it will make experimental series easier to carry out, since they will be shorter.

Out of the tested variables, unsurprisingly, the one with largest influence was the initial TES starting temperature, since it determines the amount of energy available.

The fact that the TES heat transfer water outlet temperature has almost the same value as the average temperature inside TES is important for developing mathematical model of TES, and could potentially be used to simplify it.

The further experimental research will extend the number of variables, influence of which was tested in different experimental series, for example by determining what is the effect of water volume flow rate in the condenser. Most importantly, similar sets of experiments will be carried out for storage materials other than water.

The research will also focus on using mathematical modelling to allow testing larger set of working fluids and storage materials. In developing this mathematical model, data obtained from this series of experiments will be used.

Acknowledgement

The authors would like to thank company Lumel S.A. for supplying at no extra charge codes to unlock mathematical functions in KD7 registers.

Nomenclature

ORC	Organic Rankine Cycle
TES	Thermal Energy Storage
p	absolute pressure (bar)
$\dot{V}$	volume flow rate (l/min)
N	power (W)
R	resistance (Ω)
U	voltage (V)
T	temperature (°C)

Literature

[1] A. M. Ahmed and A. R. Imre, 'Investigation of thermal efficiency for subcritical ORC and TFC using super dry working fluids', *Energy Science & Engineering*, vol. 11, no. 2, pp. 711–726, 2023, doi: 10.1002/ese3.1356.
[2] A. M. Ahmed, L. Kondor, and A. R. Imre, 'Thermodynamic Efficiency Maximum of Simple Organic Rankine Cycles', *Energies*, vol. 14, no. 2, Art. no. 2, Jan. 2021, doi: 10.3390/en14020307.
[3] X. Li, B. Xu, H. Tian, and G. Shu, 'Towards a novel holistic design of organic Rankine cycle (ORC) systems operating under heat source fluctuations and intermittency', *Renew. Sust. Energ. Rev.*, vol. 147, p. 111207, Sep. 2021, doi: 10.1016/j.rser.2021.111207.
[4] I. Sarbu and C. Sebarchievici, 'A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage', *Sustainability*, vol. 10, no. 1, Art. no. 1, Jan. 2018, doi: 10.3390/su10010191.
[5] S. Daniarta, M. Nemś, and P. Kolasiński, 'A review on thermal energy storage applicable for low- and medium-temperature organic Rankine cycle', *Energy*, vol. 278, p. 127931, Sep. 2023, doi: 10.1016/j.energy.2023.127931.
[6] D. Sowa, S. Daniarta, and P. Kolasiński, 'Selection of suitable working fluid and storage material for ORC coupled with thermal energy storage', in *The proceedings of the 7th International Seminar on ORC Power Systems*, Seville, Sep. 2023. doi: http://dx.doi.org/10.12795/9788447227457_53.
[7] D. Sowa, S. Lech, and P. Kolasiński, 'Experimental analysis of prototype heat accumulator based on finned tube heat exchanger', presented at the XVI Young Scientists in Power Engineering, Wrocław, Jun. 2024.
[8] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, 'Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp', *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, 2014, doi: 10.1021/ie4033999.
[9] P. Kolasiński, P. Błasiak, and J. Rak, 'Experimental and Numerical Analyses on the Rotary Vane Expander Operating Conditions in a Micro Organic Rankine Cycle System', *Energies*, vol. 9, no. 8, Art. no. 8, Aug. 2016, doi: 10.3390/en9080606.
[10] J. Rak, P. Błasiak, and P. Kolasiński, 'Influence of the Applied Working Fluid and the Arrangement of the Steering Edges on Multi-Vane Expander Performance in Micro ORC System', *Energies*, vol. 11, no. 4, Art. no. 4, Apr. 2018, doi: 10.3390/en11040892.
[11] S. Daniarta, P. Kolasiński, A. R. Imre, and D. Sowa, 'Artificial intelligence-driven performance mapping: A deep learning-based investigation of a multi-vane expander in retrofitted organic Rankine cycle', *Energy Conversion and Management*, vol. 315, p. 118763, Sep. 2024, doi: 10.1016/j.enconman.2024.118763.
[12] P. Kolasiński, P. Błasiak, and J. Rak, 'Experimental investigation on multi-vane expander operating conditions in domestic CHP ORC system', *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 323–330, Sep. 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.201.
[13] 'R123 Safety data sheet'. Available online at https://refrigerants.com

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_68

Assessment of Operation of Hybrid Ejector-Compressor Refrigeration System in Application for Air Conditioning

Jerzy GAGAN, Kamil ŚMIERCIEW, Dariusz BUTRYMOWICZ, Michał ŁUKASZUK, Paweł JAKOŃCZUK, Adam DUDAR, Andrzej PAWLUCZUK, Mateusz PAWŁOWSKI

Bialystok University of Technology, Wiejska 45C, Białystok, 15-351, Poland,
d.butrymowicz@pb.edu.pl

Keywords: hybrid refrigeration system; gas ejector; vapour compression; ejector-compressor comparison; regenerative heat exchanger; waste heat recovery

Hybrid refrigeration systems that combine a heat-driven ejector with a mechanically driven compressor offer a route to exploit low-grade waste or renewable heat while retaining the reliability of conventional vapour compression. This paper reports an experimental study of such a hybrid ejector-compressor unit operating with refrigerant R1234ze(E), addressing two complementary aspects of its operation. First, the ejector-mode and compressor-mode branches were characterised independently while sharing a common evaporator, establishing the bivalent operating point of the unit at a condensation pressure of approximately 500 kPa (about 25°C), at which the compressor branch was found to deliver essentially the same cooling capacity as the ejector branch, confirming a smooth transition between the two drive mechanisms. Second, a dedicated, independently recorded measurement series was used to quantify, for the first time on this rig, the contribution of the regenerative heat exchanger integrated in the ejector branch. The regenerator was found to remove essentially the full superheat of the vapour leaving the ejector (from about 50.6°C to about 28.0°C), recovering a duty of approximately 17 kW — about 13% of the generator heat input. A bounding energy-balance estimate indicates that, absent this heat recovery, the coefficient of performance would fall by on the order of 12%, while a complementary qualitative argument points to a further, currently unquantified benefit in reduced condenser sizing, owing to the substantially lower heat transfer coefficient in the vapour desuperheating region. No evidence of destabilised ejector operation associated with the regenerator's additional flow resistance was observed. These results provide a first quantitative basis for assessing the regenerator's role in hybrid ejector-compressor systems and a foundation for future work on simultaneous (combined) branch operation.

1. INTRODUCTION

Traditional vapour-compression refrigeration systems, while effective and reliable, depend entirely on mechanical compression and therefore consume substantial amounts of electricity, contributing to significant operating costs and greenhouse-gas emissions [1]. Ejector refrigeration systems offer an alternative: a high-pressure motive stream entrains and compresses a secondary, low-pressure stream inside a device with no moving parts, making it well suited to harnessing low-grade heat sources such as waste heat, solar thermal energy, or district heating [2]. The main drawback of a stand-alone ejector system is that its refrigeration capacity falls sharply once the condensation pressure rises above a certain level, which in practice ties its usable operating range to ambient conditions.

A growing body of work has explored combining ejectors with mechanical compression to overcome this limitation. Zhu and Jiang [3] reported a 9.1% COP improvement by integrating an ejector cooling cycle with a vapour-compression system, while Kumar et al. [4] coupled a transcritical CO2 compression cycle with an ejector, obtaining a markedly higher cooling capacity with R32. Al-Sayyab

et al. [5] proposed a compound waste-heat- and solar-driven ejector-compression heat pump for simultaneous heating and cooling, and Wang et al. [6] examined a solar-driven ejector-compression hybrid for air conditioning under Guangzhou and Beijing summer conditions. Braimakis and Karellas [7] integrated an ejector cycle with an organic Rankine cycle for combined cooling, heating and power. However, these studies remain predominantly theoretical or numerical; experimental validation of a hybrid unit in which the ejector and the compressor act as two genuinely interchangeable drive branches, sharing the same evaporator and switching between them according to the operating point, is still scarce in the open literature.

The concept adopted for the tested unit is analogous to a bivalent heat pump, in which an electrically driven heat pump is supported by an auxiliary heat source under unfavourable ambient conditions. Here, the roles are reversed: the heat-driven ejector branch is used preferentially, since it converts low-grade heat directly into cooling capacity, while the mechanical compressor branch takes over once the ejector reaches its off-design limit at elevated condensation pressure (Fig. 1). This switching behaviour is governed by the ejector own performance characteristic, illustrated schematically in Fig. 2: the ejector operates in a double-choked (on-design) mode in which the mass entrainment ratio is insensitive to the backpressure, until the backpressure exceeds a transition value, beyond which the device enters a single-choked (off-design) mode and the entrainment ratio falls off sharply. This transition point defines the bivalent point of the hybrid system. Importantly, the location of this transition point depends strongly on the ejector geometry: as shown by the two exemplary characteristics in Fig. 2, a design can deliver a higher entrainment ratio (green line) at the cost of a lower backpressure, and hence a lower condensation temperature at which the transition occurs (p_{c1}), or conversely, be designed for a wider on-design operating range extending to a higher backpressure (p_{c2}), at the cost of a lower entrainment ratio (blue line). The choice between these two design directions depends on the intended ambient/condensation conditions and constitutes a key optimisation parameter for the ejector.

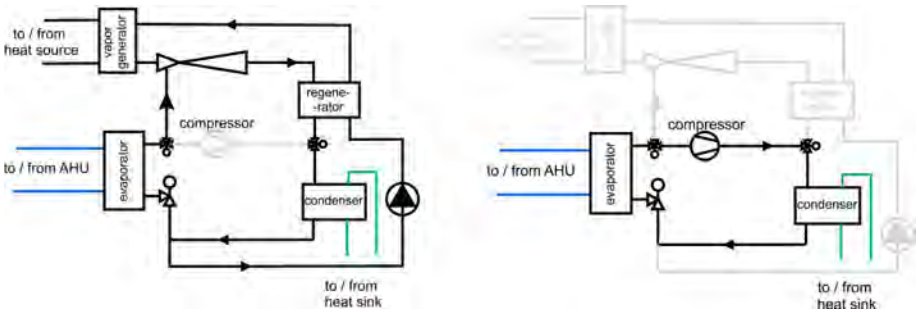


Figure 1. Schematic of the concept of the bivalent hybrid ejector-compressor refrigeration system: ejector mode (left) and compressor mode (right). [Source: own elaboration]

The present paper builds on this concept and makes two contributions. First, it reports an experimental comparison of the ejector-mode and compressor-mode branches of the same hybrid unit, each operated independently while sharing a common evaporator, extending the characterisation of the bivalent operating point established for this test rig. Second, it provides a first quantitative, experimentally grounded assessment of the regenerative heat exchanger integrated in the ejector branch, which recovers part of the superheat of the vapour leaving the ejector before it reaches the condenser.

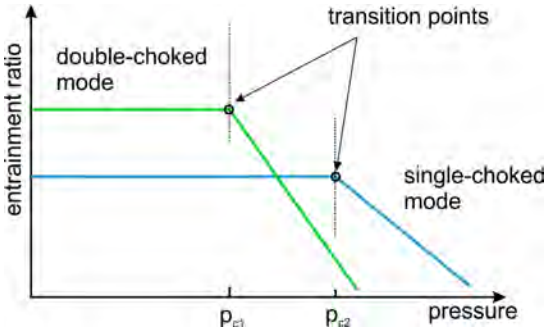


Figure 2. Exemplary performance lines of the ejector for different nozzle/mixing-chamber geometries, illustrating the double-choked (on-design) and single-choked (off-design) operating regions and the resulting trade-off between entrainment ratio and the transition (bivalent) point. [Source: own elaboration]

Although the regenerator is a standard component of many ejector-cycle layouts, its actual contribution, both to condenser loading and to the system COP, is rarely quantified from real operating data, particularly outside a deliberately optimised set point; this is addressed here using a dedicated, independently recorded measurement series.

2. APPARATUS AND METHODS

2.1. Testing bench

The experiments were carried out using the hybrid ejector-compressor refrigeration system illustrated in Fig. 3, operating with refrigerant R1234ze(E), an extremely low-GWP fluid treated as environmentally friendly under the EU F-Gas Regulation 2024/573 [8]. The main components of the research setup are: vapour generator, condenser, evaporator, compressor, refrigerant circulation pump, regenerative heat exchanger, and the associated expansion, control and cut-off valves. In ejector mode, a low-grade heat source supplies thermal energy to the vapour generator, where the working fluid evaporates at elevated pressure; the generated, often superheated vapour expands in the ejector motive nozzle, entraining vapour from the evaporator, before the mixed stream leaves the ejector superheated. This superheat is recovered in the regenerator, preheating the liquid returning to the generator, before the vapour proceeds, close to saturation, to the condenser. In compressor mode, the generator and ejector branch are idle and the system operates as a conventional single-stage vapour-compression cycle, rejecting heat through a second, independent condenser. The ejector is equipped with a converging-diverging supersonic nozzle with a throat diameter of 11.0 mm and a mixing-chamber diameter of 21.0 mm.

The rig is instrumented with temperature (RTD) and pressure sensors at the relevant refrigerant-side state points of both branches, and with Coriolis mass flow meters on the generator, evaporator and condenser auxiliary loops. Sensor accuracies are summarised in Table 1. Only one refrigerant-side flow meter is installed, downstream of the ejector; the motive mass flow rate is obtained from gas-dynamic relations for critical (choked) nozzle flow, reported to give an accuracy of about ±1% avoiding additional flow resistance in the motive line.

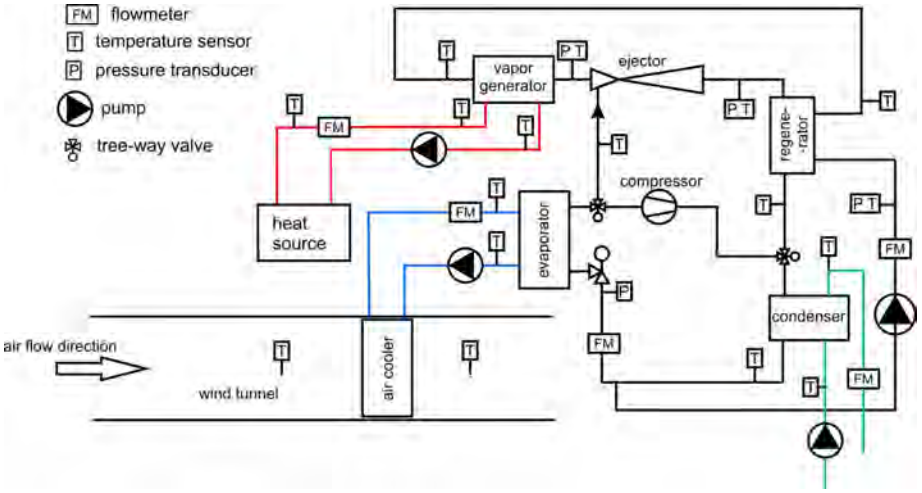


Figure 3. Schematic of the tested hybrid ejector-compressor refrigeration system. [Source: own elaboration]

Table 1. Accuracy of the experimental instrumentation.

Measurement parameter	Sensor type	Accuracy	Notes
Pressure	Pressure transducers	±0.25% of reading	Suction, mixing and diffuser sections of the ejector
Temperature	RTD sensors	±0.20% of reading	Calibrated before each run
Mass flow rate	Coriolis mass flow meters	±0.15% of reading	Auxiliary loops; single meter downstream of ejector on the refrigerant side
Electric power	Three-phase active power transducer	±0.5% of reading	Compressor power; compliant with EN 60688 / EN 61010-1

Glycol was used as the heat-transfer fluid in the evaporator load loop, and water in both the condenser cooling loop and the generator heat-source loop, each equipped with its own Coriolis flow meter and inlet/outlet temperature sensors.

2.2. Methodology and governing equations

The system was designed to be driven by low-temperature motive heat, representative of district heating networks, which in EU summertime operation are typically limited to about 65°C [9]. In the experiments, the district heating source was simulated by an electric heater system. The evaporator and condenser loads were controlled to correspond to conventional air-handling-unit conditions, i.e. chilled water at 6/12°C. Under these conditions, the ejector branch delivers a refrigeration capacity of the order of 23 kW.

Heat flux transferred by the refrigerant at each heat exchanger was calculated from the mass flow rate and the specific enthalpy difference between inlet and outlet, the latter obtained from pressure and temperature measurements via the equation of state h = h(p,T):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h \,. \tag{1}$$

On the secondary-fluid (water/glycol) side, the corresponding heat flux was calculated as:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \,, \tag{2}$$

with c_p = 4.186 kJ·kg^{-1}·K^{-1} for water and c_p = 3.58 kJ·kg^{-1}·K^{-1} for glycol. The electric power consumed by the circulation pump was estimated as:

$$P_{pump} = \frac{\dot{m} \cdot v \cdot \Delta p}{\eta_{pump}}, \tag{3}$$

with pump efficiency η_{pump} = 0.80 and the specific volume of the liquid refrigerant obtained from v = f(p,T). In compressor mode, the compressor power was measured directly. The mass entrainment ratio of the ejector is defined as the ratio of the mass flow rate entrained from the evaporator to the motive mass flow rate:

$$U = \frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_g}. \tag{4}$$

The coefficient of performance was calculated separately for the two operating modes as the ratio of the refrigeration capacity to the respective motive power:

$$COP_{\text{ejector-mode}} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + P_{pump}} \tag{5a}$$

$$COP_{\text{compressor-mode}} = \frac{\dot{Q}_e}{P_{comp}}. \tag{5b}$$

3. RESULTS AND DISCUSSION

3.1. Baseline ejector-mode and compressor-mode performance

Two systematic measurement runs (No. 1 and No. 2) were carried out to characterise the ejector-mode and compressor-mode branches over a range of condensation pressures, with the compressor-mode tests continuing from the condensation levels at which the ejector mode had already become insufficient. For each operating point, more than 100 samples were logged at 5-second intervals once stable conditions were reached, and averaged into a single measurement point; run No. 1 comprises six ejector-mode and eleven compressor-mode points, and run No. 2 comprises six ejector-mode and eleven compressor-mode points. Average generator saturation conditions were $t_{g,sat}$ = 59.0°C (superheat 3-5 K) for run No. 1 and $t_{g,sat}$ = 57.5°C (superheat 7-9 K) for run No. 2, with evaporating temperatures of −1.0°C and 3.0°C, respectively. Results are summarised in Table 2 and Table 3.

Table 2. Average operating parameters, run No. 1 — ejector mode (p_c — condensation pressure; $\dot{Q}_g$ — generator heat duty; $\dot{Q}_e$ — cooling capacity; P_p — pump power; $\dot{m}_g$, $\dot{m}_e$ — motive and entrained mass flow rates; U — entrainment ratio).

p_c, kPa	$\dot{Q}_g$, kW	$\dot{Q}_e$, kW	Pp, kW	$\dot{m}_g$, kg/s	$\dot{m}_e$, kg/s	U	COP
453.6	95.0	24.3	0.45	0.469	0.110	0.235	0.254
465.9	92.9	24.4	0.43	0.466	0.112	0.241	0.262
496.6	91.1	23.8	0.41	0.463	0.111	0.241	0.260
505.9	90.9	12.8	0.38	0.461	0.079	0.171	0.141
510.4	90.5	10.3	0.36	0.461	0.057	0.124	0.113
515.9	90.1	7.8	0.35	0.461	0.050	0.108	0.086

Table 2 (cont.). Average operating parameters, run No. 1 — compressor mode.

p_c, kPa	$\dot{Q}_e$, kW	P_{comp}, kW	COP
500.3	24.4	5.2	4.70
527.7	24.7	5.2	4.78
569.7	24.0	6.1	3.90
601.0	23.6	6.0	3.94
614.9	22.6	7.6	2.97
659.1	23.6	4.5	5.21
713.2	22.8	5.4	4.23
757.1	22.8	4.2	5.46
872.2	23.0	2.8	8.16
1005.6	21.2	5.7	3.75

Table 3. Average operating parameters, run No. 2 — ejector mode (symbols as in Table 2).

p_c, kPa	$\dot{Q}_g$, kW	$\dot{Q}_e$, kW	Pp, kW	$\dot{m}_g$, kg/s	$\dot{m}_e$, kg/s	U	COP
456.7	96.1	26.3	0.41	0.443	0.143	0.324	0.272
473.5	95.6	25.4	0.40	0.441	0.146	0.330	0.265
484.4	94.4	25.1	0.39	0.445	0.136	0.307	0.265
496.8	93.0	22.6	0.38	0.448	0.113	0.252	0.242
502.6	91.1	17.9	0.37	0.450	0.096	0.214	0.196
518.6	89.3	10.8	0.36	0.459	0.067	0.146	0.121

Table 3 (cont.). Average operating parameters, run No. 2 — compressor mode.

p_c, kPa	$\dot{Q}_e$, kW	P_{comp}, kW	COP
503.9	24.4	2.3	10.53
555.8	23.7	4.3	5.57
578.3	23.8	2.8	8.50
616.3	23.3	2.5	9.36
667.2	22.5	2.7	8.31
729.8	25.8	2.4	9.64
871.3	21.9	3.4	6.38
1012.8	21.2	3.0	7.07

The results indicate effective use of thermal energy at a temperature only slightly above 60°C: approximately 25 kW of refrigeration capacity was obtained while consuming about 90-96 kW of generator heating capacity in ejector mode. Discrepancies between the refrigerant-side and secondary-fluid-side heat balances remained within about 9% for the generator, 13% for the evaporator and 12% for the condenser, while the circulation pump power was consistently at or below 1% of the generator heat duty, confirming that pumping power can reasonably be neglected in the ejector-mode COP.

The performance lines derived from Tables 2 and 3 are plotted in Fig. 4 and Fig. 5. Both runs show a steep decline in ejector-mode cooling capacity once the condensation pressure exceeds about 500 kPa, consistent with the transition from double-choked to single-choked operation described in Fig. 2, while the compressor mode sustains a broadly stable cooling capacity across a much wider pressure range. Notably, at the transition condensation pressure of about 500 kPa the compressor delivered essentially the same cooling capacity as the ejector, indicating a smooth handover between the two branches without an interruption in cooling supply. On this basis, the bivalent point for the tested unit under these conditions was established at a condensation pressure of approximately

500 kPa, corresponding to a condensation temperature of about 25°C, with the ejector branch preferred below this threshold and the compressor branch taking over above it.

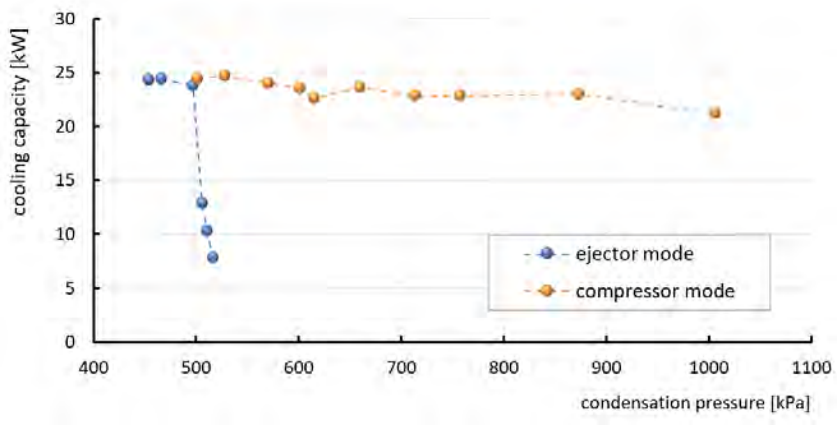


Figure 4. Performance lines for the ejector and compressor modes, run No. 1.

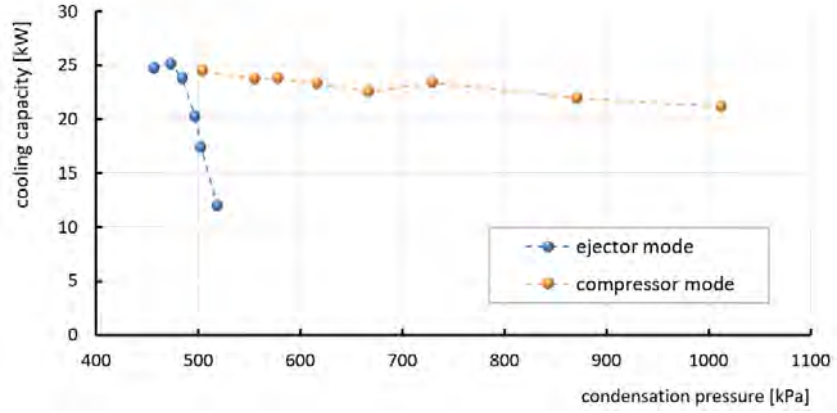


Figure 5. Performance lines for the ejector and compressor modes, run No. 2.

3.2. Contribution of the regenerative heat exchanger

In addition to the systematic runs No. 1 and No. 2 discussed above, a separate, independent measurement series was recorded on the same unit specifically to assess the contribution of the regenerative heat exchanger integrated in the ejector branch. As with any continuously logged dataset, a stationarity criterion (superheat ≤10 K at both the generator and evaporator outlets) was applied to exclude non-representative samples before averaging; the resulting representative operating point is reported in Table 4, alongside the full range covered by the complete logged series.

Table 4. Operating point of the regenerator-assessment series: full logged range and filtered representative point (mean ± standard deviation).

Quantity	Full logged range	Filtered representative point
Generator heat duty, kW	118.1-135.6	127.2 ± 2.2
Motive mass flow rate, kg/s	0.72-0.79	-
Motive temperature, °C	58.1-68.3	-
Condensation duty, kW	153.5-167.4	-
Evaporator cooling duty, kW	18.3-23.3 (mean 21.6)	21.4 ± 0.5
Condensing saturation temperature, °C	-	27.13 ± 0.04
Regenerator heat duty, kW	14.9-19.6	17.08 ± 0.55
COP (evaporator duty / generator duty)	-	0.166 ± 0.006

For comparison, the compressor-mode branch of this same commissioning campaign confirmed the generator/regenerator branch idle, with its duty remaining below 0.05 kW for the large majority of the recorded samples consistent with the intended hybrid architecture, in which the heat-driven branch is effectively isolated whenever the compressor branch is in operation.

Over the filtered interval, the regenerator removed essentially the entire superheat of the vapour leaving the ejector, cooling it from about 50.6°C to about 28.0°C — within roughly 1 K of the condensing saturation temperature — before it entered the condenser. The regenerator duty, obtained from the refrigerant-side energy balance across the heat exchanger, averaged:

$$\dot{Q}_{\mathrm{REGEN}} = \dot{m} \cdot (h_{ejector_out} - h_{condenser-in}) \approx 17.1 \text{ kW} \tag{6}$$

which corresponds, relative to the measured generator heat duty, to:

$$\frac{\dot{Q}_{\mathrm{REGEN}}}{\dot{Q}_{generator}} \approx \frac{17.1}{127.2} \approx 0.13 \quad (13\%) \text{ kW} \tag{7}$$

To bound the effect of this heat recovery on COP, the regenerator duty was added to the measured generator duty, representing the limiting case in which the liquid feed to the generator receives no preheating and the generator must instead supply the corresponding additional enthalpy rise itself, with all other operating conditions — in particular the ejector mass flow rate and entrainment ratio — assumed unchanged. The measured COP, from eq. (5a), is:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} \approx \frac{21.4}{127.2} \approx 0.166 \tag{8}$$

while the bounding estimate for the hypothetical case without regenerator preheating is obtained by replacing the generator duty with $\dot{Q}_{generator} + \dot{Q}_{REGEN}$:

$$COP_{bound} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{Q}_R} \approx \frac{21.4}{127.2 + 17.1} \approx 0.149 \tag{9}$$

corresponding to a relative reduction $(COP - COP_{bound}) / COP \approx 12\%$. This should be read as a bounding estimate rather than a direct measurement: no dedicated regenerator-bypass test was performed, and removing the regenerator would also remove its associated flow resistance downstream of the ejector diffuser, which could in principle alter the ejector's own entrainment performance in a way not captured by eq. (9).

A complementary, qualitative argument concerns the condenser: the 17.1 kW recovered by the regenerator, corresponding to about 11% of the total condensation duty, would otherwise have to be rejected in the vapour (desuperheating) region of the condenser, where the heat transfer

coefficient is typically several times lower than in the condensing region proper, making its removal from the vapour-phase region disproportionately significant for the required heat-transfer area.

Table 5 reports the scatter of a set of auxiliary parameters over the same filtered interval, expressed as the ratio of the standard deviation to the mean, to assess whether the regenerator's additional flow resistance downstream of the ejector is associated with any evidence of destabilised operation.

Table 5. Stability of selected operating parameters over the filtered interval.

Quantity	Mean	Std. dev. / mean
Generator saturation temperature	58.2°C	0.8%
Superheat at generator outlet	9.1 K	4.7%
Mass entrainment ratio, U	0.189	3.8%
Glycol temperature, evaporator inlet	20.7°C	3.6%
Glycol temperature, evaporator outlet	7.6°C	6.3%
Evaporating saturation temperature	3.1°C	12.2%
Heating water temperature, generator inlet	71.1°C	0.8%
Heating water temperature, generator outlet	55.4°C	0.5%

With the exception of the evaporating saturation temperature, the parameter most sensitive to short-term load fluctuation, all reported quantities remained within a few percent of their mean value, including the generator-side and entrainment-ratio parameters most directly linked to the ejector's own operating point. This provides no indication that the regenerator additional flow resistance destabilised the ejector operation during this series; a dedicated regenerator-bypass comparison would nonetheless be needed to confirm this conclusively.

4. CONCLUSIONS AND FUTURE WORK

An experimental hybrid ejector-compressor refrigeration system using refrigerant R1234ze(E) was characterised in both ejector-mode and compressor-mode operation, and a dedicated, independently recorded series was used to provide a first quantitative assessment of the regenerative heat exchanger integrated in the ejector branch. The following conclusions can be drawn:

The bivalent operating point of the tested unit was established at a condensation pressure of approximately 500 kPa (about 25°C), with the compressor branch delivering essentially the same cooling capacity as the ejector branch at this transition, confirming a smooth handover between the two drive mechanisms.

The ejector-mode performance line shows a steep decline in cooling capacity beyond the transition pressure, consistent with the expected shift from double-choked to single-choked ejector operation, while the compressor mode sustains stable performance over a much wider condensation-pressure range.

In a separate, independently recorded series, the regenerative heat exchanger recovered essentially the full superheat of the vapour leaving the ejector (from about 50.6°C to about 28.0°C), with a duty averaging 17.1 kW, equivalent to approximately 13% of the generator heat input.

A bounding energy-balance estimate indicates that, in the absence of this heat recovery, COP would be reduced by on the order of 12% relative to the measured value; a complementary argument based on the disproportionately low heat-transfer coefficient in the desuperheating region suggests an additional, currently unquantified benefit in terms of reduced condenser sizing.

No evidence of destabilised ejector operation associated with the regenerator's additional flow resistance was found within the analysed interval, though a dedicated regenerator-bypass comparison would be required to confirm this rigorously.

Future work will focus on regenerator-bypass tests to obtain a direct, rather than bounded, measurement of its contribution to COP, and on characterising the simultaneous (combined) operation of both branches, in which the heat-driven branch offloads part of the compressor duty depending on the instantaneous availability of driving heat and cooling load.

5. ACKNOWLEDGEMENTS

The research results presented in the paper were partially financed by the Pomerania Development Agency Co., Contract No. RPPM.01.01.01-22-0041/17, and partially by the Project No. WZ/W_WM-IIM2_2026 supported by the Ministry of Science and Higher Education, Poland.

6. REFERENCES

1. Agathokleous, R., Bianchi, G., Panayiotou, G., Arestia, L., Argyrou, M.C., Georgiou, G.S., Tassou, S.A., Jouhara, H., Kalogirou, S.A., Florides, G.A., Christodoulides, P., 2019. Waste heat recovery in the EU industry and proposed new technologies. Energy Procedia 161, 489-496. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.064.

2. Besagni, G., Mereu, R., Inzoli, F., 2016. Ejector refrigeration: A comprehensive review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 53, 373-407. https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.08.059.

3. Zhu, Y., Jiang, P., 2012. Hybrid vapor compression refrigeration system with an integrated ejector cooling cycle. International Journal of Refrigeration 35, 68-78. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.09.003.

4. Kumar, K., Kumar Gupta, H., Kumar, P., 2020. Analysis of a hybrid transcritical CO2 vapor compression and vapor ejector refrigeration system. Applied Thermal Engineering 181, 115945. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115945.

5. Al-Sayyab, A.K.S., Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., 2021. Novel compound waste heat-solar driven ejector-compression heat pump for simultaneous cooling and heating using environmentally friendly refrigerants. Energy Conversion and Management 228, 113703. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113703.

6. Wang, X., Yan, Y., Li, B., Hao, X., Gao, N., Chen, G., 2020. Prospect of solar-driven ejector-compression hybrid refrigeration system with low GWP refrigerants in summer of Guangzhou and Beijing. International Journal of Refrigeration 117, 230-236. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.04.035.

7. Braimakis, K., Karellas, S., 2024. Thermodynamic investigation of integrated organic Rankine cycle-ejector vapor compression cooling cycle waste heat recovery configurations for cooling, heating and power production. Energy 304, 132020. https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.132020.

8. European Parliament, Council of the European Union, Regulation (EU) 2024/573 of 7 February 2024 on fluorinated greenhouse gases, amending Directive (EU) 2019/1937 and repealing Regulation (EU) No 517/2014.

9. European Commission, Directorate-General for Energy, 2022. District Heating and Cooling in the European Union. Overview of Markets and Regulatory Frameworks under the Revised Renewable Energy Directive. Publications Office of the European Union, Luxembourg. doi:10.2833/962525.

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_69

Experimental Assessment of Two-Phase Ejector Operation as Booster Compression Device

Jerzy GAGAN, Andrzej PAWLUCZUK, Kamil ŚMIERCIEW, Paweł JAKOŃCZUK, Dariusz BUTRYMOWICZ

Bialystok University of Technology, Wiejska 45C, Białystok, 15-351, Poland, d.butrymowicz@pb.edu.pl

Keywords: two-phase ejector; heat pump, experimental investigation, experimental setup

Heat pumps using natural refrigerants are increasingly applied across a wide range of heating applications, where improving pressure lift and system efficiency under stable operating conditions remains a key challenge. Two-phase ejectors have been proposed as supporting components that can partially replace mechanical compression by recovering pressure energy without additional work input. However, their practical integration into heat pump systems and their real operating characteristics require experimental validation.

This paper presents an experimental investigation of a compressor-based heat pump system supported by a two-phase ejector operating as a pressure booster. The study is based on systematic experimental campaigns performed for two ejector configurations, focusing on the influence of operating conditions and ejector geometry on pressure distribution, mass flow rates, and overall system behaviour. The experimental methodology involved parametric variation of key operating parameters, including heat source temperature, mass flow rates, and ejector nozzle position, combined with detailed pressure measurements along the ejector and within the heat pump loop.

The results demonstrate that the ejector effectively contributes to the system pressure lift, reducing the pressure ratio handled by the compressor. Pressure distributions measured along the ejector confirm the occurrence of pressure recovery within the mixing and diffuser sections. Comparative analysis of two ejector configurations indicates a strong sensitivity of the pressure boosting effect to geometric parameters, particularly nozzle positioning.

The experimental findings confirm the feasibility of using two-phase ejectors as pressure-boosting devices in heat pump systems employing natural refrigerants. At the same time, the results highlight the importance of careful interpretation of measured pressures and temperatures, as non-equilibrium effects may influence the thermodynamic state at the ejector outlet. The presented study provides experimentally grounded insights relevant to the design and operation of ejector-assisted heat pump systems.

INTRODUCTION

Two-phase ejectors have been widely investigated as auxiliary components in vapour-compression heat pump and refrigeration systems, primarily for expansion work recovery and pressure boosting. In most conventional configurations, the ejector replaces the throttling device, allowing partial recovery of expansion losses and reducing the effective compression ratio of the system. As a result, numerous studies report improvements in coefficient of performance (COP) and system capacity, particularly under high temperature lift conditions [4,9]. In such approaches, the ejector is interpreted as an energy recovery device, and its impact is assessed mainly in terms of system-level performance indicators.

Among the various ejector concepts, condensing ejectors represent a distinct class in which a high-pressure liquid stream interacts directly with a vapour flow, leading to rapid condensation within the mixing section. Early work by Bergander et al. [1,2] introduced the concept of a refrigeration cycle in which the ejector operates downstream of the compressor as a form of secondary compression. In this configuration, the ejector contributes to the total pressure rise by converting the kinetic and thermal interaction between liquid and vapour into an increase in outlet pressure.

These studies demonstrated that condensing ejectors can significantly reduce the mechanical compression ratio and improve overall system efficiency. However, in the analysed configurations, the ejector outlet pressure directly determines the condenser operating pressure, and the system is therefore treated as having a single thermodynamic level.

The physical mechanism responsible for pressure generation in condensing ejectors has been associated with rapid phase change phenomena occurring in high-speed flows, often described as condensation shock. Multidimensional modelling work by Colarossi et al. [3] has shown that the interaction between subcooled liquid and superheated vapour can produce strong spatial gradients of pressure, temperature, and phase distribution. In these simulations, the condensation process occurs over very short spatial and temporal scales, leading to a rapid pressure rise within the mixing chamber and diffuser. The resulting flow is highly non-uniform and characterized by complex two-phase structures, including regions of incomplete condensation and strong velocity gradients.

Further studies of condensation in supersonic ejectors, including CFD analyses for refrigerants such as R134a [7], as well as investigations of non-equilibrium phase transition flows [8], confirm that condensation under such conditions is inherently a non-equilibrium process. The phase change is governed not only by local thermodynamic conditions, but also by finite-rate kinetics, nucleation processes, and the presence of shock waves. These effects influence the distribution of liquid droplets, the evolution of Mach number, and the overall pressure recovery within the ejector. As a result, the thermodynamic state of the working fluid cannot be fully described using simplified equilibrium assumptions.

Despite these insights at the flow level, most system-level analyses of ejector-assisted heat pumps continue to rely on homogeneous equilibrium models and interpret the ejector outlet state using pressure-dependent saturation properties [4,5]. In such approaches, the outlet pressure is typically assumed to be equal to the condenser pressure, and the corresponding temperature is taken directly from the saturation curve. This assumption effectively constrains the system to a single pressure–temperature relationship, even in cases where rapid phase change and strong flow non-uniformities are present.

In parallel, the development of high-temperature heat pumps has highlighted fundamental limitations of conventional vapour-compression systems. The achievable temperature level at the condenser is directly linked to the saturation pressure of the working fluid. Increasing the useful temperature therefore requires a corresponding increase in condensation pressure, which leads to higher compression ratios, increased compressor discharge temperatures, and reduced efficiency [4,6]. These limitations have motivated the development of alternative cycle configurations, including multi-stage compression, economizers, and ejector-assisted systems.

Several studies have explored the use of ejectors to enhance temperature lift or improve system flexibility. For example, dual-condenser configurations [6] allow heat to be delivered at multiple temperature levels, while ejector-based systems can reduce the effective compression ratio and redistribute thermodynamic loads within the cycle. In addition, studies on high-temperature heat pumps using water or CO2 as working fluids [4,9] indicate that ejectors can play a role in reducing irreversibilities and improving performance at elevated temperature levels. However, in all these approaches, the relationship between pressure and temperature remains governed by saturation conditions at each thermodynamic level, and the useful temperature is still ultimately tied to the condenser pressure.

Although non-equilibrium effects in ejectors are widely recognized, they are generally treated as sources of inefficiency, contributing to entropy generation and performance degradation. The possibility that such effects could be exploited to achieve thermodynamic states not accessible under equilibrium assumptions has received little attention. In particular, the literature does not provide a clear description of systems in which the ejector generates a local pressure rise exceeding

the condenser pressure, while the condenser itself operates at a lower and nearly constant pressure and temperature.

This gap is particularly significant in the context of heat pump applications, where the ability to increase the useful temperature level without raising the condenser pressure would represent a fundamental shift in system design. The available studies do not address whether a condensing ejector can create a locally elevated pressure and corresponding saturation temperature that is not imposed on the entire system, nor do they analyze the implications of such behaviour for heat delivery and thermodynamic interpretation.

The present study addresses this gap by experimentally investigating a compressor-based heat pump system in which a two-phase condensing ejector generates a local pressure increase above the condenser pressure. This leads to the formation of a higher saturation temperature level at the ejector outlet, while the condenser continues to operate under stable and nearly constant conditions. In this way, the system exhibits a decoupling between the useful temperature level and the condenser pressure, providing a new perspective on temperature lift mechanisms in vapour-compression heat pump systems.

1. METHODS

The data analysis was performed using a dedicated computational procedure, based on the experimental datasets collected from the ejector and the heat pump system. The datasets consisted of time-resolved measurements of temperature, pressure, and mass flow rates at key locations of the installation, comprising over 15,000 operating points. Experiments were conducted with nozzle exit position NXP = 3.5 mm, and NXP = 2.0 mm

Thermodynamic properties of the working fluid (R290) were evaluated using the CoolProp library. For each measurement point, the corresponding thermodynamic state was determined based on the measured pressure and temperature.

The analysis was conducted separately for the three main sections of the ejector: motive liquid inlet, vapour suction inlet, ejector outlet (diffuser exit).

At the motive liquid inlet, the degree of subcooling was evaluated as the difference between the saturation temperature at the measured pressure and the actual liquid temperature. At the vapour inlet, the level of superheat was determined using an analogous approach.

At the ejector outlet, the thermodynamic state was characterised using pressure and temperature measurements located at the diffuser exit. The saturation temperature corresponding to the measured outlet pressure was calculated and used as a reference value. The difference between this saturation temperature and the condensation temperature in the system was defined as the effective temperature increase. This definition is based on the saturation temperature at the ejector outlet pressure, rather than the measured fluid temperature, and therefore represents a conservative estimate of the thermodynamic potential available at the ejector outlet. The measured fluid temperature at the ejector outlet was consistently below the saturation temperature, indicating that the working fluid leaves the ejector as a subcooled liquid, with a degree of subcooling ranging from approximately 1.3 K to 8.4 K depending on operating conditions. The chosen definition of ΔT_{eff} thus reflects the maximum temperature level that could be accessed at the ejector outlet pressure, for example by a heat exchanger placed in this section of the system:

$$\Delta T_{eff} = T_{sat}\left(p_d\right) - T_{cond} \tag{1}$$

where $T_{sat}(p_d)$ is the saturation temperature corresponding to the ejector outlet pressure, and T_{cond} is the condensation temperature determined at the inlet to the condenser.

The analysis procedure was implemented as a sequential evaluation of each measurement point, without data averaging, allowing the preservation of the full variability of operating conditions. This approach enabled the identification of consistent trends across a wide range of operating parameters, particularly the relationship between motive liquid pressure and the resulting temperature increase at the ejector outlet. Part of the experimental dataset used in the present analysis was also employed in a companion study focused on the mixing chamber velocity coefficient of the ejector [10], where a detailed description of the data acquisition and filtering procedure is provided.

2. TESTING STAND

The experimental setup consists of a compressor-based heat pump loop supported by a two-phase condensing ejector operating as a pressure booster. The schematic of the system is shown in Figure 1. The compressor (b) draws refrigerant vapour from the evaporator (a) and delivers it to the high-pressure side of the system. Downstream of the compressor, the discharge flow is divided into two streams. A controlled fraction of the vapour is directed to the suction port of the ejector (d), while the remaining portion bypasses the ejector and flows directly to the condenser (e). The mass flow split is regulated by a valve installed in the bypass line.

The motive flow of the ejector is provided by a liquid pump (h). The liquid pump increases the pressure of the refrigerant above the condenser pressure level, providing the driving potential for the ejector operation. Prior to entering the ejector, the liquid may be preheated in the heat exchanger (l). Inside the ejector, the high-pressure liquid undergoes rapid expansion in the motive nozzle and interacts with the entrained vapour stream. The resulting two-phase mixture accelerates to supersonic velocities in the mixing section.

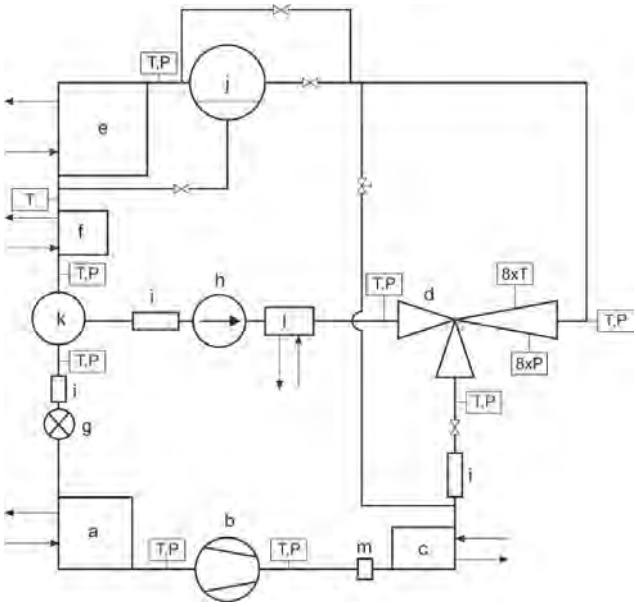


Figure 1. The schematic of the system: a – evaporator, b – compressor, c – heat exchanger for compressor discharge superheat recovery, d – two-phase condensing ejector, e – condenser, f – liquid subcooling heat exchanger, g – expansion valve, h – liquid pump supplying the ejector motive nozzle, i – mass flow meters, j – liquid separator, k – liquid receiver, l – motive liquid preheater, m – compressor oil separator, T, P – temperature and pressure measurement points. [Source: own elaboration]

A condensation shock wave is formed within the mixing chamber, leading to a rapid pressure increase accompanied by partial or near-complete condensation of the vapour phase. As a result, the ejector generates a pressure rise without additional mechanical work input.

The two-phase flow discharged from the ejector is directed to a liquid separator (j), where the liquid phase is separated from any remaining vapour. Temperature and pressure are measured directly at the ejector outlet, prior to the separator inlet, allowing characterisation of the thermodynamic state at the elevated pressure pd generated by the ejector. The liquid leaving the ejector was consistently found to be subcooled, confirming complete condensation within the ejector under all investigated operating conditions. The separated vapour is recombined with the compressor discharge bypass stream and subsequently directed to the condenser (e), where it undergoes condensation. The liquid from the separator bypasses the condenser and is combined with the condensate leaving the condenser downstream, and both streams are collected in the receiver (k).

From the receiver, the liquid stream is divided into two branches. One branch is expanded through the expansion valve (g) and supplied to the evaporator (a), completing the main thermodynamic loop. The second branch is directed to the liquid pump (h), forming the motive flow loop of the ejector.

Mass flow rates in the key branches of the system are measured using Coriolis-type flow meters (i), while temperature and pressure sensors (T, P) are installed at selected locations to characterize the thermodynamic state of the working fluid.

The applied configuration enables independent control of the ejector discharge pressure and compressor operating conditions, decoupling them from the condenser temperature. This is achieved through appropriate regulation of the bypass flow and the motive liquid supply.

3. RESULTS

The experimental results demonstrate that the operation of the ejector leads to a local pressure increase above the condenser pressure level.
Figures 2 and 3 show the relationship between the saturation temperature corresponding to the ejector outlet pressure and the motive liquid pressure for the configuration with NXP = 3.5 mm. As the motive liquid pressure increases, a corresponding increase in the ejector outlet pressure is observed. This results in a significant rise in the saturation temperature at the ejector outlet, reaching values of approximately 55°C.

At the same time, the condensation temperature in the main condenser remains nearly constant at approximately 40–41°C throughout the entire range of operating conditions. This indicates that the increase in the saturation temperature is not associated with a change in the condenser operation, but is a direct consequence of the pressure rise generated within the ejector.

The magnitude of the temperature increase relative to the condensation temperature is presented in Fig. 3 in the form of ΔT_{eff}. The temperature difference increases from approximately 2–3 K at lower motive pressures to approximately 15 K at higher pressures, reflecting the increasing pressure lift generated by the ejector.

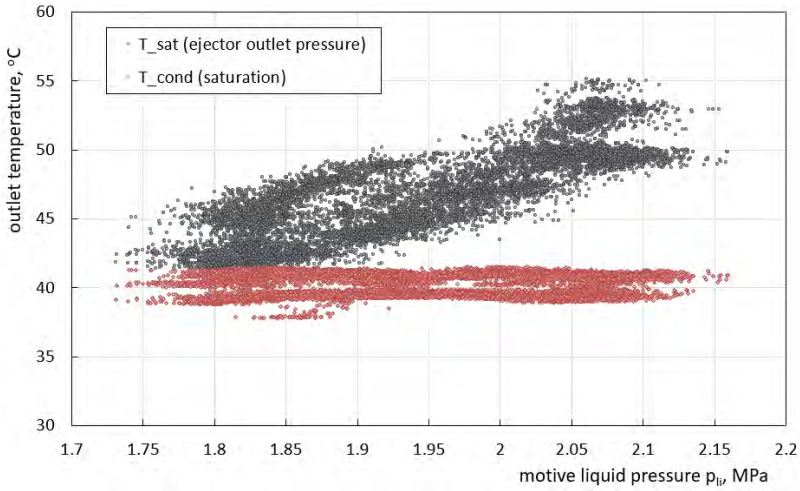


Figure 2. Comparison of the saturation temperature corresponding to the ejector outlet pressure with the condensation temperature in the system as a function of motive liquid pressure (NXP = 3.5 mm). [Source: own elaboration]

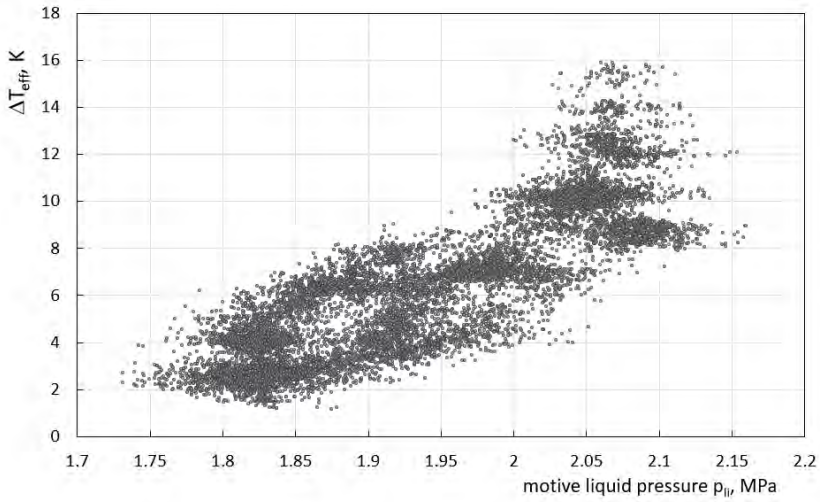


Figure 3. Effective temperature increase ΔT_{eff} as a function of motive liquid pressure (NXP = 3.5 mm). [Source: own elaboration]

A similar trend is observed for the configuration with NXP = 2.0 mm (Figs. 4 and 5), confirming that the effect is consistent and not limited to a specific nozzle position. For this configuration, the saturation temperature at the ejector outlet reaches values of approximately 56.9°C, while the condensation temperature in the main condenser remains nearly constant within the range of 38.2–41.1°C. The effective temperature increase ΔT_{eff} ranges from approximately 1.0 K at lower motive pressures to approximately 17.6 K at higher pressures, indicating a somewhat wider operating range compared to the NXP = 3.5 mm configuration. The fluid at the ejector outlet is

subcooled in all cases, with the degree of subcooling ranging from 1.3 K to 8.4 K, confirming complete condensation within the ejector across the entire range of investigated conditions.

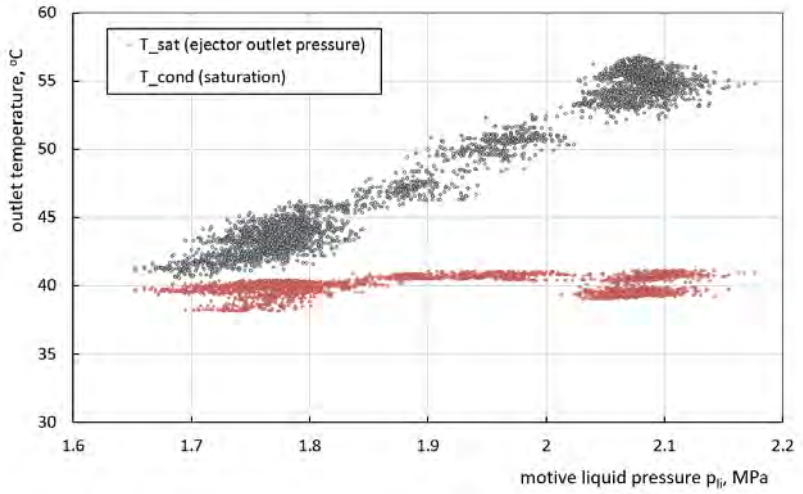


Figure 4. Comparison of the saturation temperature corresponding to the ejector outlet pressure with the condensation temperature for the configuration with NXP = 2.0 mm. [Source: own elaboration]

An important observation is that the condensation temperature in the system remains nearly constant, while the temperature associated with the ejector outlet state increases significantly. This indicates that the temperature rise occurs independently of the condenser operating conditions.

The observed increase in the saturation temperature at the ejector outlet is a direct consequence of the pressure rise generated within the ejector. Unlike in conventional vapour-compression systems, where the condensation pressure is imposed by the condenser and determines the achievable temperature level, the ejector introduces an additional compression mechanism within the flow.

In the investigated configuration, the pressure rise is achieved through the interaction of the high-pressure liquid supplied to the motive nozzle and the compressor discharge vapour. The expansion of the liquid in the nozzle, followed by mixing and condensation of the entrained vapour, leads to a rapid momentum exchange and pressure recovery in the mixing chamber and diffuser. As a result, the fluid leaving the ejector reaches a pressure level higher than that in the condenser.

The pressure increase generated by the ejector is sustained between the ejector outlet and the liquid separator, as confirmed by the pressure measurements at both locations. This means that the elevated pressure level pd exists within a defined section of the system, between the ejector outlet and the separator inlet and is not immediately reduced to the condenser pressure. The saturation temperature corresponding to pd therefore represents a thermodynamic potential that is physically accessible at this location. In the present configuration, no heat exchanger is installed in this section of the system. However, the results demonstrate that a heat exchanger placed between the ejector outlet and the separator would operate at a temperature level exceeding the condensation temperature by ΔT_{eff}, without any modification to the condenser operating conditions. In this sense, the system exhibits two distinct thermodynamic levels: the condenser level defined by pc, and a locally elevated level defined by pd, accessible between the ejector and the separator.

From a system perspective, this behaviour enables a partial decoupling of the useful temperature level from the condenser operating conditions. In conventional heat pumps, increasing the output temperature requires raising the condensation pressure, which leads to a deterioration of the coefficient of performance. In contrast, the ejector allows for an increase in the available temperature level without modifying the condenser pressure, potentially reducing the thermodynamic penalty associated with high-temperature operation.

The results suggest that the ejector can be interpreted not only as a pressure recovery device, but also as a component capable of locally increasing the thermodynamic level of the working fluid. This feature may be particularly relevant for applications requiring simultaneous supply of heat at different temperature levels, such as combined space heating and domestic hot water preparation.

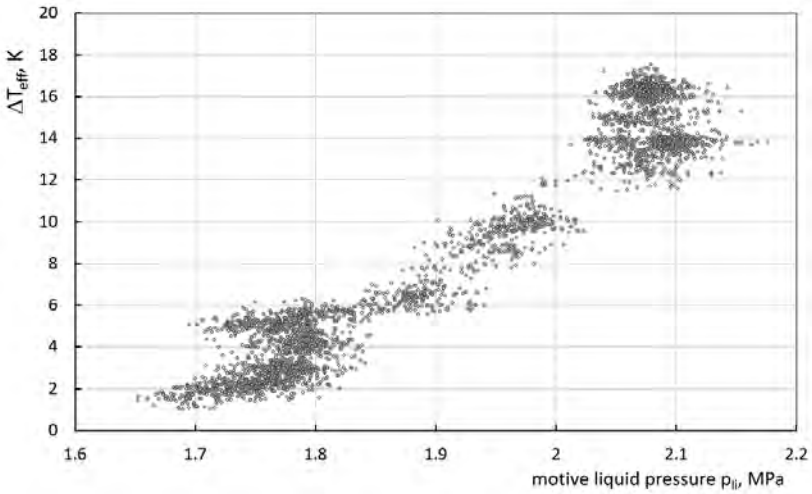


Figure 5. Effective temperature increase ΔT_{eff} as a function of motive liquid pressure for NXP = 2.0 mm. [Source: own elaboration]

CONCLUSIONS

An experimental investigation was carried out on a compressor-based heat pump system supported by a two-phase condensing ejector operating as a pressure booster, for two ejector configurations (NXP = 3.5 mm and NXP = 2.0 mm). The analysis, based on over 15,000 measurement points, demonstrated that the ejector generates a local pressure rise above the condenser pressure, resulting in a saturation temperature at the ejector outlet significantly higher than the condensation temperature in the system.

For both configurations, the condensation temperature remained nearly constant (approximately 40–41°C and 38.2–41.1°C, respectively), while the effective temperature increase ΔT_{eff} reached up to approximately 15 K for NXP = 3.5 mm and up to approximately 17.6 K for NXP = 2.0 mm, depending on the motive liquid pressure. The fluid leaving the ejector was consistently subcooled (1.3–8.4 K), confirming complete condensation within the ejector across all investigated operating conditions.

These results indicate a partial decoupling between the useful temperature level and the condenser operating pressure — an effect not accessible in conventional vapour-compression systems, where the achievable temperature is directly tied to the condensation pressure. This behaviour confirms

that the two-phase condensing ejector can act not only as a pressure recovery device, but also as a means of locally elevating the thermodynamic potential of the working fluid, without penalising the compressor operating conditions.

The demonstrated ability to access a higher temperature level at the ejector outlet, independent of the condenser pressure, may be particularly relevant for applications requiring simultaneous heat delivery at multiple temperature levels, such as combined space heating and domestic hot water preparation. Future work should address the design and performance of a heat exchanger integrated at the ejector outlet section, in order to quantify the practically recoverable heat and its impact on overall system efficiency.

AKNOWLEDGEMENTS

The research results presented in the paper were partially financed by the Project No. WZ/WM-IIM/2/2026 supported by the Ministry of Science and Higher Education, Poland.

REFERENCES

[1] Bergander, M.J. (2006). Refrigeration Cycle with Two-Phase Condensing Ejector. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, Paper 748.
[2] Bergander, M.J., Schmidt, D.P., Hebert, D.P., Wojciechowski, J., Szklarz, M. (2008).Condensing Ejector for Second Step Compression in Refrigeration Cycles. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, Paper 885.
[3] Colarossi, M., Trask, N., Schmidt, D.P., Bergander, M.J. (2012). Multidimensional modeling of condensing two-phase ejector flow. *International Journal of Refrigeration*, 35(2), 290–299. https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.10.009
[4] Gruber, S., Rola, K., Urbancl, D., Goričanec, D. (2024). Recent Advances in Ejector-Enhanced Vapor Compression Heat Pump and Refrigeration Systems—A Review. *Energies*, 17(16), 4043. https://doi.org/10.3390/en17164043
[5] Aidoun, Z., Ameur, K., Falsafioon, M. (2019). Current Advances in Ejector Modeling, Experimentation and Applications for Refrigeration and Heat Pump Systems. *Inventions*, 4(1), 16. https://doi.org/10.3390/inventions4010016
[6] Jing, S., Chen, Q., Zhou, Y., Yu, J. (2023). Thermodynamic analysis of a modified booster-assisted ejector heat pump cycle with dual condensers. *Applied Thermal Engineering*, 235, 121351. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121351
[7] Biferi, G., Giacomelli, F., Mazzelli, F., Milazzo, A. (2016). CFD modelling of condensation inside a supersonic ejector working with R134a. *Energy Procedia*, 101, 1232–1239. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.156
[8] Tang, Y., et al. (2025). Study on evolution law of non-equilibrium phase transition flow and performance improvement of steam ejector for MED-TVC desalination system. *Energy,* 316, 134462. https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.134462
[9] Ameur, K., Taslimi Taleghani, S. (2025). Experimental characterization of a CO_2 heat pump with ejector for building heating applications. *Energy and Buildings*, Article 116521, https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2025.116521
[10] Śmierciew, K., Gagan, J., Łukaszuk, M., Dudar, A., Zou, H., Yang, T., Butrymowicz, D. Revisiting the Mixing Chamber Velocity Coefficient in Two-Phase Ejectors: A Physically Interpretable Approach, *International Journal of Refrigeration,* 189, 1 – 10, Article 106996, https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2026.106996

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_70

Porównanie metod oceny współczynnika przenikania ciepła przegród w istniejącym budynku jednorodzinnym przed termomodernizacją

WIKTORIA BERNAT, KATARZYNA ZWARYCZ-MAKLES

Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska
al. Piastów 17, 70-310 Szczecin
e-mail: Katarzyna.Zwarycz-Makles@zut.edu.pl

Słowa kluczowe: przenikanie ciepła przegród, pomiary współczynnika przenikania ciepła *U*, pomiary *U* in situ w budynkach

W pracy przedstawiono porównanie wyników wyznaczania współczynnika przenikania ciepła *U* przegród budowlanych istniejącego budynku jednorodzinnego przed planowaną termomodernizacją z wykorzystaniem dwóch podejść badawczych: pomiarów in situ metodą miernika gęstości strumienia ciepła (Heat Flux Meter – HFM) zgodnie z normą ISO 9869-1 oraz obliczeń teoretycznych wykonanych w programie Audytor OZC 7.0 EDU. Badania przeprowadzono w budynku mieszkalnym zlokalizowanym w Szczecinie. Analizie poddano pięć przegród: ścianę zewnętrzną, dach, strop pomiędzy parterem i nieogrzewanym poddaszem, ścianę wewnętrzną oraz podłogę na gruncie.

Pomiary wykonano przy użyciu wielofunkcyjnego miernika Testo 435 wyposażonego w czujniki temperatury oraz czujnik gęstości strumienia ciepła. Każdy cykl pomiarowy prowadzono przez 72 godziny, zgodnie z wymaganiami normowymi. Dla wszystkich przegród przeprowadzono analizę stabilności wyników, wykorzystując kryterium różnicy wartości współczynnika U wyznaczonych dla początkowych i końcowych dwóch trzecich okresu pomiarowego. We wszystkich przypadkach uzyskano wartości poniżej 5%, co potwierdziło poprawność i wiarygodność przeprowadzonych pomiarów.

Średnie wartości współczynnika przenikania ciepła uzyskane metodą HFM wyniosły odpowiednio: 0,504 W/(m²·K) dla ściany zewnętrznej, 1,709 W/(m²·K) dla dachu, 0,365 W/(m²·K) dla stropu parter–poddasze, 0,402 W/(m²·K) dla ściany wewnętrznej oraz 0,312 W/(m²·K) dla podłogi na gruncie. Wartości obliczone w programie Audytor OZC 7.0 EDU różniły się od wyników pomiarowych w zakresie od 11,3% do 50,0%. Najmniejszą rozbieżność odnotowano dla ściany zewnętrznej, natomiast największą dla ściany wewnętrznej i podłogi na gruncie. W przypadku dachu wartość uzyskana z pomiarów była wyższa od obliczeniowej o 28,3%, co wskazuje na występowanie dodatkowych strat ciepła nieuwzględnionych w modelu teoretycznym. Z kolei dla stropu nad parterem wyniki pomiarowe okazały się korzystniejsze od wartości obliczeniowych.

Uzyskane rezultaty potwierdzają, że rzeczywiste właściwości cieplne przegród istniejących budynków mogą znacząco odbiegać od wartości wyznaczanych metodami obliczeniowymi. Wskazuje to na konieczność uzupełniania analiz projektowych pomiarami in situ, szczególnie podczas przygotowywania działań termomodernizacyjnych. Przeprowadzone badania dowodzą przydatności metody HFM jako narzędzia oceny rzeczywistych strat ciepła oraz identyfikacji przegród wymagających poprawy izolacyjności cieplnej.

Wstęp

Poprawa efektywności energetycznej budynków stanowi jeden z podstawowych kierunków polityki energetycznej i klimatycznej. Sektor budownictwa odpowiada za znaczną część zużycia energii, dlatego ograniczenie strat ciepła przez przegrody zewnętrzne ma kluczowe znaczenie dla zmniejszenia

zapotrzebowania na energię. Jednym z najważniejszych parametrów opisujących jakość ochrony cieplnej budynków jest współczynnik przenikania ciepła *U* przegród budowlanych [1, 2]. W nowych budynkach wartość współczynnika *U* przegród określa się na podstawie dokumentacji projektowej i właściwości materiałów. W budynkach istniejących jest to znacznie trudniejsze ze względu na brak pełnej dokumentacji oraz zmiany właściwości materiałów wynikających ze starzenia, zawilgocenia, degradacji lub przeprowadzonych modernizacji [3–5]. Dlatego coraz większe znaczenie mają metody diagnostyki cieplnej wykonywane in situ, takie jak pomiary strumienia ciepła, termografia oraz systemy monitoringu długoterminowego [4, 6–8].

Rzeczywiste warunki eksploatacji budynków rzadko odpowiadają założeniom stanu ustalonego wykorzystywanym w obliczeniach. Zmienność temperatury, oddziaływanie promieniowania słonecznego, wpływ wiatru czy akumulacja ciepła w przegrodach powodują dynamiczny charakter transportu energii [9, 11]. Istotne znaczenie mają również współczynniki przejmowania ciepła, których rzeczywiste wartości mogą odbiegać od przyjmowanych normowo, szczególnie w budynkach starszych [9].

Najczęściej stosowaną metodą wyznaczania współczynnika *U* jest metoda obliczeniowa oparta na znajomości budowy przegrody i parametrów materiałowych [2]. W budynkach istniejących jej zastosowanie utrudnia brak wiarygodnych danych o konstrukcji przegród, dlatego często konieczne są odkrywki, analiza archiwalnej dokumentacji i porównania z obiektami referencyjnymi [3, 10]. Ważnym zagadnieniem są mostki cieplne, czyli lokalne niejednorodności zwiększające przepływ ciepła. Ich pomijanie może prowadzić do istotnego niedoszacowania strat energii [12, 13]. W celu dokładniejszej analizy stosuje się programy numeryczne, takie jak THERM czy TRISCO, umożliwiające modelowanie przepływu ciepła w dwóch i trzech wymiarach [12, 13].

Za referencyjną metodę pomiarowego wyznaczania współczynnika *U* przegród budowlanych uznaje się metodę miernika gęstości strumienia ciepła (Heat Flux Meter, HFM) opisaną w normie ISO 9869-1 [14]. Polega ona na jednoczesnym pomiarze strumienia ciepła oraz temperatur po obu stronach przegrody, co pozwala wyznaczyć jej opór cieplny i współczynnik przenikania ciepła. Norma zaleca prowadzenie badań przez co najmniej 72 godziny, przy czym dla przegród o dużej pojemności cieplnej okres ten powinien być dłuższy [14]. Dokładność wyników zależy od stabilnych warunków pomiarowych oraz właściwej lokalizacji czujników, z dala od mostków cieplnych, źródeł ciepła czy bezpośredniego nasłonecznienia [5].

Pomiary wykonywane metodą HFM obarczone są niepewnością wynikającą głównie z niestacjonarnego charakteru przepływu ciepła [4, 8, 14]. W masywnych przegrodach energia jest okresowo magazynowana, co powoduje opóźnienie między zmianami temperatur a obserwowanym strumieniem ciepła [4, 7]. W praktyce różnice pomiędzy wartościami obliczeniowymi a pomiarowymi współczynnika *U* mogą osiągać 20–50% [3, 10].

Z kolei metody termometryczne należą do najprostszych technik służących do oceny współczynnika przenikania ciepła przegród budowlanych. W literaturze spotykane są pod nazwami Air-to-Surface Temperature Ratio (ASTR) oraz Temperature-Based Heat Transfer Method (THM). W odróżnieniu od metody miernika gęstości strumienia ciepła nie wymagają one stosowania czujników strumienia ciepła, a jedynie pomiarów temperatur [4, 9]. Na podstawie zależności pomiędzy zmierzonymi temperaturami i warunkami wymiany ciepła możliwe jest oszacowanie oporu cieplnego oraz współczynnika *U* [4]. Do realizacji pomiarów wystarczają standardowe czujniki temperatury, co sprawia, że metoda jest tania i łatwa do zastosowania w istniejących budynkach, natomiast dokładność zależy od poprawnego określenia współczynnika przejmowania ciepła oraz stabilnych warunków pomiarowych [9].

Najlepsze rezultaty uzyskuje się przy różnicy temperatur pomiędzy środowiskiem wewnętrznym i zewnętrznym przekraczającej 10–15°C [4]. Choć metody ASTR i THM są mniej dokładne niż metoda HFM, mogą stanowić wartościowe narzędzie wstępnej diagnostyki energetycznej oraz uzupełnienie bardziej zaawansowanych badań [4, 9].

Kolejne metody pomiarowe to metoda QIRT oraz Hot Box. Ilościowa termografia podczerwieni (Quantitative Infrared Thermography – QIRT) jest metodą pozwalającą nie tylko na jakościową ocenę rozkładu temperatur na powierzchni przegród, lecz również na szacowanie ich parametrów cieplnych. Technika wykorzystuje obrazy termowizyjne rejestrowane kamerą podczerwoną oraz modele wymiany ciepła uwzględniające konwekcję, przewodzenie i promieniowanie. Na tej podstawie możliwe jest określenie lokalnych różnic temperatur i identyfikacja obszarów o zwiększonych stratach energii [4, 7]. Metoda jest szczególnie przydatna w wykrywaniu mostków cieplnych, wad wykonawczych oraz miejsc degradacji izolacji termicznej.

Metoda Hot Box (ang. Hot Box Method) polega na wytworzeniu kontrolowanych warunków cieplnych po jednej stronie badanej przegrody i pomiarze ilości energii przepływającej przez jej fragment. W badaniach wykorzystuje się specjalną komorę lub skrzynkę grzewczą utrzymującą zadaną temperaturę, co umożliwia określenie oporu cieplnego i współczynnika przenikania ciepła U badanej przegrody [1, 4]. Zaletą metody jest ograniczenie wpływu zmiennych warunków atmosferycznych, co pozwala uzyskać bardziej stabilne wyniki niż w przypadku niektórych pomiarów prowadzonych bezpośrednio w warunkach eksploatacyjnych. Technika ta znajduje zastosowanie zarówno w badaniach laboratoryjnych, jak i w wybranych pomiarach terenowych.

W celu skrócenia czasu badań rozwijane są metody krótkookresowe wykorzystujące analizę zużycia energii cieplnej budynku oraz zaawansowane algorytmy przetwarzania danych [8]. Coraz większe znaczenie mają również systemy monitoringu oparte na tanich czujnikach temperatury i wilgotności współpracujących z mikrokontrolerami [6].

Współczesne badania koncentrują się na integracji różnych metod pomiarowych oraz wykorzystaniu sztucznej inteligencji i uczenia maszynowego do analizy danych [1, 3, 4]. Najbardziej wiarygodną metodą wyznaczania współczynnika U pozostaje metoda HFM zgodna z ISO 9869-1 [14], mimo iż coraz większe znaczenie zyskują metody termometryczne, termografia ilościowa oraz systemy monitoringu niskokosztowego [4, 6, 7].

W związku z tym nowością w niniejszej pracy jest bezpośrednie porównanie wyników współczynników przenikania ciepła U pięciu różnych przegród istniejącego budynku jednorodzinnego wyznaczonych metodą pomiarową HFM oraz metodą obliczeniową w programie Audytor OZC 7.0 EDU. Badania wykazały skalę rozbieżności pomiędzy wartościami rzeczywistymi a teoretycznymi oraz potwierdziły, że rzeczywiste właściwości cieplne przegród mogą odbiegać od obliczeń nawet o 50%, co ma istotne znaczenie dla planowania i optymalizacji działań termomodernizacyjnych.

1. Pomiary współczynnika przenikania ciepła przegród budynku metodą HFM

1.1. Charakterystyka budynku

Budynek, w którym dokonano pomiarów to dom jednorodzinny zlokalizowany w Szczecinie, wolnostojący, niepodpiwniczony, wybudowany w 2002 r. Obiekt znajduje się w I strefie klimatycznej i posiada powierzchnię użytkową 225,80 m² oraz kubaturę 643,42 m³. Budynek ma zwartą, parterową bryłę bez poddasza użytkowego (poddasze obecnie nieużytkowe i nieogrzewane), z garażem wbudowanym i wejściem głównym od strony zachodniej. Na kondygnacji parteru znajduje się 16 pomieszczeń, w tym kotłownia z niezależnym wejściem zewnętrznym. Wysokie koszty ogrzewania,

wynikające głównie z niewystarczającej izolacyjności przegród zewnętrznych, były podstawą do podjęcia działań termomodernizacyjnych. Dach pokryty jest dachówką ceramiczną, izolacja to warstwa wełny mineralnej o grubości 0,15 m ułożona na stropie poddasza. Ściany zewnętrzne są wykonane z bloczków keramzytowych PK-19 o grubości 0,39 m, bez dodatkowego ocieplenia. Ściany wewnętrzne wykonano z cegły kratówki K-1. Strop nad parterem stanowi płyta żelbetowa o (beton zbrojony o grubości 0,1 m), pokryta płytą wiórowo-cementową. Podłoga na gruncie składa się z warstwy piasku, betonu fundamentowego, izolacji ze styropianu o grubości 0,10 m oraz warstw wykończeniowych. Stolarkę otworową stanowią okna dwuszybowe w profilach PVC oraz drzwi i okna balkonowe.
W niniejszej pracy przedstawiono metodę pomiaru przenikającego strumienia ciepła wraz z wynikami określającymi współczynniki U dla przegród badanego budynku jednorodzinnego wykonane w celu określenia realnych wartości strat ciepła w istniejącym budynku przygotowywanym do termomodernizacji. Pomiary zrealizowano przy użyciu wielofunkcyjnego miernika Testo 435 (metoda HFM), współpracującego z odpowiednimi sondami pomiarowymi i miernikiem gęstości strumienia ciepła.

1.2. Pomiar metodą HFM

Metoda pomiaru współczynnika przenikania ciepła *U* tą metodą opiera się na bezpośrednim pomiarze gęstości strumienia przechodzącego przez przegrodę oraz różnicy temperatur po obu jej stronach. Pomiar polega na rejestrowaniu temperatury powierzchni i gęstości strumienia ciepła przez czujniki umieszczone po obu stronach przegrody. Metoda uwzględnia wpływ warunków zewnętrznych, takich jak na przykład zmiany temperatury i nasłonecznienia. Współczynnik przenikania ciepła *U* można wyznaczyć z zależności [14]:

$$U = \frac{q}{T_i - T_e} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right] \tag{1}$$

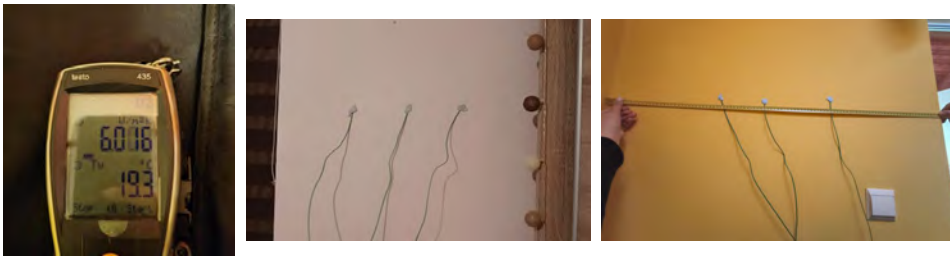
gdzie: q - gęstość strumienia ciepła [W/m^2], T_i - temperatura powietrza po stronie wewnętrznej przegrody [°C], T_e - temperatura powietrza po stronie zewnętrznej przegrody [°C]. Metoda zakłada warunki quasi-stacjonarnego przepływu ciepła, co oznacza, że zmienność parametrów w czasie powinna być ograniczona.

Pomiary współczynnika przenikania ciepła przegród budowlanych wykonano przy użyciu miernika wielofunkcyjnego Testo 435. Układ pomiarowy obejmował 3 czujniki temperatury powierzchniowej ściany NTC. Czujniki mocowane są bezpośrednio do powierzchni ściany masą mocującą, czujniki wyznaczają średnią temperaturę powierzchni przegrody od strony wewnętrznej i ograniczają wpływ lokalnych nierównomierności temperatury. Kolejny czujnik temperatury NTC - powietrza wewnętrznego jest zabudowany w głowicy sondy, wykonuje jednoczesny pomiar temperatury powietrza w pomieszczeniu. Czujnik NTC temperatury zewnętrznej przesyła dane do miernika. Dodatkowo stosowano czujnik gęstości strumienia ciepła montowany na badanej przegrodzie. Wynik pomiaru strumienia ciepła jest następnie łączony z pomiarem temperatur po obu stronach ściany, co umożliwia obliczenie współczynnika *U* zgodnie z ISO 9869. Urządzenie umożliwia ciągły zapis danych pomiarowych z określonym interwałem czasowym oraz ich późniejszą analizę. W Tabeli 1 opisano parametry techniczne charakteryzujące elementy wielofunkcyjnego miernika.

Tabela 1. Parametry techniczne czujników HFM współpracujących z miernikiem Testo 435 [15].

Czujnik	Mierzona wielkość	Parametr	Wartość
3 × czujnik temperatury powierzchniowy NTC	temperatura powierzchni ściany od strony wewnętrznej, temperatura powietrza wewnętrznego	Zakres pomiarowy	-20 do +70 °C
		Typ czujnika	NTC
1 × czujnik temperatury powietrza NTC		Dokładność temperatury	Klasa 1; 0,1 °C
		Dokładność U	±0,1 W/(m²·K) ; ±2%
1 × czujnik temperatury NTC	temperatura powietrza zewnętrznego	Typ czujnika	NTC
		Zakres pomiarowy	-40 do +70 °C
		Rozdzielczość	0,1 °C
		Dokładność	±0,2÷0,3 °C
1 × czujnik gęstości strumienia ciepła (cienkowarstwowa termopłytka)	gęstość strumienia ciepła	Mierzona wielkość	gęstość strumienia ciepła
		Zakres pomiarowy	±200 W/m²; 0,1 W/m²
		Dokładność	ok. ±5%
		Czułość	ok. 50 µV/(W/m²)
		Grubość płytki	ok. 1,5 mm
		Wymiary aktywne	ok. 80 × 80 mm
		Typ sygnału	mV

Punkt pomiarowy według metodyki pomiaru oraz normy ISO 9869-1 powinien być zlokalizowany w miejscu reprezentatywnym dla analizowanej przegrody, tak aby spełniać następujące warunki: brak mostków cieplnych (np. nadproża, miejsca połączeń konstrukcyjnych), brak bezpośredniego oddziaływania promieniowania słonecznego, oddalenie od źródeł ciepła (grzejniki, urządzenia elektryczne), brak intensywnych przepływów powietrza, przeciągów. Na Rysunku 1 przedstawiono kilka wybranych zdjęć wykonanych w trakcie przeprowadzania pomiaru.



Rysunek 1. Wybrane zdjęcia z pomiaru miernikiem wielofunkcyjnym Testo 435 w istniejącym budynku jednorodzinnym (źródło: materiały własne W. Bernat)

Najkorzystniejszym okresem prowadzenia pomiarów jest sezon zimowy (grzewczy). Zgodnie z normą ISO 9869-1, wynik pomiaru uznaje się za wiarygodny, jeżeli różnica pomiędzy wartościami współczynnika *U* wyznaczonymi dla kolejnych okresów analizy nie przekracza 5% oraz długość okresu promieniowania jest wystarczająca do zminimalizowania wpływu akumulacji cieplnej.

1.3. Wyniki pomiarów

W opracowaniu przeanalizowano wyniki pomiaru in situ dla 5 przegród budowlanych wykonane z wykorzystaniem urządzenia Testo 435. Każdy pomiar wykonywany był przez okres 72 h, w celu ustabilizowania pomiaru. Do analizy wybrano 2 serie pomiarów po 30 odczytów. Przy każdym pomiarze odczytywano wartości temperatury zewnętrznej Te, temperatury wewnętrznej Ti, oporu przejmowania ciepła po stronie wewnętrznej Rsi oraz gęstości strumienia ciepła q. Następnie wyliczono chwilowy współczynnik przenikania ciepła $U(t)$ według wzoru:

$$U(t) = \frac{q(t)}{Ti(t)-Te(t)} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right] \quad (2)$$

Wynik średni uzyskano zgodnie z ISO 9869-1 według metody średnich [14]:

$$U = \frac{\sum q(t)}{\sum (Ti(t)-Te(t))} \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right] \quad (3)$$

1) Przegroda ściana zewnętrzna

W Tabeli 2 zestawiono wartości średnie, minimalne oraz maksymalne uzyskane w trakcie obu cykli pomiarowych dla przegrody ściana zewnętrzna. Średni współczynnik przenikania ciepła był niższy w drugim pomiarze, natomiast wartość uśredniona dla obu serii wyniosła $0{,}504$ W/(m^2 · K). Średnia gęstość strumienia ciepła również różniła się pomiędzy seriami, a jej wartość dla całego okresu badań wyniosła $12{,}70$ W/m^2. Zmienność wartości minimalnych i maksymalnych można wiązać ze zmianami warunków cieplnych w trakcie pomiarów. Jednocześnie stabilność warunków temperaturowych pozwala uznać uzyskane wyniki za wiarygodne i reprezentatywne dla analizowanej przegrody.

Tabela 2. Zestawienie wyników po analizie danych dla ściany zewnętrznej

Pomiar	$U\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$U(t)_{min}\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$U(t)_{max}\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$q_{śr}\left[\frac{W}{m^2}\right]$	$q_{min}\left[\frac{W}{m^2}\right]$	$q_{max}\left[\frac{W}{m^2}\right]$	$\Delta T_{śr}\,[K]$	$Ti_{śr}\,[K]$
Pomiar 1	0,548	0,504	0,627	13,81	12,49	15,48	24,70	18,50
Pomiar 2	0,459	0,377	0,536	11,59	9,38	13,35	25,25	18,45
Średni	0,504	0,440	0,581	12,70	10,94	14,42	24,97	18,47

2) Przegroda dach

Uzyskane wyniki wskazują na wyższe wartości współczynnika przenikania ciepła w porównaniu do wcześniejszych analiz przegród pionowych, co świadczy o większych stratach ciepła przez badaną przegrodę dachową. W pierwszej serii pomiarowej wartość współczynnika U wyniosła $1{,}851$ W/(m^2 · K), natomiast w drugim pomiarze osiągnęła poziom $1{,}567$ W/(m^2 · K). Wartość uśredniona dla całego okresu badań wyniosła $1{,}709$ W/(m^2 · K).

Tabela 3. Zestawienie wyników po analizie danych dla dachu

Pomiar	$U\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$U(t)_{min}\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$U(t)_{max}\left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$q_{śr}\left[\frac{W}{m^2}\right]$	$q_{min}\left[\frac{W}{m^2}\right]$	$q_{max}\left[\frac{W}{m^2}\right]$	$\Delta T_{śr}\,[K]$	$Ti_{śr}\,[K]$
Pomiar 1	1,851	1,711	2,009	24,87	22,93	26,72	13,44	7,34
Pomiar 2	1,567	1,458	1,724	22,52	20,99	24,83	14,37	5,67
Średni	1,709	1,585	1,867	23,70	21,96	25,77	13,91	6,51

Również analiza gęstości strumienia ciepła wykazała znaczne wartości przepływu energii cieplnej przez dach. Średni strumień ciepła wyniósł $24{,}87$ W/m^{2}w pierwszej serii oraz $22{,}52$ W/m^{2}w drugiej. Łączna wartość średnia osiągnęła poziom $23{,}70$ W/m^2, co potwierdza intensywniejszą wymianę ciepła przez analizowaną przegrodę (Tabela 3).

3) Przegroda strop parter/poddasze

Uzyskane wartości współczynnika przenikania ciepła U wskazują na stosunkowo dobrą izolacyjność cieplną analizowanej przegrody. W pierwszym pomiarze średnia wartość współczynnika wyniosła $0{,}335$ W/(m^2 · K), natomiast w drugim cyklu pomiarowym odnotowano nieco wyższą wartość równą $0{,}395$ W/(m^2 · K). Średnia zbiorcza dla całego okresu badań osiągnęła poziom $0{,}365$ W/(m^2 · K).

Niewielki zakres zmian pomiędzy wartościami minimalnymi i maksymalnymi świadczy o stabilnym przebiegu pomiarów oraz niewielkiej zmienności parametrów cieplnych w czasie (Tabela 4). Wartości gęstości strumienia ciepła q utrzymywały się na relatywnie niskim poziomie, a średnia wartość dla obu serii wyniosła $4{,}56$ W/m^2. Otrzymane wyniki wskazują na ograniczony przepływ energii cieplnej przez przegrodę pomiędzy kondygnacjami, co potwierdza jej korzystne właściwości termoizolacyjne. Zbliżone warunki temperaturowe w obu seriach pomiarowych pozwalają uznać wyniki za reprezentatywne dla stropu między parterem a poddaszem.

Tabela 4. Zestawienie wyników po analizie danych dla stropu parter/poddasze

Pomiar	$U\ \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$U(t)_{min}\ \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$U(t)_{max}\ \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$q_{śr}\ \left[\frac{W}{m^2}\right]$	$q_{min}\ \left[\frac{W}{m^2}\right]$	$q_{max}\ \left[\frac{W}{m^2}\right]$	$\Delta T_{śr}\ [K]$	$Ti_{śr}\ [K]$
Pomiar 1	0,335	0,331	0,345	4,45	4,41	4,58	13,27	18,87
Pomiar 2	0,395	0,382	0,416	4,67	4,51	4,95	11,84	18,14
Średni	0,365	0,357	0,380	4,56	4,46	4,77	12,56	18,51

4) Przegroda ściana wewnętrzna

W tabeli 5 przedstawiono wartości współczynnika przenikania ciepła U uzyskane z pomiarów dla ściany wewnętrznej. W pierwszym pomiarze średnia wartość współczynnika wyniosła $0{,}477$ W/(m^2 · K), natomiast w drugim odnotowano niższą wartość równą $0{,}326$ W/(m^2 · K). Wartość uśredniona dla całego okresu badań osiągnęła poziom $0{,}402$ W/(m^2 · K). Widoczne różnice pomiędzy wartościami minimalnymi i maksymalnymi mogą wynikać ze zmiennego rozkładu temperatur po obu stronach przegrody oraz niewielkiej różnicy temperatur charakterystycznej dla ścian wewnętrznych.

Tabela 5. Zestawienie wyników po analizie danych dla ściany wewnętrznej

Pomiar	$U\ \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$U(t)_{min}\ \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$U(t)_{max}\ \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$q_{śr}\ \left[\frac{W}{m^2}\right]$	$q_{min}\ \left[\frac{W}{m^2}\right]$	$q_{max}\ \left[\frac{W}{m^2}\right]$	$\Delta T_{śr}\ [K]$	$Ti_{śr}\ [K]$
Pomiar 1	0,477	0,348	0,850	0,41	0,28	0,51	0,86	20,36
Pomiar 2	0,326	0,190	0,655	0,38	0,25	0,72	1,15	20,65
Średni	0,402	0,269	0,753	0,39	0,26	0,61	1,01	20,51

Analiza gęstości strumienia ciepła wykazała bardzo niskie wartości przepływu energii cieplnej. Średnia gęstość strumień ciepła wyniosła odpowiednio $0{,}41$ W/m^{2}oraz $0{,}38$ W/m^2, a wartość średnia dla obu pomiarów osiągnęła $0{,}39$ W/m^2. Otrzymane wyniki wskazują, że wymiana ciepła przez badaną ścianę była niewielka. Niewielka różnica temperatur wpływała na ograniczony przepływ strumienia ciepła oraz większą wrażliwość wyników na chwilowe zmiany warunków wewnętrznych.

5) Przegroda podłoga na gruncie

W analizowanych seriach pomiarowych uzyskano bardzo zbliżone wartości współczynnika przenikania ciepła U, co świadczy o stabilnym zachowaniu cieplnym badanej przegrody. Średnia wartość współczynnika wyniosła $0{,}326$ W/(m^2 · K) w pierwszym pomiarze oraz $0{,}298$ W/(m^2 · K) w drugim. Wartość uśredniona dla całego okresu badań osiągnęła poziom $0{,}312$ W/(m^2 · K). Niewielkie różnice pomiędzy wartościami minimalnymi i maksymalnymi potwierdzają wysoką stabilność warunków pomiarowych oraz równomierny przepływ ciepła przez podłogę.

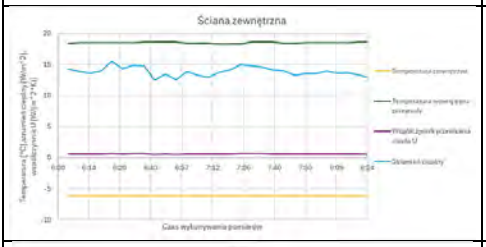
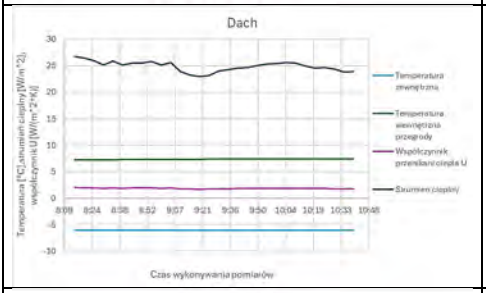
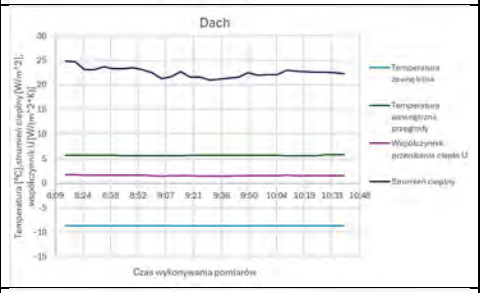
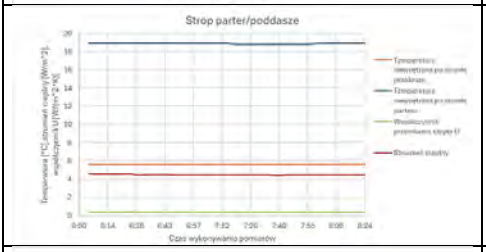
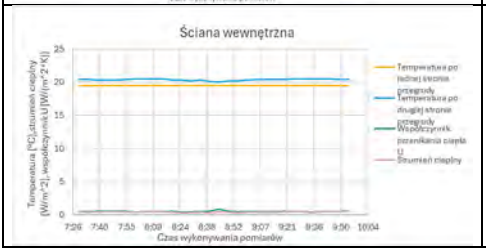
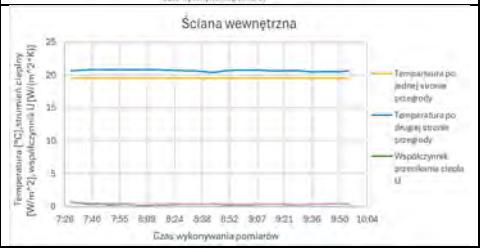
Średnia gęstość strumienia ciepła q utrzymywała się na niemal identycznym poziomie w obu cyklach pomiarowych i wyniosła $4{,}94$ W/m^2. Otrzymane wyniki potwierdzają umiarkowany poziom strat ciepła do gruntu oraz stosunkowo dobrą izolacyjność cieplną analizowanej przegrody (Tabela 6).

Tabela 6. Zestawienie wyników po analizie danych dla podłogi na gruncie

Pomiar	$U\ \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$U(t)_{min}\ \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$U(t)_{max}\ \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$	$q_{śr}\ \left[\frac{W}{m^2}\right]$	$q_{min}\ \left[\frac{W}{m^2}\right]$	$q_{max}\ \left[\frac{W}{m^2}\right]$	$\Delta T_{śr}\ [K]$	$Ti_{śr}\ [K]$
Pomiar 1	0,326	0,317	0,337	5,09	4,98	5,25	15,61	16,41
Pomiar 2	0,298	0,264	0,349	4,79	4,25	5,62	16,07	16,87
Średni	0,312	0,291	0,343	4,94	4,62	5,44	15,84	16,64

Zachowanie stabilnych parametrów temperaturowych w trakcie obu serii pomiarowych umożliwiło uzyskanie wiarygodnych i porównywalnych wyników analizy cieplnej podłogi na gruncie.
W tabeli 7 przedstawiono wykresy, na których ukazano przebiegi zmian temperatur, gęstości strumienia ciepła oraz współczynnika przenikania ciepła *U* dla 5 analizowanych przegród budowlanych.

Tabela 7. Zestawienie wykresów, na których ukazano przebiegi zmian mierzonych temperatur, gęstości strumienia ciepła oraz współczynnika przenikania ciepła *U* dla 5 analizowanych przegród budowlanych

Pomiar 1	Pomiar 2
	
	
	
	

Dla każdej przegrody wykonano dwa niezależne pomiary trwające 72 h i wybrano fragment, który ukazano na wykresach. We wszystkich przypadkach zaobserwowano względnie stabilny przebieg wartości współczynnika przenikania ciepła *U*, co potwierdza osiągnięcie warunków quasi-ustalonych i wiarygodności przeprowadzonych pomiarów. Analiza wyników dla dachu wskazuje na stosunkowo stabilny przebieg parametrów cieplnych po stronie wewnętrznej i zewnętrznej przegrody, natomiast większą zmienność wykazywała gęstość strumienia ciepła. Współczynnik przenikania ciepła *U* pozostawał jednak stabilny, co świadczy o osiągnięciu warunków quasi-ustalonych i umożliwia wiarygodną ocenę właściwości cieplnych dachu.

W przypadku stropu pomiędzy parterem a poddaszem zarówno temperatury po obu stronach przegrody, jak i wartości strumienia ciepła utrzymywały się na niemal stałym poziomie. Współczynnik przenikania ciepła U również pozostawał stabilny w czasie pomiarów. Taki przebieg parametrów wskazuje na stabilny charakter wymiany ciepła oraz jednorodność analizowanej przegrody.

Pomiary wykonane dla ściany wewnętrznej wykazywały zdecydowanie najmniejszą intensywność wymiany ciepła spośród wszystkich analizowanych przegród. Wynika to przede wszystkim z niewielkiej różnicy temperatur pomiędzy pomieszczeniami rozdzielonymi badaną ścianą. Wartość gęstości strumienia ciepła rejestrowana podczas pomiarów osiągała bardzo niskie wartości i wykazywała niewielkie lokalne zmiany, co świadczy o ograniczonym wpływie czynników zakłócających.

W przypadku podłogi na gruncie zaobserwowano stabilny przebieg temperatur oraz umiarkowane wartości strumienia cieplnego. Charakter zmian parametrów był wyraźnie spokojniejszy, co wynika z dużej pojemności cieplnej gruntu i jego powolnej reakcji na zmiany temperatury otoczenia. Wyniki potwierdzają również znaczący wpływ bezwładności cieplnej gruntu na przebieg procesów wymiany ciepła w tego typu przegrodach.

1.4. Analiza kryterium stabilności wg ISO 9869-1

Stabilność pomiarów oceniono zgodnie z normą ISO 9869-1 poprzez porównanie wartości współczynnika przenikania ciepła *U* dla początkowych oraz końcowych 2/3 okresu pomiarowego. Za spełnienie kryterium stabilności przyjęto różnicę nieprzekraczającą 5% [14]:

$$dU_{2/3} = \frac{|U_{2/3pocz} - U_{2/3kon}|}{U} * 100\% \leq 5\% \quad (4)$$

Tabela 8. Porównanie wyników kryterium stabilności dla badanych przegród budowlanych

Nazwa przegrody	Pomiar	$U\ [\frac{W}{m^2 \cdot K}]$	$U_{2/3pocz}\ [\frac{W}{m^2 \cdot K}]$	$U_{2/3kon}\ [\frac{W}{m^2 \cdot K}]$	$dU_{2/3}\ [\%]$
Ściana zewnętrzna	Pomiar 1	0,548	0,570	0,544	4,74
	Pomiar 2	0,459	0,466	0,446	4,37
	Średni	0,504	0,518	0,495	4,57
Dach	Pomiar 1	1,851	1,926	1,837	4,80
	Pomiar 2	1,567	1,637	1,559	4,98
	Średni	1,709	1,781	1,698	4,88
Strop parter/poddasze	Pomiar 1	0,335	0,339	0,334	1,52
	Pomiar 2	0,395	0,401	0,393	1,87
	Średni	0,365	0,370	0,363	1,71
Ściana wewnętrzna	Pomiar 1	0,477	0,483	0,463	4,19
	Pomiar 2	0,326	0,344	0,330	4,38
	Średni	0,402	0,413	0,396	4,27

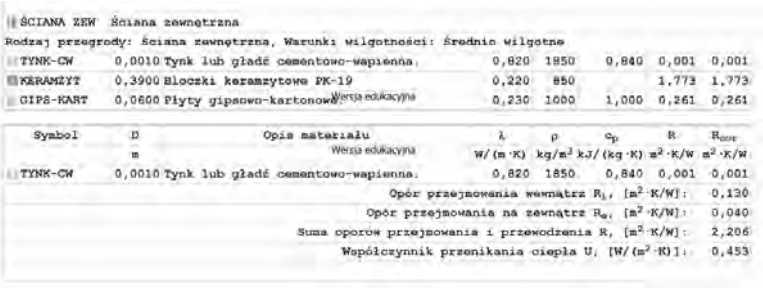
Nazwa przegrody	Pomiar	$U\ [\frac{W}{m^2 \cdot K}]$	$U_{2/3pocz}\ [\frac{W}{m^2 \cdot K}]$	$U_{2/3kon}\ [\frac{W}{m^2 \cdot K}]$	$dU_{2/3}$ [%]
Podłoga na gruncie	Pomiar 1	0,326	0,327	0,325	0,75
	Pomiar 2	0,298	0,301	0,302	0,45
	Średni	0,312	0,314	0,314	0,16

W Tabeli 8 przedstawiono porównanie wyników kryterium stabilności dla badanych przegród budowlanych. Analiza wskaźnika stabilności $dU_{2/3}$ wykazała spełnienie kryterium 5% dla wszystkich pomiarów badanych przegród. Najwyższą stabilnością charakteryzowała się podłoga na gruncie, dla której odnotowano najmniejsze różnice pomiędzy wartościami współczynnika przenikania ciepła wyznaczonymi dla początkowej i końcowej części pomiaru. Niskie wartości uzyskano również dla stropu między parterem a poddaszem, co wskazuje na stabilny przebieg wymiany ciepła i ograniczony wpływ czynników zewnętrznych. Większe wartości odnotowano dla ściany wewnętrznej ściany zewnętrznej oraz dachu, jednak pozostawały one poniżej wartości granicznej. W przypadku dachu i ściany zewnętrznej można to wiązać z bezpośrednim oddziaływaniem zmiennych warunków atmosferycznych, które wpływają na przebieg transportu ciepła przez przegrodę.

2. Wyniki obliczeń współczynników przenikania ciepła dla przegród budynku w programie Audytor OZC 7.0

W celu uzupełnienia analizy przeprowadzono obliczenia współczynników przenikania ciepła badanych 5 przegród budynku na podstawie normy ISO 6946:2017 [2] w programie Audytor OZC 7.0 EDU firmy SANKOM Sp. z o.o. [16].

Badana przegroda, ściana zewnętrzna stanowi element obudowy budynku oddzielający środowisko wewnętrzne od warunków atmosferycznych, jej podstawową funkcją jest ograniczenie strat ciepła, zapewnienie odpowiedniego komfortu cieplnego użytkowników oraz ochrona wnętrza przed wpływem czynników zewnętrznych. Konstrukcja ściany została zamodelowana jako przegroda z bloczków keramzytowych PK-19 o grubości 390 mm z wewnętrzną warstwą płyt gipsowo-kartonowych. Na podstawie przyjętego układu warstw (Rysunek 2) łączny opór cieplny przegrody wraz z normowymi oporami przejmowania ciepła po stronie wewnętrznej i zewnętrznej wynosi $R = 2{,}206\ (\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K})/\mathrm{W}$, natomiast obliczeniowy współczynnik przenikania ciepła wynosi $U = 0{,}453\ \mathrm{W}/(\mathrm{m}^2 \cdot \mathrm{K})$.


ŚCIANA ZEW Ściana zewnętrzna

Rodzaj przegrody: Ściana zewnętrzna, Warunki wilgotności: Średnie wilgotne

TYNK-CW	0,0010	Tynk lub gładź cementowo-wapienna	0,820	1850	0,840	0,001	0,001
KERAMZYT	0,3900	Bloczki keramzytowe PK-19	0,220	850		1,773	1,773
GIPS-KART	0,0600	Płyty gipsowo-kartonowe	0,230	1000	1,000	0,261	0,261

Wersja edukacyjna

Symbol	D	Opis materiału	λ	ρ	c_p	R	R_{suma}
	m	Wersja edukacyjna	W/(m·K)	kg/m³	kJ/(kg·K)	m²·K/W	m²·K/W
TYNK-CW	0,0010	Tynk lub gładź cementowo-wapienna:	0,820	1850	0,840	0,001	0,001
		Opór przejmowania wewnątrz R_i, [m²·K/W]:					0,130
		Opór przejmowania na zewnątrz R_e, [m²·K/W]:					0,040
		Suma oporów przejmowania i przewodzenia R, [m²·K/W]:					2,206
		Współczynnik przenikania ciepła U, [W/(m²·K)]:					0,453

Rysunek 2. Widok karty z programu Audytor OZC 7.0, obliczenia *U* dla ściany zewnętrznej [16]

Dach (Rysunek 3) zamodelowano jako układ trójwarstwowy składający się z dachówki ceramicznej o współczynniku przewodzenia ciepła $\lambda = 0{,}82\ \mathrm{W}/(\mathrm{m} \cdot \mathrm{K})$. Przegroda nie została ocieplona jej

warstwę wewnętrzną stanowi jedynie folia polietylenowa o grubości 0,01m i współczynniku przewodzenia ciepła $\lambda = 0{,}20$ W/(m · K), co wypływa także na szczelność przegrody oraz ograniczenie transportu wilgoci. Uwzględniając opory przejmowania ciepła po stronie wewnętrznej i zewnętrznej, całkowity opór cieplny przegrody wynosi $R = 0{,}751$ (m^2 · K)/W. Na tej podstawie wyznaczono obliczeniowy współczynnik przenikania ciepła $U = 1{,}332$ W/(m^2 · K).

Symbol	D [m]	Opis materiału	λ [W/(m·K)]	ρ [kg/m³]	c_p [kJ/(kg·K)]	R [m²·K/W]	R_{cor} [m²·K/W]
DACH		Dach					
Rodzaj przegrody: Dach, Warunki wilgotności: Średnio wilgotne							
DACHÓW_CER	0,0500	Dachówka ceramiczna.	0,820	1800	0,880	0,061	0,061
SOSNA	0,0800	Drewno sosnowe w poprzek włókien.	0,160	550	2,510	0,500	0,500
POLIETYLEN	0,0100	Folia polietylenowa.	0,200	1300	1,420	0,050	0,050
		Opór przejmowania wewnątrz R_i, [m²·K/W]:					0,100
		Opór przejmowania na zewnątrz R_e, [m²·K/W]:					0,040
		Suma oporów przejmowania i przewodzenia R, [m²·K/W]:					0,751
		Współczynnik przenikania ciepła U, [W/(m²·K)]:					1,332

Rysunek 3. Widok karty z programu Audytor OZC 7.0, obliczenia *U* dla dachu [16]

Przegroda strop parter/poddasze oddziela ogrzewaną przestrzeń użytkową od nieogrzewanego poddasza, dlatego jej zadaniem jest ograniczenie strat ciepła do strefy o niższej temperaturze. Konstrukcja stropu składa się z płyty żelbetowej o grubości 0,10 m, folii polietylenowej oraz płyt wiórowo-cementowych o grubości 0,20 m, stanowiących główną warstwę izolacyjną. Po uwzględnieniu oporów przejmowania ciepła po stronie wewnętrznej i zewnętrznej całkowity opór cieplny przegrody wynosi $R = 1{,}737$ (m^2 · K)/W, natomiast obliczeniowy współczynnik przenikania ciepła osiąga wartość $U = 0{,}576$ W/(m^2 · K).

STROP		Strop pod nieogrz. poddaszem					
Rodzaj przegrody: Strop pod nieogrz. poddaszem, Warunki wilgotności: Średnio wilgotne							
PŁ-WIÓ-CE4	0,2000	Płyty wiórkowo-cementowe gęstość 450 k	0,140	450	2,090	1,429	1,429
POLIETYLEN	0,0100	Folia polietylenowa.	0,200	1300	1,420	0,050	0,050
ŻELBET	0,1000	Żelbet.	1,700	2500	0,840	0,059	0,059
		Opór przejmowania wewnątrz R_i, [m²·K/W]:					0,100
		Opór przejmowania na zewnątrz R_e, [m²·K/W]:					0,100
		Suma oporów przejmowania i przewodzenia R, [m²·K/W]:					1,737
		Współczynnik przenikania ciepła U, [W/(m²·K)]:					0,576

Rysunek 4. Widok karty z programu Audytor OZC 7.0, obliczenia *U* dla stropu parter/poddasze [16]

Kolejną obliczaną (Rysunek 5) i analizowaną przegrodą była ściana wewnętrzna oddzielająca dwa pomieszczenia o zbliżonych warunkach temperaturowych ma układ symetryczny, obejmujący tynk cementowo-wapienny, płyty gipsowo-kartonowe oraz mur z cegły kratówki K-1 o grubości 120 mm. Całkowity opór cieplny przegrody, uwzględniający normowe opory przejmowania ciepła po obu stronach ściany, wynosi $R = 1{,}247$ (m^2 · K)/W, a obliczeniowy współczynnik przenikania ciepła $U = 0{,}802$ W/(m^2 · K).

ŚCIANA W30		Ściana wewnętrzna					
Rodzaj przegrody: Ściana wewnętrzna, Warunki wilgotności: Średnio wilgotne							
TYNK-CW	0,0100	Tynk lub gładź cementowo-wapienna.	0,820	1850	0,840	0,012	0,012
GIPS-KART	0,0800	Płyty gipsowo-kartonowe	0,230	1000	1,000	0,348	0,348
CEGŁA-K-1	0,1200	Mur z cegły kratówki K-1 120x250x63.	0,450	1300	0,880	0,267	0,267
GIPS-KART	0,0800	Płyty gipsowo-kartonowe.	0,230	1000	1,000	0,348	0,348
TYNK-CW	0,0100	Tynk lub gładź cementowo-wapienna.	0,820	1850	0,840	0,012	0,012
		Opór przejmowania wewnątrz R_i, [m²·K/W]:					0,130
		Opór przejmowania wewnątrz R_i, [m²·K/W]:					0,130
		Suma oporów przejmowania i przewodzenia R, [m²·K/W]:					1,247
		Współczynnik przenikania ciepła U, [W/(m²·K)]:					0,802

Rysunek 5. Widok karty z programu Audytor OZC 7.0, obliczenia *U* dla ściany wewnętrznej [16]

Na Rysunku 6 przedstawiono widok z programu Audytor OZC 7.0 i obliczenia współczynnika przenikania ciepła U dla podłogi na gruncie, która oddziela ogrzewaną przestrzeń budynku od podłoża gruntowego. Podłogę na gruncie zamodelowano z uwzględnieniem warstw wykończeniowych, betonu, izolacji ze styropianu o grubości 100 mm, warstwy przeciwwilgociowej, podbudowy oraz równoważnego oporu cieplnego gruntu. Dla przyjmowanego układu obliczeniowy współczynnik przenikania ciepła wyniósł $U = 0{,}213$ W/(m$^2 \cdot$ K).



STROP/GRUN Podłoga na gruncie
Rodzaj przegrody: Podłoga na gruncie. Warunki wilgotności: Średnio wilgotne
Ściana przy podłodze: ŚCIANA ZEW
Różnica wysokości podłogi i wody gruntowej Z_w: 1,50 m
Pozioma izol. krawędziowa: o grubości d_{zh} = m i długości D_h = m
Pionowa izol. krawędziowa: o grubości d_{zv} = m i długości D_v = m

Wersja edukacyjna

Symbol	D [m]	Opis materiału	λ [W/(m·K)]	ρ [kg/m³]	c_p [kJ/(kg·K)]	R [m²·K/W]	R_{cor} [m²·K/W]
SKLEJKA	0,0300	Sklejka.	0,160	600	2,510	0,188	0,188
IZOPLASTYK	0,0100	Masa podłogowa poliestrowa IZOPLASTYK.	0,505	1790	1,400	0,020	0,020
BET-CHUDY	0,0700	Podkład z betonu chudego.	1,050	1900	0,840	0,067	0,067
STYROPIANS	0,1000	Styropian ułożony szczelnie.	0,040	30	1,460	2,500	2,500
POLIETYLEN	0,0100	Folia polietylenowa.	0,200	1300	1,420	0,050	0,050
BET-CHUDY	0,0500	Podkład z betonu chudego.	1,050	1900	0,840	0,048	0,048
PIASEK-ŚR	0,1000	Piasek średni.	0,400	1650	0,840	0,250	0,250

Równoważny opór gruntu wraz z oporami przejmowania R_g, [m² K/W]: 1,579
Suma oporów przejmowania i przewodzenia R, [m²·K/W]: 4,700
Współczynnik przenikania ciepła U, [W/(m²·K)]: 0,213

Rysunek 6. Widok karty z programu Audytor OZC 7.0, obliczenia *U* dla podłogi na gruncie [16]

3. Porównanie wyników pomiarów in situ oraz wartości obliczonych w programie dla współczynnika przenikania ciepła przegród istniejącego budynku

W Tabeli 9 przedstawiono wyników pomiarów in situ oraz wartości obliczonych w programie Audytor OZC EDU dla współczynnika przenikania ciepła przegród istniejącego budynku mieszkalnego. Dla analizowanej ściany zewnętrznej pomiary wykazały średnią wartość współczynnika przenikania ciepła równą $U = 0{,}504$ W/(m$^2 \cdot$ K), wartość ta jest nieznacznie wyższa od wyniku uzyskanego metodą obliczeniową, który wyniósł $U = 0{,}453$ W/(m$^2 \cdot$ K). Różnica pomiędzy wynikiem pomiarowym i obliczeniowym wynosi około 11,3%. W porównaniu z pozostałymi analizowanymi przegrodami jest to najmniejsza rozbieżność, świadczy to o dobrej zgodności modelu obliczeniowego z rzeczywistymi właściwościami cieplnymi przegrody.

Wartość współczynnika przenikania ciepła U dla przegrody dachowej uzyskana metodą obliczeniową wyniosła $U = 1{,}332$ W/(m$^2 \cdot$ K), dla tej samej przegrody pomiary in situ wykazały średnią wartość współczynnika przenikania ciepła równą $U = 1{,}709$ W/(m$^2 \cdot$ K). Oznacza to, że wartość uzyskana podczas badań terenowych była wyższa od wartości obliczeniowej o ok. 28,3%. Różnica ta może wynikać z szeregu czynników nieuwzględnionych w modelu obliczeniowym, takich jak lokalne mostki cieplne, nieszczelności powietrzne, zawilgocenie materiałów lub starzenie się elementów przegrody. Pomiary in situ odzwierciedlają rzeczywiste warunki eksploatacyjne budynku, dlatego często wskazują wyższe wartości współczynnika przenikania ciepła niż wyniki obliczeniowe.

Tabela 9. Porównanie wyników pomiarów in situ z obliczonymi w programie Audytor OZC EDU, współczynnik przenikania ciepła *U* przegród istniejącego budynku mieszkalnego

Rodzaj przegrody	Współczynnik przenikania ciepła U [W/m² K] przegród budynku przed termomodernizacją		
	program Audytor OZC EDU	HFM miernik Testo 435	odchylenie względne [%]
Ściana zewnętrzna	0,453	0,504	+ 11,3
Dach	1,332	1,709	+ 28,3
Strop parter/poddasze	0,576	0,365	- 36,6
Ściana wewnętrzna	0,802	0,402	- 49,9
Podłoga na gruncie	0,213	0,312	+ 46,5

Dla przegrody strop parter/poddasze różnica pomiędzy współczynnikiem przenikania ciepła wyznaczonym metodą obliczeniową a wartością uzyskaną podczas pomiarów z wykorzystaniem urządzenia wyniosła 36,6%. Rzeczywista wartość jest niższa co pokazuje korzystny wpływ rzeczywistych warunków eksploatacyjnych budynku, w tym ograniczoną wymianą powietrza w przestrzeni nieogrzewanego poddasza. W przeciwieństwie do przegrody dachowej, gdzie pomiary terenowe wskazywały wyższe straty ciepła niż wynikało to z obliczeń, w przypadku stropu uzyskano efekt odwrotny.

Dla ściany wewnętrznej w wyniku pomiarów przeprowadzonych metodą in situ uzyskano średnią wartość współczynnika przenikania ciepła równą $U = 0{,}402$ W/(m^2 · K), jest ona istotnie niższa od wartości obliczeniowej wynoszącej $U = 0{,}802$ W/(m^2 · K), co oznacza różnicę rzędu około 50%. Taka znaczna rozbieżność jest charakterystyczna dla przegród wewnętrznych, w których występują niewielkie różnice temperatur po obu stronach ściany. Uzyskane wyniki wskazują, że w badanym okresie wymiana ciepła pomiędzy pomieszczeniami była ograniczona, co potwierdzają również niewielkie wartości gęstości strumienia cieplnego obserwowane podczas pomiarów.

W badaniach przeprowadzonych metodą in situ z wykorzystaniem miernika Testo średnia wartość współczynnika przenikania ciepła dla podłogi na gruncie wyniosła $U = 0{,}312$ W/(m^2 · K), podczas gdy wartość obliczeniowa uzyskana w programie Audytor OZC EDU osiągnęła $U = 0{,}213$ W/(m^2 · K). Oznacza to, że wartość wyznaczona eksperymentalnie była wyższa o około 46,5% od wartości teoretycznej. Zaobserwowana różnica może wynikać z uproszczeń przyjętych w modelu obliczeniowym, który zakłada jednorodność materiałów oraz idealne warunki wykonawcze. W rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych na przepływ ciepła mogą wpływać lokalne mostki cieplne, nierównomierne ułożenie izolacji, zawilgocenie warstw podłogowych lub różnice pomiędzy rzeczywistymi a projektowanymi właściwościami materiałów. Wyniki pokazują wyższe straty ciepła do gruntu niż przewidziano na podstawie modelu teoretycznego, co podkreśla znaczenie pomiarów in situ w ocenie rzeczywistej efektywności energetycznej przegród budowlanych.

Podsumowanie

Przeprowadzone badania umożliwiły kompleksową ocenę właściwości cieplnych przegród istniejącego budynku jednorodzinnego przed planowaną termomodernizacją. W pracy zestawiono wyniki pomiarów współczynnika przenikania ciepła *U* wykonanych metodą HFM zgodnie z wymaganiami normy ISO 9869-1 z wartościami uzyskanymi metodą obliczeniową przy wykorzystaniu programu Audytor OZC 7.0 EDU. Zastosowane podejście pozwoliło określić stopień zgodności modeli obliczeniowych z rzeczywistymi warunkami eksploatacji budynku.

Analiza wykazała, że wszystkie przeprowadzone pomiary spełniły kryterium stabilności normowej, co potwierdza wysoką jakość uzyskanych wyników. Największe straty ciepła stwierdzono w obrębie dachu, dla którego uzyskano najwyższą wartość współczynnika przenikania ciepła wynoszącą 1,709 W/(m²·K). Oznacza to, że właśnie ta przegroda powinna stanowić priorytetowy element przyszłych działań termomodernizacyjnych. Korzystniejsze parametry odnotowano dla stropu nad parterem oraz podłogi na gruncie, natomiast ściana zewnętrzna wykazała umiarkowany poziom izolacyjności cieplnej.

Porównanie wyników pomiarowych i obliczeniowych wykazało występowanie istotnych rozbieżności. Dla części przegród wartości wyznaczone eksperymentalnie były wyższe od obliczeniowych, natomiast dla innych niższe. Różnice te osiągały od 11,3% do 50,0%, co wskazuje na znaczący wpływ rzeczywistych warunków eksploatacyjnych, starzenia materiałów, lokalnych mostków cieplnych, zawilgocenia oraz niedoskonałości wykonawczych.

Uzyskane rezultaty dowodzą, że pomiary in situ stanowią istotne uzupełnienie klasycznych metod obliczeniowych oraz pozwalają na bardziej wiarygodną ocenę efektywności energetycznej istniejących budynków. W praktyce projektowej ich wykorzystanie może prowadzić do trafniejszego doboru zakresu termomodernizacji, właściwego określenia potencjału oszczędności energii oraz ograniczenia błędów wynikających z przyjmowania wyłącznie danych projektowych lub katalogowych.

Podziękowania

Autorzy dziękują właścicielce analizowanego budynku za życzliwość i udostępnienie budynku do pomiarów niezbędnych do realizacji badań.

Skróty

HFM - metoda pomiaru miernikiem gęstości strumienia ciepła, ang. Heat Flux Meter
ASTR – metoda pomiaru temperaturowa, ang. Air-to-Surface Temperature Ratio
THM – metoda pomiaru temperaturowa, ang. Temperature-Based Heat Transfer Method
QIRT – metoda pomiaru termografii podczerwonej, ang. Quantitative Infrared Thermography
Hot Box – metoda pomiaru, ang. Hot Box Method

Bibliografia

[1] Song A., Kim Y., Hwang S., Shin M., Lee S., A Comprehensive Review of Thermal Transmittance Assessments of Building Envelopes, Buildings, 14(11), 3304, 2024. DOI: 10.3390/buildings14103304
[2] ISO 6946:2017, Building Components and Building Elements – Thermal Resistance and Thermal Transmittance – Calculation Methods.
[3] Hejazi B., Huß A., Frick J., Garrecht H., Comparative Evaluation of In Situ U-Value Measurement Techniques of an External Wall in a Multi-Method Field Study, Energies, 19, 2668, 2026. DOI: 10.3390/en19112668
[4] Nardi I., Lucchi E., In Situ Thermal Transmittance Assessment of the Building Envelope: Practical Advice and Outlooks for Standard and Innovative Procedures, Energies, 16, 3319, 2023. DOI: 10.3390/en16083319
[5] Belok J., Steidl T., Wojewódka D., Pomiary in-situ charakterystyk izolacyjności cieplnej przegród budowlanych, Fizyka Budowli w Teorii i Praktyce, VI(2), 11–16, 2011.

[6] Mobaraki B., Castilla Pascual F.J., Lozano-Galant F., Lozano-Galant J.A., Porras Soriano R., In situ U-value Measurement of Building Envelopes Through Continuous Low-Cost Monitoring, Case Studies in Thermal Engineering, 43, 102778, 2023. DOI: 10.1016/j.csite.2023.102778
[7] Nardi I., Lucchi E., de Rubeis T., Ambrosini D., Quantification of Heat Energy Losses Through the Building Envelope: A State-of-the-Art Analysis With Critical and Comprehensive Review on Infrared Thermography, Building and Environment, 146, 190–205, 2018. DOI: 10.1016/j.buildenv.2018.09.050
[8] Foit H., Świerc A., Foit W., Contribution to the Short Measurement Method for Determining the Thermal Characteristics of Existing Buildings: Total Heat Transmission Coefficient Estimation Based on Double Measurement, Architecture Civil Engineering Environment, 1, 103–114, 2017. DOI: 10.21307/acee-2017-011
[9] Sobolewski M., Wykorzystanie współczynników przejmowania ciepła w projektowaniu i badaniach termicznych przegród zewnętrznych budynków, Acta Scientiarum Polonorum Architectura, 15(1), 41–53, 2016.
[10] Respondek Z., Diagnostyka cieplna ścian zewnętrznych, Budownictwo o Zoptymalizowanym Potencjale Energetycznym, 1(17), 75–80, 2016.
[11] Geryło R., Określanie współczynnika strat ciepła przez przenikanie odnośnie do przegród budowlanych i ich połączeń, Prace Instytutu Techniki Budowlanej, 1(133), 3–11, 2005.
[12] Alsabry A., Łaskawiec K., Szymański K., Rojek Ł., Analiza wpływu wybranej metodologii oceny mostków cieplnych na bilans energetyczny budynku, Budownictwo i Architektura, 17(1), 157–168, 2018.
[13] Pawłowski K., Ocena mostków termicznych w aspekcie cieplno-wilgotnościowym – studium przypadku, Inżynier Budownictwa, 2024, 62–67.
[14] ISO 9869-1:2014, Thermal Insulation – Building Elements – In-Situ Measurement of Thermal Resistance and Thermal Transmittance – Part 1: Heat Flow Meter Method.
[15] Testo SE & Co. KGaA. testo 435 – Multifunction Measuring Instrument. Data Sheet. Lenzkirch, Germany. Dostęp: https://media.testo.com/media/fc/5d/da17bef960b7/testo-435-Data-sheet.pdf (dostęp: 23.07.2026).
[16] SANKOM Sp. z o.o. Audytor OZC 7.0 EDU, program komputerowy. Warszawa: SANKOM, 2019. Dostępne w: https://www.sankom.pl, (dostęp: 22.06.2026).

Rozdział 11
Spalanie, biomasa i gospodarka odpadami

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_71

Thermal studies of coal with biomass pyrolysis in the aspect of a circular economy

AGNIESZKA KIJO-KLECZKOWSKA[1], MAGDALENA SZUMERA[2], PAWEŁ RUTKOWSKI[2], MARCIN GAJEK[2], MAGDALENA LEŚNIAK[2], JAROSLAW KRZYWANSKI[3], WOJCIECH NOWAK[4], ADAM GNATOWSKI[1]

[1] Czestochowa University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Czestochowa, Poland
Dąbrowskiego 69, 42-201 Częstochowa
[2] AGH University of Krakow, Faculty of Materials Science and Ceramics, Krakow, Poland
Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
[3] Jan Dlugosz University in Czestochowa, Faculty of Science and Technology, Czestochowa, Poland
Armii Krajowej 13/15, 42-200 Częstochowa
[4] AGH University of Krakow, Faculty of Energy and Fuels
Mickiewicza 30, 30-059 Kraków
[1] e-mail: a.kijo-kleczkowska@pcz.pl

Keywords: coal, biomass, pyrolysis, thermal analysis, fuzzy logic model

One of the fundamental assumptions of the Circular Economy paradigm is the rational management of waste streams amid increasingly restrictive environmental and emissions regulations. Despite the progressing energy transition, coal remains a dominant primary energy carrier, while ongoing socio-economic development leads to a systematic increase in waste generation. Experiments were conducted in an inert argon atmosphere within a temperature range of 20–1000°C using thermogravimetric analysis (TG), Differential thermal analysis (DTA), and mass spectrometry (MS). The results show that the addition of biomass modifies the DTG peak temperatures, mass-loss rates, and gas-evolution profiles of coal-biomass blends under inert conditions. An additional contribution of this study is the development of an artificial intelligence-based predictive model for peak temperature and mass loss rate, using a fuzzy logic approach with a single-input, multiple-output architecture. This model provides a robust tool for predicting the pyrolysis behaviour of coal–biomass systems and may support further modelling and optimisation of coal-biomass thermochemical conversion.

Introduction

Fuel exposed to high temperatures undergoes successive stages of decomposition, accompanied by a series of chemical reactions. Thermochemical routes include combustion, gasification, pyrolysis, torrefaction, and hydrothermal liquefaction of fuels and waste [1-3]. The course of chemical reactions during fuel decomposition depends not only on its composition but also on the process technology, including the reaction rate and the oxygen content of the atmosphere. Reference [4] describes the formation mechanisms of selected gaseous pollutants during thermal conversion processes. In the case of pyrolysis, the quantity and release rate of gaseous products depend on both fuel composition and pyrolysis conditions, including temperature and heating rate.

Thermal analysis comprises a group of methods used to characterise changes in selected material properties as a function of temperature [5-6]. Among these, thermogravimetry (TG) enables continuous monitoring of sample mass under a controlled temperature program, producing thermogravimetric (TG) curves and their differential form (DTG), which represent, respectively, mass change and its rate as functions of time and temperature. Differential thermal analysis (DTA) records

the temperature difference between a sample and an inert reference, allowing qualitative identification of exothermic and endothermic effects, which appear as characteristic deviations in the DTA curve. Exothermic processes typically include oxidation and phase formation, whereas endothermic processes are associated with phenomena such as polymorphic transitions, decomposition reactions, and dehydration. Mass spectrometry (MS) is employed to analyse gaseous products evolved during thermal decomposition. The method involves ionisation of gaseous species followed by separation of ions according to their mass-to-charge ratio (m/z) and detection based on ionic current intensity. In coupled thermal analysis-MS, selected ion-current signals can be used to monitor gas evolution. Without calibration and appropriate correction for fragmentation and overlapping ions, the signals should be interpreted primarily qualitatively or comparatively under identical measurement conditions. Characteristic signals are commonly used to monitor the evolution of gas, for example: m/z = 2 (H_2), 16 (CH_4), 17 (NH_3), 18 (H_2O), 26 (C_2H_2), 27 (HCN), 28 (CO), 30 (NO_x), 36 (HCl), 44 (CO_2), and 64 (SO_2) [7].

1. Measurement methodology

In the study, the authors used hard coal, agricultural and forest biomass waste from one of the Polish power plants. An important preparatory step for the measurements was to crush the fuels, grind them in a laboratory mill, and then sift them through a 200 µm sieve. An external company performed proximate and ultimate analyses of the fuels.

Thermal measurements TG/DTG/DTA/MS were performed using a STA 449 F3 Jupiter (Netzsch) apparatus connected to a QMS Aëolos (Netzsch) mass spectrometer, from the Faculty of Materials Science and Ceramics at the AGH University of Krakow. To verify the repeatability of the measurements, the tests were repeated twice for the given experimental conditions, with an accuracy of ±5°C. Measurements were performed in an argon atmosphere (gas flow rate of 40 mL·min.$^{-1}$), using fuel samples weighing approximately 16 mg (in dust form), placed in Al_2O_3 crucibles. The samples were heated from ambient temperature to 1000 °C, at a rate of 10 °C·min^{-1}.

The measurements enabled determination of the mass loss rates of the fuels under consideration during pyrolysis, as well as the accompanying thermal effects and the qualitative composition and evolution profiles of the gaseous products.

The chemical composition of the samples was determined using wavelength-dispersive X-ray fluorescence (WDXRF) to characterise the inorganic elemental composition, with concentrations reported as oxide equivalents. Samples were prepared as pressed pellets with boric acid (H_3BO_3) used as a binder. The material was crushed, homogenised, mixed with the binder in a 1:1 mass ratio, and pressed at approximately ≃100 bar to obtain homogeneous pellets suitable for analysis.

2. Analysis of the measurement results

The behaviour of fuels in thermal processes depends on their composition and conditions.

2.1. Fuel composition analysis

Table 1 illustrates the proximate and ultimate analyses of the tested fuels. In the case of biomass waste, the high volatile matter content - VM (68.67-71.74%), low sulfur content - S (0.04-0.11%), and carbon content - C (44.62-47.98%), and higher heating value (HHV) of 17.73-19.43 MJ/kg were noted. The biomasses contained more hydrogen (H), nitrogen (N; only AB), and oxygen (O), and less moisture (M) than the coal under consideration. A higher sulphur content (1.26%) and ash content (17.15%) characterise hard coal. The fuel ratio (FR = FC/VM) was 0.26 for both biomass samples and 1.82 for coal.

Table 1. Proximate and ultimate analyses of the considered fuels* (a - analytical state) [Source: authors' own work].

Fuel	M	VM	A	HHV	C	H	N	O	S	FC	FR	FC/FR
	(%)	(%)	(%)	(MJ·kg^{-1})	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	-	(%)
Biomass (AB)	6.13 ± 0.51	71.74 ± 0.82	3.14 ± 0.38	19.43 ± 158	47.98 ± 1.31	5.81 ± 0.66	0.78 ± 0.11	36.16	0.11 ± 0.06	18.99	0.26	73.04
Biomass (FB)	6.95 ± 0.58	68.67 ± 0.79	6.51 ± 0.76	17.73 ± 278	44.62 ± 1.31	5.56 ± 0.66	0.47 ± 0.11	35.89	0.04 ± 0.06	17.87	0.26	68.73
Coal (C)	14.57 ± 0.82	24.25 ± 1.18	17.15 ± 0.23	20.57 ± 150	52.79 ± 0.93	3.46 ± 0.40	0.68 ± 0.22	10.22	1.26 ± 0.08	44.03	1.82	24.19

* tests performed by an external company fixed carbon: FC = 100 - (M + VM + A); FR = FC/VM

The chemical composition of the analysed raw materials (hard coal, agricultural biomass waste, forest biomass waste) confirms the predominance of organic matter and low inorganic content (Table 2). All analysed materials are strongly carbon-rich, confirming the predominance of the organic fraction, while inorganic components occur at significantly lower concentrations. The hard coal sample exhibits the most complex, mineral-rich composition, whereas agricultural biomass is a highly carbonaceous material with minimal inorganic content, and forest biomass exhibits intermediate characteristics. The results indicate clear compositional differentiation among the samples in both elemental diversity and inorganic constituents expressed as oxide equivalents.

Table 2. WDXRF-derived inorganic composition of the investigated fuels [Source: authors' own work].

Oxide	Agricultural biomass (wt.%)	Forest biomass (wt.%)	Hard coal (wt.%)
SiO_2	0.298	3.347	7.373
Al_2O_3	0.084	0.542	5.528
MgO	0.993	0.445	0.386
Na_2O	0.089	–	0.943
K_2O	1.549	0.674	0.319
CaO	0.817	2.494	0.344
SO_3	0.893	0.383	3.053
P_2O_5	0.676	0.441	0.053
Cl	0.144	0.069	0.617
Fe_2O_3	0.038	–	–
TiO_2	0.016	0.051	0.184
MnO	0.005	0.058	–
Cr_2O_3	–	0.007	–

The table includes the principal oxide components. Trace constituents (generally below 0.01–0.05 wt.%) have been omitted for clarity, though they were detected during analysis. These include, among others, NiO, ZnO, Br, Rb_2O, SrO, Bi_2O_3, CuO, Y_2O_3 and PbO. Their exclusion does not affect the overall interpretation of the compositional trends.

2.2. DTA/TG/DTG/MS analysis

Figures 1-2 and Table 3 present the results of thermal analysis of the fuels and the identification of gases released during pyrolysis using the TG/DTG/DTA/MS method. An example of TG/DTG/DTA results for coal is presented in Fig. 1. The pyrolysis process of the fuel is identified by heat absorption

or release, the rate of mass change and gas emission. The DTA curve corresponds to the heat effects, the TG curve to fuel mass loss over the temperature range, the DTG curve to the fuel mass loss rate at the temperatures of characteristic peaks, and the MS curve to the gases released during pyrolysis at a heating rate of 10 °C·min^{-1}. It should be emphasised that the rate of material mass loss is derived from changes in its TG mass and is related to chemical reactions and gas release during pyrolysis. The DTA/TG/DTG curves facilitate the interpretation of gas evolution during fuel pyrolysis, identified by m/z values. The MS results correspond to the emission temperature ranges for H_2O, H_2, CH_4, other hydrocarbons, NH_3, HCN, CO, HCl, and CO_2. Figure 2 presents an example of MS results for m/z=16 ion-current signal, used as an indicator of CH_4-related gas evolution. The addition of biomass to hard coal modifies the selected ion current intensities of these compounds compared to coal alone. Enhanced gas release was observed during devolatilization, reflected by variations in ion current profiles within specific temperature ranges. Emission intensities correspond to fuel composition. The DTA curves, indicate endothermic and exothermic effects of pyrolysis reactions, with maximum values occurring at intensive degassing, as indicated by DTG peak positions. The pyrolysis process of the considered fuels is preceded by an endothermic stage involving moisture evaporation up to about 200°C, followed by endothermic and exothermic stages associated with degassing of volatile matter, secondary reactions, and transformations of inorganic constituents.

Agricultural biomass and its blends (biomass >50%) showed the highest ion-current responses for H_2- and CH_4-related species; higher signals for NH_3- and HCN-related species were also observed. Fuel composition, including FC and FR values (Table 1) and proximate and ultimate composition (VM, FC, C, H, N, S), significantly governs thermal behaviour, affecting not only TG/DTG profiles but also DSC/DTA and MS peak intensities associated with pyrolysis processes. Co-pyrolysis modified the thermal decomposition and gas-evolution behaviour relative to coal alone. The behaviour of these fuels is highly complex and results not only from their initial composition but also from chemical reactions and the release of various gases during high-temperature pyrolysis.

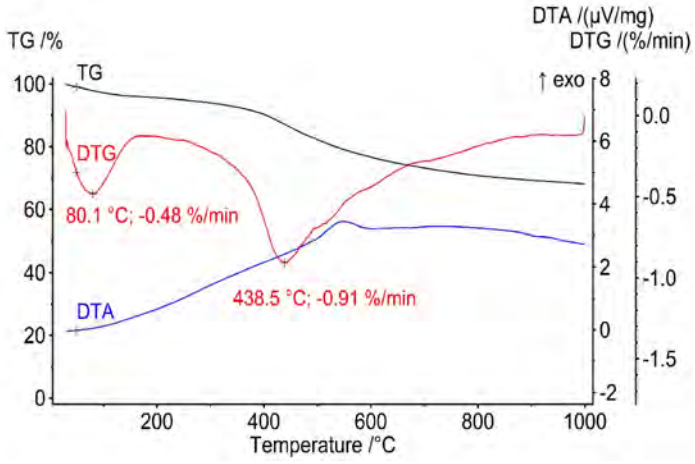


Figure 1. Results of measurements TG/DTG/DTA for hard coal (C) [Source: authors' own work].

Table 3. Main parameters from thermal analysis TG/DTG/DTA, at a heating rate: 10 °C·min.$^{-1}$ [Source: authors' own work].

Fuel	$T_{DTG\ peak}$ (°C) (first peak)	DTG (%·min.$^{-1}$) (first peak)	$T_{DTG\ peak}$ (°C) (second peak)	DTG (%·min.$^{-1}$) (second peak)
Coal (C)	438.5	0.91	-	-
Agricultural biomass (AB)	318.8	6.40	-	-
Forest biomass (FB)	330.9	3.17	-	-
25%C/75%AB	323.6	4.98	-	-
50%C/50%AB	317.1	3.21	425.3	0.85
75%C/25%AB	320.3	1.77	439.5	0.82
25%C/75%FB	331.9	2.47	-	-
50%C/50%FB	333.2	1.66	424.5	0.87
75%C/25%FB	328.8	0.95	430.5	0.90

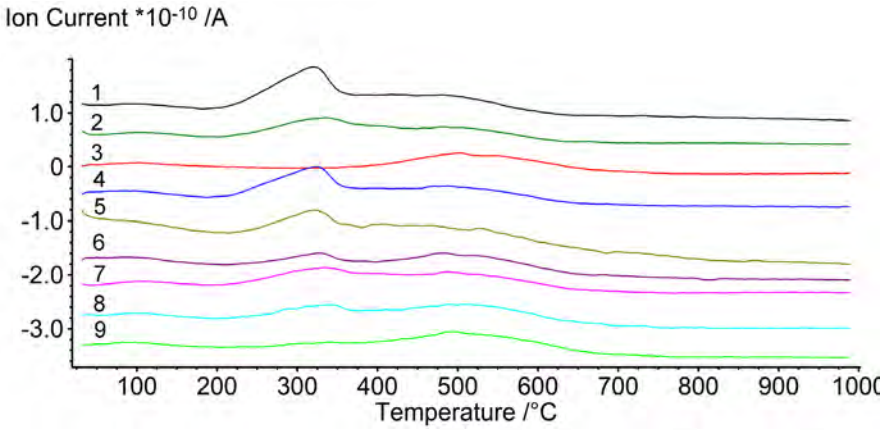


Figure 2. Results of profiles of evolved gases of fuels: 1 - AB, 2 - FB, 3 - C, 4 – 25C/75AB, 5 – 50C/50AB, 6 – 75C/25AB, 7 – 25C/75FB, 8 – 50C/50FB, 9 – 75C/25FB; m/z=16 [Source: authors' own work].

3. Fuzzy logic modelling method

Highly nonlinear, complex, and poorly defined interactions during co-pyrolysis of coal and biomass often make conventional mechanistic or kinetic models challenging, especially when generalising behaviour across diverse fuel blends.

The fuzzy logic–based modelling approach, also called a knowledge-based system [8], is a rule-based inference method that enables handling of uncertainty, imprecision, and the complex behaviour of ill-defined processes, such as co-pyrolysis. Membership functions and fuzzy rules capture key process trends in co-pyrolysis without requiring precise kinetic parameters or reaction pathways. Thus, the fuzzy logic-based modelling technique is suitable for ill-defined cases, e.g., when multiple interacting factors influencing thermal behaviour are difficult to determine, and there is a lack of large-scale datasets for developing machine learning algorithms [9]. Due to these advantages, fuzzy logic has been applied in several modelling areas, such as fuel combustion [10]. Fuzzy-logic modelling of coal–biomass co-pyrolysis was also addressed in our previous study [11]. A novel AI-based fuzzy logic (FL) model was developed in the study because the FL-based approach allows the description of imprecise, ambiguous, and poorly defined mechanisms that occur in highly complex processes [12]. The Qtfuzzylite application (www.fuzzylite.com) with the Sugeno approach [13] was employed to develop the model with one input and four outputs. The input, AlternativeFuelBlendings, provides

information about the waste fuels discussed in the study using the triangular linguistic terms: AB for Agro Biomass, Coal for hard coal, FB for Forest Biomass, and C25_AB75, C50_AB50, C75_AB25, C75_FB25, C50_FB50, C25_FB75 for different mass percentage shares of coal (C) in blendings with Agro Biomass (AB) and Forest Biomass (FB), respectively. The model is capable to predict four outputs using constant linguistic terms, describing peaks on DTG profiles, mainly: DTGmaxTemperature_IstPeak (the temperature of the first peak), DTGmax_IstPeak (the maximum weight loss rate, corresponding to the first peak), DTGmaxTemperature_IIndPeak (the temperature of the second peak), DTGmax_IIndPeak (the weight loss rate, corresponding to the second peak). Thus, the developed model is a SIMO (Single Input, Multiple Outputs) model, a step toward mimicking certain aspects of human inference, particularly in decision-making and in the uncertainty of the described processes. The output constant linguistic terms set defines the behaviour of waste fuels and their mixtures. Figures 3-4 illustrate the input and output parameters. Table 4 provides the fuzzy rule base of the model. The rules in the table define a precise behaviour of both parent fuels and their mixtures. The comparison of the measured and calculated results is shown in Fig. 5. The maximum relative error between the measured and calculated data is less than 2%. Thus, based solely on one input, the model accurately predicts the temperatures of the first, maximum, and second peaks, as well as the mass loss rates corresponding to the first and second peaks on the DTG curve, across all considered tests for a full range (0–100% wt.) of various waste fuels. Studies on machine learning reveals that humans outperform AI systems in generalising knowledge from small or limited amounts of data [14]. In this context, FL-based system development, particularly SIMO-type models, constitutes a human-like system that uses linguistic rules, incorporates expert knowledge, and employs modular problem decomposition, thereby reducing data requirements while maintaining full interpretability [15]. Moreover, modularity and transferability of rules are listed as crucial elements of Artificial General Intelligence (AGI) architecture. However, achieving AGI requires further hybrid integration with mechanisms of perception and metacognition [16-17]. Thus, the development of the SIMO model using a fuzzy logic approach is not only an alternative to classic AI methods but also a step towards intelligent systems that learn from a few examples and operate on explainable rules understandable to humans.

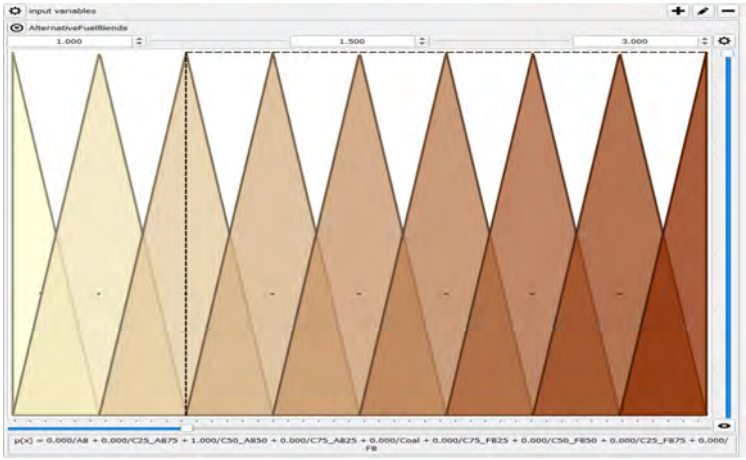


Figure 3. Input of the developed model [Source: authors' own work].

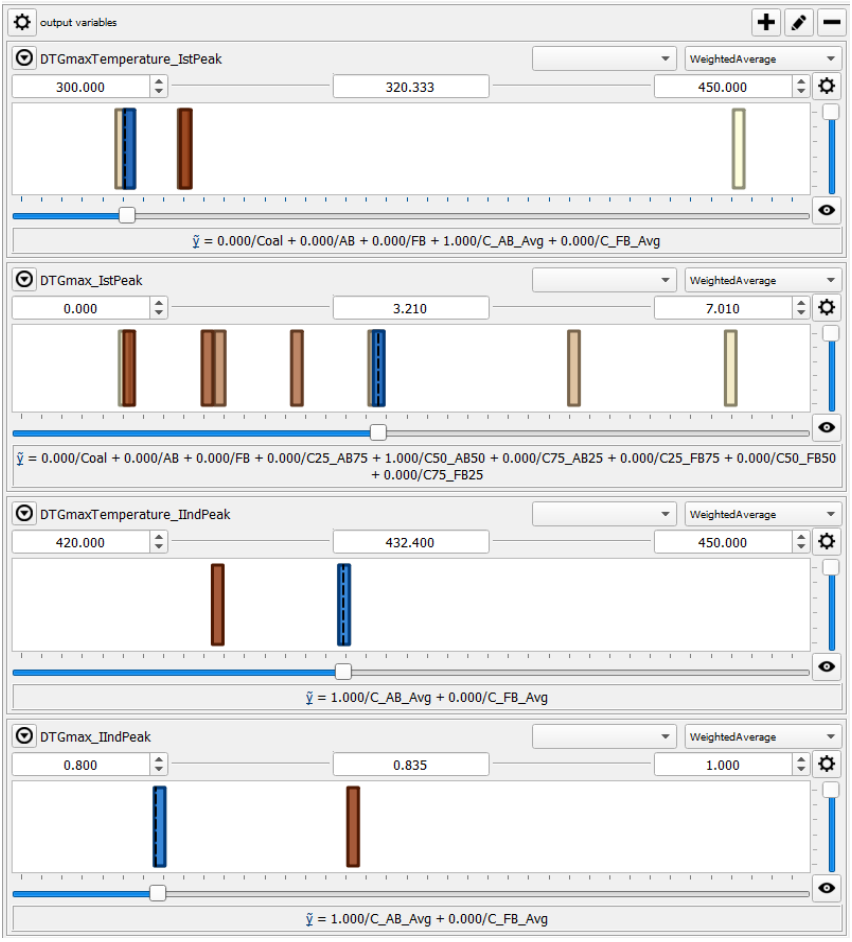


Figure 4. Outputs of the developed model [Source: authors' own work].

Table 4. The fuzzy rule base of the developed model [Source: authors' own work].

Fuel group	DTGmaxTemperature _IstPeak	DTGmax _IstPeak	DTGmaxTemperature _IIndPeak	DTGmax _IIndPeak
Coal	Coal	Coal	–	–
AB	AB	AB	–	–
FB	FB	FB	–	–
C25_AB75, 50_AB50, C75_AB25	C_AB_Avg	corresponding blend	C_AB_Avg	C_AB_Avg
C25_FB75, 50_FB50, C75_FB25	C_FB_Avg	corresponding blend	C_FB_Avg	C_FB_Avg

Note: For blended fuels, the corresponding blend denotes the specific mixture (e.g., C25_AB75, C50_AB50, C75_AB25 or C25_FB75, C50_FB50, C75_FB25).

Figure 6 displays the calculated peak DTG temperatures for the first and second peaks. Coal exhibits the highest DTG peak temperature. However, adding at least 25% biomass causes a notable decrease in the temperature of the first DTG peak, bringing it closer to the first-peak temperatures of agricultural and forest biomass.

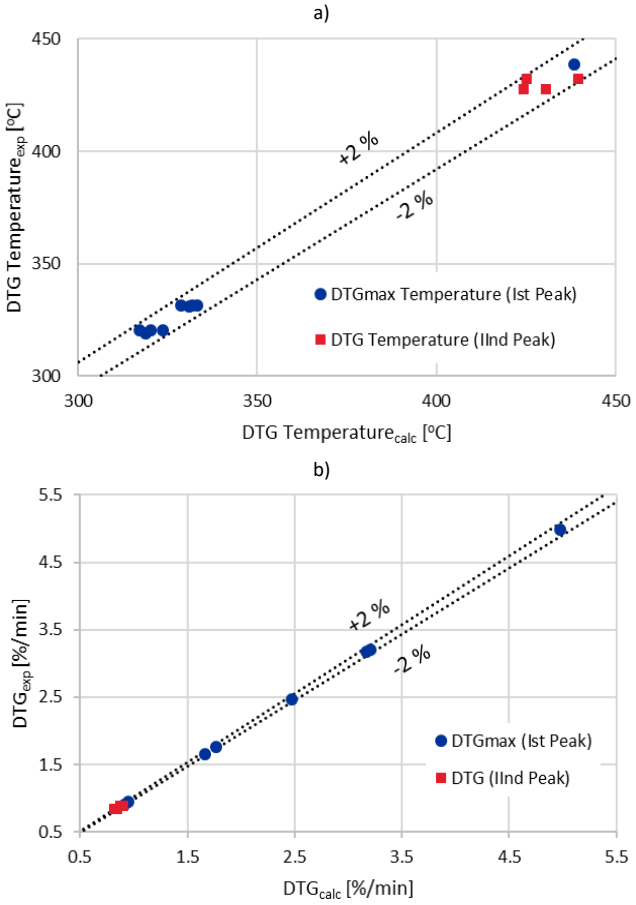


Figure 5. Comparison of the measured and calculated results for a) DTG Temperature and b) DTG of waste fuels (markers represent individual results, corresponding to the obtained experimental measurement ($_{exp.}$) and the values calculated by the model ($_{calc.}$) [Source: authors' own work].

On the other hand, the second peak in the DTG profile appears only in fuel blends with a coal share of at least 50%. No second peaks are observed in parent fuels or in fuel blends with the lowest coal content (25%).

Furthermore, the DTG peak temperatures of the second peaks are closer to those of coal's first peak. This shows that the first peak in the DTG profiles corresponds to devolatilization, while the second corresponds to char conversion in the waste fuel blends.

a)

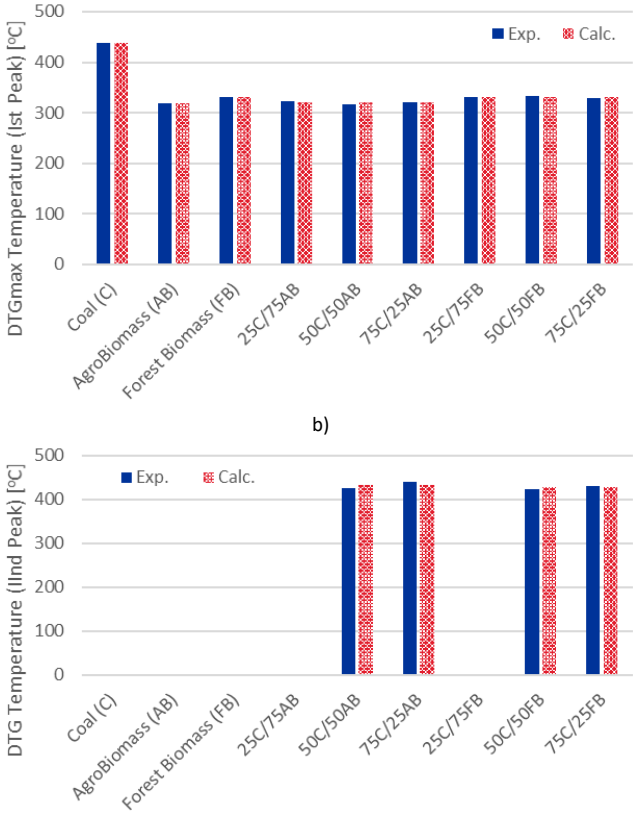
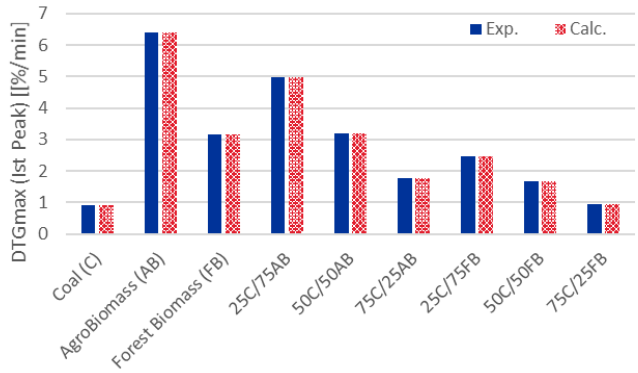


Figure 6. The effect of the mass fraction of alternative fuels on the maximum DTG peak temperatures for: a) the first peak and b) the second peak [Source: authors' own work].

The maximum weight loss rate corresponding to the first peak and the weight loss rate corresponding to the second peak are shown in Fig. 7. According to Fig. 7, coal has the lowest mass loss rate during the first peak, while agricultural biomass shows the highest. This clearly relates to the volatile matter content, with coal having the lowest and agro biomass the highest among all the fuels analysed. The behaviour corresponds to the DTG values observed for fuel blends, as an increase in coal share in the blends results in a decrease in DTG peak intensity. Similar to the DTG temperature profile, the second peak appears only in fuel blends with a coal share of at least 50%. The second DTG peaks observed for coal-rich blends occur at temperatures close to the principal DTG peak of coal.

The developed fuzzy logic model, with one input and four outputs (SIMO), is an effective tool for modelling specific aspects of human inference in limited domains. The contribution of this study is the combined experimental comparison of coal, agricultural biomass, forest biomass, and their blends using TG/DTG/DTA–MS, together with a fuzzy-logic representation of selected DTG peak parameters. Additionally, integrating a fuzzy-logic-based approach effectively captures the complex thermal behaviour of these fuel-waste mixtures, underscoring the study's originality. Ultimately, examining waste materials as potential energy sources helps advance net-zero emissions strategies and promotes sustainable, energy-efficient policies.

a)



b)

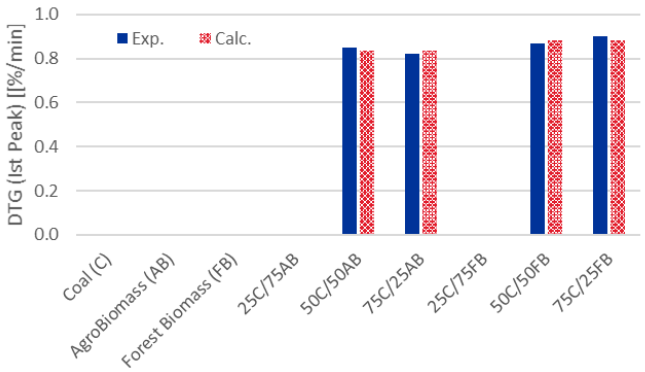


Figure 7. The effect of the mass fraction of alternative fuels on the DTG for: a) the first peak and b) the second peak [Source: authors' own work].

Conclusions

The following conclusions can be drawn from the experimental and theoretical results presented in this paper:

1. The thermochemical behaviour of the analysed fuels is strongly governed by their physicochemical composition, particularly the content of volatile matter, fixed carbon, and mineral constituents. These parameters strongly influence the thermal decomposition behaviour and are associated with differences in DTG, DTA, and gas-evolution profiles.
2. Biomass addition shifted the first DTG peak to lower temperatures relative to coal and modified the peak structure and gas-evolution profiles of the blends. These observations demonstrate blending effects; confirmation of synergy would require comparison with an additive reference model.
3. The fuzzy-logic, SIMO-type model reproduced selected DTG peak parameters for the investigated fuel compositions; its predictive capability for unseen compositions requires further validation.
4. The results indicate the potential of biomass-containing coal blends for thermochemical valorisation. Quantification of environmental and net-zero benefits would require additional assessment of product yields, emissions, process efficiency, and life-cycle impacts.

CRediT authorship contribution statement

Agnieszka Kijo-Kleczkowska - Conceptualization, Literature review, Methodology, Preparation of fuels samples, Analysis of measurement results, Writing – original draft, Writing – review & editing
Magdalena Szumera - Conceptualization, Literature review, Methodology, Preparation of fuels samples, Experimental measurements, Analysis of measurement results, Writing – original draft, Writing – review & editing
Paweł Rutkowski - Methodology, Experimental measurements, Analysis of measurement results, Writing – original draft, Writing – review & editing
Marcin Gajek - Methodology, Experimental measurements, Analysis of measurement results, Writing – original draft, Writing – review & editing
Magdalena Leśniak - Methodology, Preparation of fuels samples, Experimental measurements, Analysis of measurement results, Writing – original draft, Writing – review & editing
Jaroslaw Krzywanski - Conceptualization, Literature review, Methodology, Modelling, Writing – original draft, Writing – review & editing
Wojciech Nowak – Conceptualization
Adam Gnatowski – Literature review

Declaration of competing interests

The authors declare no known competing financial interests or personal relationships that could have appeared to influence the work reported in this paper.

Acknowledgment

The paper was prepared within the funding framework for the research subsidy BS/PB-1-100-301/2026/P (Czestochowa University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering).
Thermal measurements were conducted at the Thermophysical Research Laboratory, Faculty of Materials Science and Ceramics, AGH University of Krakow. They were financed by the "Excellence Initiative – Research University" program (IDUB) at AGH University of Krakow and by a subsidy from the Minister of Science and Higher Education for AGH University of Krakow.
The paper was prepared with funding from the research and development subsidy of the Department of Advanced Computational Methods at Jan Dlugosz University in Czestochowa, Poland.

Literature

[1] Osman, A. I., et al. (2023). Optimizing biomass pathways to bioenergy and biochar application in electricity generation, biodiesel production, and biohydrogen production. *Environmental Chemistry Letters, 21*, 2639–2705. https://doi.org/10.1007/s10311-023-01613-2
[2] Ongar, B., et al. (2023). Optimization of the design and operating characteristics of a boiler based on three-dimensional mathematical modeling. *Bulgarian Chemical Communications*, 55(2), 153–159. 10.34049/bcc.55.2.AESMT22-54
[3] Kijo-Kleczkowska, A. (2010). Research on destruction mechanism of drops and evolution of coal-water suspension in combustion process. *Archives of Mining Sciences 55(4)*, 923–946.
[4] Gajewski, W. (Ed.). (1996). *Ekologiczne aspekty przetwarzania energii*. Warszawa.
[5] Szumera, M. (2012). Charakterystyka wybranych metod termicznych, Cz. 1. LAB – Laboratoria, Aparatura, Badania, 17(6), 28–30, 32–34.

[6] Szumera, M. (2013). Charakterystyka wybranych metod termicznych, Cz. 2. LAB – Laboratoria, Aparatura, Badania, 18(1), 24–33.
[7] *NIST Chemistry WebBook*. https://webbook.nist.gov/chemistry
[8] Otwinowski, H., et al. (2022). Comprehensive knowledge-driven AI system for air classification process. *Materials, 15 (1)*, art. no. 45. DOI: 10.3390/ma15010045
[9] Krzywanski, J., et al. (2026). The Nexus of AI and Energy: A Unified Framework for Intelligent Future. *Energies, 19 (1),* art. no. 245. DOI: 10.3390/en19010245
[10] Krzywanski, J., et al. (2024). Towards cleaner energy: An innovative model to minimize NOx emissions in chemical looping and CO_2 capture technologies. Energy 312, 133397. https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.133397.
[11] Kijo-Kleczkowska, A., et al. (2025). Novel insights into co-pyrolysis: kinetic, thermodynamic, and AI perspectives. *Energy*, 326, 136301. DOI: 10.1016/j.energy.2025.136301
[12] Ross, T. J. (2005). *Fuzzy logic with engineering applications* (2nd ed.). John Wiley & Sons.
[13] Krzywanski, J., et al. (2018). Fuzzy logic and bed-to-wall heat transfer in a large-scale CFBC. International. *Journal of Numerical Methods for Heat and Fluid Flow, 28 (1)*, 254-266. DOI: 10.1108/hff-09-2017-0357
[14] Lake, B. M., et al. (2015). Human-level concept learning through probabilistic program induction. *Science, 350*(6266), 1332–1338. https://doi.org/10.1126/science.aab3050
[15] Guillaume, S. (2001). Designing fuzzy inference systems from data: An interpretability-oriented review. *IEEE Transactions on Fuzzy Systems, 9*(3), 426–443. https://doi.org/10.1109/91.928739
[16] Shaik, N., Krishna, T. M. (2025). Foundations for thinking machines in artificial general intelligence. https://doi.org/10.5281/zenodo.16736236
[17] Nassim, L., et al. (2024). Toward compositional generalization with neuro-symbolic AI: A comprehensive overview. In *Proceedings of EDIS 2024*. https://doi.org/10.1109/edis63605.2024.10783296

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_72

Badania eksperymentalne i analiza CFD procesu separacji pyłu w cyklonie pracującym w strumieniu wysokotemperaturowych spalin z biomasy

SZYMON PIETER[1], DARIUSZ KARDAŚ[2]

[1]Trójmiejska Szkoła Doktorska Polskiej Akademii Nauk
ul. Fiszera 14, 80-231 Gdańsk
e-mail: pieter@klimosz.pl
[2] Instytut Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk
ul. Fiszera 14, 80-231 Gdańsk
e-mail:dk@imp.gda.pl

Słowa kluczowe: spalanie biomasy, cyklon wysokotemperaturowy, separacja pyłu, analiza CFD

W artykule przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych oraz analiz numerycznych procesu separacji pyłu w cyklonie pracującym w strumieniu spalin ze spalania biomasy. Celem pracy była ocena możliwości zastosowania cyklonu jako prostego urządzenia wspomagającego redukcję emisji pyłu w małych układach kotłowych. Analizę przeprowadzono z wykorzystaniem modelu Lapple'a, symulacji CFD wykonanych w środowisku OpenFOAM oraz badań laboratoryjnych rzeczywistego cyklonu.

W części obliczeniowej określono wpływ temperatury spalin i średnicy cząstek pyłu na skuteczność separacji. Model Lapple'a zastosowano dla cząstek o średnicach od 0,4 do 30 μm, natomiast symulacje CFD przeprowadzono dla temperatur 100°C i 400°C. Wyniki wskazały, że niższa temperatura spalin sprzyja intensyfikacji ruchu wirowego w cyklonie oraz poprawie separacji drobnych frakcji pyłu.

Badania laboratoryjne obejmowały pomiar spadku ciśnienia oraz grawimetryczny pomiar stężenia pyłu w układzie bez cyklonu i z cyklonem. Średnie stężenie pyłu zmniejszyło się z 39,05 mg/m³ do 32,0 mg/m³, co odpowiada redukcji o około 18%. Uzyskane wyniki wskazują, że cyklon może stanowić użyteczny element wspomagający odpylanie spalin w małych instalacjach biomasowych.

Wstęp

Pył powstający podczas spalania biomasy w kotłach na paliwa stałe stanowi istotny parametr determinujący klasę urządzeń grzewczych oraz ich zgodność z normami emisyjnymi PN-EN 303-5:2023 [1] i wymaganiami dyrektywy ecodesign. Poziomy dopuszczalnej emisji są wciąż zaostrzane, a obniżenie emitowanego pyłu stanowi kryterium uzyskania wyższych poziomów dofinansowania do wymiany urządzeń grzewczych, m.in. w programie „Czyste Powietrze" (lista ZUM) oraz w gminnych programach wsparcia. Skuteczne usuwanie pyłu jest problematyczne ze względu na ograniczenia eksploatacyjne tych urządzeń i nadal stanowi istotne wyzwanie badawcze. W tym kontekście cyklony są nadal grupą odpylaczy mechanicznych. Ich podstawowe zalety to prosta budowa, brak elementów ruchomych, odporność na wysoką temperaturę, małe wymagania eksploatacyjne oraz możliwość pracy w trudnych warunkach przemysłowych. W odróżnieniu od filtrów tkaninowych cyklony mogą być stosowane bezpośrednio w gorących strumieniach gazowych, bez konieczności intensywnego chłodzenia spalin. Ma to szczególne znaczenie w instalacjach spalania biomasy, małych kotłach energetycznych, układach odzysku ciepła oraz tam, gdzie obniżanie temperatury spalin mogłoby pogorszyć bilans energetyczny układu.

Jednocześnie cyklon nie jest urządzeniem uniwersalnym. Jego skuteczność silnie zależy od średnicy cząstek, gęstości pyłu, lepkości i gęstości gazu, prędkości wlotowej, geometrii aparatu oraz obciążenia

pyłem. Szczególnie trudna jest separacja drobnych cząstek, których bezwładność jest niewielka i które łatwo podążają za strumieniem gazu. Klasyczne modele projektowe cyklonów, oparte na średnicy odcięcia i sprawności frakcyjnej, są użyteczne na etapie wstępnego doboru aparatu, ale nie zawsze dobrze opisują pracę w rzeczywistych warunkach wysokotemperaturowych [2].

Podjęcie badań nad skutecznością cyklonu w strumieniu gorących gazów wynika więc z kilku przyczyn. Po pierwsze, temperatura zmienia własności gazu, przede wszystkim jego lepkość i gęstość, a tym samym wpływa na pole przepływu, spadek ciśnienia i ruch cząstek. Badania eksperymentalne Li I Chen [3] a wcześniej Pattersona i Munza [4] wykazały, że wraz ze wzrostem temperatury może zmieniać się zarówno spadek ciśnienia, jak i skuteczność separacji, dlatego wyniki uzyskane w temperaturze otoczenia nie mogą być bezpośrednio przenoszone na warunki pracy z gorącymi spalinami. Po drugie, rzeczywiste pyły powstające podczas spalania biomasy lub paliw stałych mają złożony skład, nieregularny kształt oraz szeroki rozkład wielkości cząstek. W takich warunkach mechanizmy wychwytywania drobnych cząstek mogą być bardziej złożone niż wynikałoby to z prostego modelu bezwładnościowego. Znaczenie może mieć m.in. dyspersja turbulentna, aglomeracja cząstek, oddziaływanie cząstek ze ścianami oraz wpływ obciążenia pyłem na strukturę przepływu [5–7]. Po trzecie, w zastosowaniach praktycznych cyklon często pełni funkcję pierwszego stopnia oczyszczania spalin. Nawet jeśli nie zapewnia samodzielnie bardzo niskiej emisji pyłu drobnego, może skutecznie ograniczyć obciążenie dalszych urządzeń, takich jak filtry tkaninowe lub elektrofiltry. W małych i średnich instalacjach, gdzie koszty inwestycyjne i eksploatacyjne mają duże znaczenie, poprawnie zaprojektowany cyklon może być rozwiązaniem szczególnie korzystnym [5]. Po czwarte, cyklon jest aparatem, którego działanie zależy od silnie zawirowanego, trójwymiarowego i niestacjonarnego pola przepływu. Badania eksperymentalne i numeryczne [8–10] pokazały, że w cyklonie występują złożone struktury wirowe, w tym precesja rdzenia wiru, przepływy wtórne oraz lokalne strefy recyrkulacji. Z tego względu proste modele obliczeniowe nie zawsze są wystarczające, a coraz większe znaczenie mają symulacje CFD, umożliwiające analizę pola prędkości, trajektorii cząstek i wpływu geometrii na skuteczność separacji.

Z tych względów badania eksperymentalne cyklonu pracującego w strumieniu gorących gazów są potrzebne jako podstawa do oceny rzeczywistej skuteczności separacji, weryfikacji modeli obliczeniowych oraz dalszej optymalizacji geometrii aparatu. Szczególnie ważne jest jednoczesne określenie sprawności odpylania i spadku ciśnienia, ponieważ poprawa separacji uzyskiwana przez zwiększenie prędkości wlotowej może prowadzić do wzrostu strat energetycznych. Badania przedstawione w niniejszej pracy dotyczą właśnie cyklonu przeznaczonego do separacji pyłu w gorących gazach, co wpisuje się w potrzebę rozwijania prostych, odpornych i możliwych do zastosowania w praktyce technologii odpylania.

Celem pracy było określenie możliwości zastosowania cyklonu wysokotemperaturowego jako dodatkowego elementu redukcji emisji pyłu w kotle małej mocy zasilanym biomasą. W pracy porównano wyniki szacunkowego modelu Lapple'a, symulacji CFD wykonanych w środowisku OpenFOAM oraz badań laboratoryjnych rzeczywistego cyklonu. Analizie poddano wpływ temperatury spalin na strukturę przepływu, sprawność separacji cząstek pyłu oraz spadek ciśnienia. Uzyskane wyniki miały wskazać, czy cyklon może stanowić praktyczne i technicznie uzasadnione urządzenie wspomagające odpylanie spalin w małych instalacjach biomasowych.

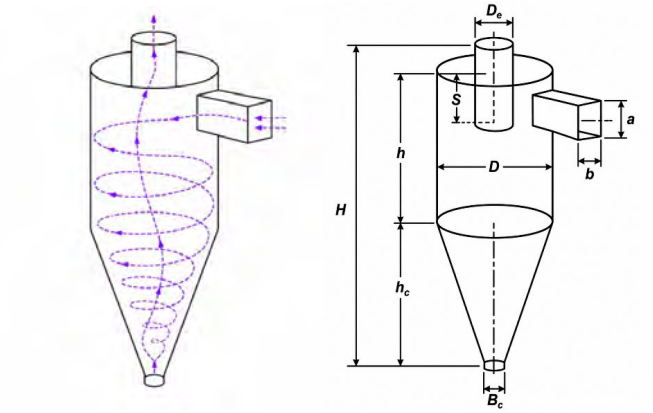
1. Obiekt badań i idea działania cyklonu

Badanym obiektem był cyklon przeznaczony do separacji pyłu ze strumienia spalin powstających podczas spalania biomasy. Sama zasada działania cyklonu opiera się na wprowadzeniu gazu do komory

separatora w sposób styczny, co powoduje powstanie silnie zawirowanego przepływu. Cząstki pyłu, wskutek działania sił bezwładności i odśrodkowych, przemieszczają się w kierunku ścianek cyklonu, tracą energię kinetyczną i są odprowadzane do części dolnej urządzenia. Oczyszczony gaz zmienia kierunek ruchu i wypływa przez centralny przewód wylotowy (Rys. 1 a).

Wybór cyklonu wynikał z potrzeby uzyskania możliwie dużej skuteczności separacji przy zachowaniu prostej i odpornej konstrukcji. W cyklonie istotne znaczenie mają proporcje geometryczne części cylindrycznej i stożkowej, szerokość oraz wysokość kanału wlotowego, średnica kominka wylotowego, a także długość drogi wirowej gazu. Parametry te wpływają na czas przebywania cząstek w aparacie, intensywność ruchu wirowego, wartość sił odśrodkowych oraz spadek ciśnienia. Z tego względu geometria cyklonu jest jednym z podstawowych czynników decydujących o kompromisie między skutecznością odpylania a oporami przepływu.

Przyjęta geometria cyklonu nawiązuje do klasycznego układu wysokosprawnego typu Stairmanda[11], w którym podstawowe wymiary aparatu określa się jako proporcje względem średnicy korpusu D (Rys.1 b). Typowe wartości tych proporcji wynoszą: wysokość wlotu $a = 0{,}5D$, szerokość wlotu $b = 0{,}2D$, średnica kominka wylotowego $D_e = 0{,}5D$, zagłębienie kominka $S = 0{,}5D$, wysokość części cylindrycznej $h = 1{,}5D$, wysokość części stożkowej $h_c = 2{,}5D$, a średnica wylotu pyłu $B_c = 0{,}375D$. Takie proporcje sprzyjają uzyskaniu intensywnego ruchu wirowego i wydłużeniu drogi cząstek w aparacie, co poprawia skuteczność separacji drobnych frakcji pyłu. Jednocześnie większa intensywność wirowania wiąże się ze wzrostem spadku ciśnienia, dlatego geometria cyklonu jest zawsze kompromisem między sprawnością odpylania a oporami przepływu.

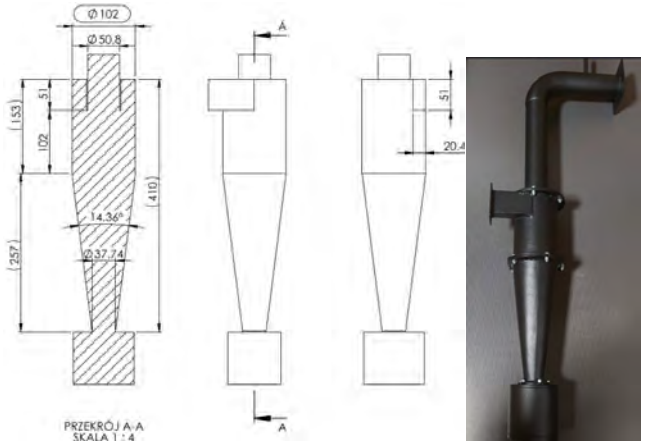


Rys.1 Cyklon a) przykładowa trajektoria cząstki, b) parametry geometryczne

W analizowanym zastosowaniu cyklon traktowano jako urządzenie wspomagające redukcję pyłu w kotle na biomasę, a nie jako samodzielny układ głębokiego oczyszczania spalin. Jego zadaniem było ograniczenie ilości cząstek stałych unoszonych ze spalinami oraz ocena, czy prosta konstrukcja mechaniczna może poprawić parametry emisyjne małego źródła spalania. Takie podejście jest szczególnie istotne w małych instalacjach, w których rozwiązania bardziej złożone, kosztowne lub wymagające częstej obsługi mogą być trudne do zastosowania.

Model komputerowy CAD, stanowiący podstawę wykonania rzeczywistego cyklonu, opracowano na podstawie geometrii przedstawionej przez Pattersona i Munza [4]. Przyjęte proporcje odpowiadają cyklonowi wysokosprawnemu typu Stairmanda, stosowanym do separacji drobnych cząstek

w strumieniach gazowych. Na rys. 2 przedstawiono model CAD oraz wykonany model rzeczywisty cyklonu.



Rys.2 Model CAD oraz wykonany model rzeczywisty cyklonu.

2. Podstawy fizyczne i model matematyczny separacji pyłu w cyklonie

Separacja cząstek pyłu w cyklonie jest wynikiem działania sił bezwładności w silnie zawirowanym strumieniu gazu. Gaz doprowadzany jest do części cylindrycznej cyklonu stycznie, przez kanał wlotowy, co powoduje powstanie wiru zewnętrznego. W tym obszarze mieszanina gazu i cząstek porusza się po torze zbliżonym do spiralnego wzdłuż ścian aparatu. Po osiągnięciu dolnej części cyklonu strumień gazu zmienia kierunek i tworzy wir wewnętrzny, którym oczyszczony gaz odpływa przez kominek wylotowy.

Cząstki pyłu nie podążają jednak idealnie za liniami prądu gazu. Ze względu na swoją masę i bezwładność mają tendencję do przemieszczania się w kierunku ścianek cyklonu. W układzie wirującym zjawisko to można interpretować jako skutek działania sił odśrodkowych. Im większa jest średnica cząstki, jej gęstość oraz prędkość obwodowa gazu, tym większa jest skłonność cząstki do opuszczenia głównego strumienia gazu i przemieszczenia się ku ścianie. Po dotarciu do ścianki cząstka traci część energii kinetycznej, opada wzdłuż ściany i jest odprowadzana do dolnej części separatora.

Procesowi temu przeciwstawia się opór aerodynamiczny działający na cząstkę. Drobne cząstki mają niewielką bezwładność i są silnie unoszone przez gaz, dlatego ich separacja jest znacznie trudniejsza. Z tego względu sprawność cyklonu jest silnie zależna od rozmiaru cząstek. Cząstki większe są zwykle separowane z wysoką skutecznością, natomiast frakcje drobne mogą być wynoszone wraz z gazem przez kominek wylotowy.

Z fizycznego punktu widzenia o skuteczności cyklonu decyduje więc konkurencja dwóch zjawisk: radialnej migracji cząstki ku ścianie pod wpływem sił bezwładności oraz unoszenia cząstki przez przepływ gazu. Jeżeli w czasie przebywania w cyklonie cząstka zdąży przemieścić się do ściany, zostaje wychwycona. Jeżeli czas ten jest zbyt krótki, cząstka opuszcza aparat wraz z gazem.

2.1. Model Lapple'a

Do wstępnej oceny skuteczności separacji zastosowano model Lapple'a, należący do klasycznych modeli inżynierskich wykorzystywanych do szacowania średnicy odcięcia oraz sprawności frakcyjnej cyklonów [12]. Model ten nie opisuje szczegółowo trójwymiarowego i niestacjonarnego pola

przepływu w cyklonie, lecz ujmuje podstawowy mechanizm separacji: przemieszczanie cząstek ku ścianie w czasie ich ruchu wirowego w aparacie.

Podstawą modelu jest porównanie czasu potrzebnego cząstce na przemieszczenie się do ścianki cyklonu z czasem jej przebywania w polu wirowym. Czas przebywania zależy od efektywnej liczby obrotów gazu N_e, natomiast szybkość radialnej migracji cząstki zależy od jej średnicy, gęstości, lepkości gazu oraz prędkości wlotowej. Przy założeniu uproszczonego pola wirowego i kulistego kształtu cząstek można wyznaczyć średnicę graniczną d_{50}, czyli średnicę cząstki, dla której sprawność separacji wynosi 50%.

$$d_{50} = \sqrt{\frac{9\mu B}{2\pi N_e \rho_p V_t}} \tag{1}$$

gdzie:
μ — lepkość dynamiczna gazu,
B — szerokość kanału wlotowego cyklonu,
N_e — efektywna liczba obrotów gazu w cyklonie,
ρ_p — gęstość cząstek pyłu,
V_t — prędkość gazu na wlocie do cyklonu.

Efektywna liczba obrotów gazu N_e jest parametrem opisującym przybliżoną liczbę obiegów, jaką wykonuje strumień gazu w cyklonie przed opuszczeniem aparatu przez kominek wylotowy. Parametr ten zależy od geometrii cyklonu oraz od struktury przepływu wewnątrz aparatu. W niniejszej pracy N_e potraktowano jako wielkość efektywną, wyznaczaną na podstawie analizy trajektorii przepływu uzyskanej w obliczeniach CFD. Dzięki temu model Lapple'a wykorzystano jako uproszczone narzędzie obliczeniowe powiązane z numeryczną analizą pola przepływu.

Z równania (1) wynika, że średnica graniczna d_{50} maleje wraz ze wzrostem prędkości wlotowej, gęstości cząstek oraz efektywnej liczby obrotów gazu. Oznacza to poprawę zdolności cyklonu do separacji drobniejszych frakcji pyłu. Z kolei wzrost lepkości gazu lub szerokości kanału wlotowego powoduje wzrost d_{50}, a więc pogorszenie separacji cząstek drobnych. Ma to szczególne znaczenie w analizie pracy cyklonu w warunkach podwyższonej temperatury, ponieważ temperatura wpływa na lepkość i gęstość gazu, a tym samym na charakter ruchu cząstek.

Na podstawie średnicy granicznej obliczono sprawność frakcyjną cyklonu dla cząstek o zadanej średnicy dp. W tym celu wykorzystano zależność:

$$\eta_{dp} = \frac{1}{1+(\frac{d_{50}}{d_p})^{2.5}} \tag{2}$$

gdzie η_{dp} oznacza sprawność separacji dla cząstek o średnicy d_p. Równanie (2) opisuje typowy przebieg krzywej sprawności frakcyjnej. Dla cząstek znacznie większych od d_{50} sprawność dąży do wartości bliskiej jedności, natomiast dla cząstek znacznie mniejszych od d_{50} gwałtownie maleje. Wykładnik 2,5 określa stromość przejścia pomiędzy zakresem niskiej i wysokiej skuteczności separacji.

2.2. Założenia i parametry obliczeń

W obliczeniach przyjęto dziesięć frakcji cząstek pyłu o średnicach:

d_p = {0,4; 0,75; 1,5; 2,5; 4; 7,5; 12,5; 17,5; 25; 30} µm

Cząstki potraktowano jako kuliste, co stanowi uproszczenie umożliwiające zastosowanie klasycznego opisu średnicy aerodynamicznej oraz oporu ruchu. Założenie to nie odzwierciedla w pełni morfologii

rzeczywistych cząstek powstających podczas spalania biomasy, które mogą mieć kształty nieregularne, porowatą strukturę oraz zmienną gęstość. Model należy więc traktować jako narzędzie szacunkowe, pozwalające określić ogólne tendencje separacji poszczególnych frakcji pyłu.

Dla analizowanych przypadków przyjęto prędkość gazu na wlocie do cyklonu równą: V_t = 10 m/s

Wpływ temperatury spalin uwzględniono przez zmianę właściwości gazu, przede wszystkim lepkości dynamicznej oraz gęstości. Tak sformułowany model zastosowano jako pierwszy, uproszczony etap analizy. Jego celem było oszacowanie potencjalnej skuteczności cyklonu oraz wskazanie zakresu średnic cząstek, dla których zmiany temperatury i warunków przepływu mają największe znaczenie.

Model Lapple'a nie uwzględnia jednak wielu zjawisk występujących w rzeczywistym cyklonie, takich jak anizotropia turbulencji, przepływ skrótowy przy kominku wylotowym, odbicia cząstek od ścian, aglomeracja, nieregularny kształt cząstek, chropowatość powierzchni oraz lokalne zaburzenia w strefie wlotowej. Z tego względu wyniki modelu analitycznego potraktowano jako punkt odniesienia dla symulacji CFD oraz badań eksperymentalnych rzeczywistego cyklonu.

2.3. Model CFD i analiza numeryczna w środowisku OpenFOAM

Obliczenia skuteczność separacji przeprowadzono za mocą programu OpenFOAM 2406 (ESI), zaś weryfikację zgodności charakterystyki pracy cyklonu z modelem numerycznym wykonano korzystając z OpenFOAM 13. Model cyklonu podzielono na 1.1 mln komórek z zastosowaniem warstwy przyściennej i zagęszczenia centralnej części urządzenia. Siatkę obliczeniową przygotowano w snappyHexMesh, który jest generatorem siatek wbudowanym w środowisko OpenFOAM [13]. Większość komórek w modelu stanowią heksaherdry (ponad 953 tys. komórek), natomiast geometrię dopełniają komórki pryzmowe oraz polihedry, umożliwiające poprawne odwzorowanie kształtów ścian cyklonu. Maksymalna odnotowana skośność komórek wynosi 2.02, natomiast maksymalna nie ortogonalność określono jako 64.84 (średnia 7.1). Obie wartości potwierdzają, że przygotowana siatka charakteryzuje się poprawną jakością geometryczną komórek. Warstwy przyścienne zdefiniowano dla rury wylotowej, kanału wlotowego, części walcowej oraz części stożkowej cyklonu. Dla każdej z podanych powierzchni przyjęto 10 warstw, z których każda rozpoczyna się pierwszą komórką o grubości 0,0002 m, natomiast współczynnik rozszerzania przyjęto na poziomie 1.1.

Obliczenia określające skuteczność modelu cyklonu w procesie separacji wykonano wykorzystując solver MPPICFoam [14] oraz dwukierunkowe sprzężenie oddziaływań między fazą gazową a cząstkami (two-way coupling). Przyjęto założenie, że wtrysk cząsteczek odbędzie się po osiągnięciu quasi-ustalonego ruchu wirowego, czyli po 1 sekundzie, a długość wtrysku trwał 0.2 sekundy. Model chmury cząstek zawierał łącznie 10 tys. drobin, które zostały podzielone w równych ilościach (po 1000 drobin) na 10 frakcji zgodnych z przyjętym modelem obliczeniowym. Obliczenia CFD przeprowadzono w dwóch wariantach: pierwszym, gdy temperatura spalin wynosiła 400°C i drugim dla 100°C. Zmiana temperatury wpłynęła bezpośrednio na gęstość płynu oraz lepkość kinematyczną.

W obliczeniach przyjęto model lepkości turbulentnej k–ε (k-epsilon), który umożliwia opis rozkładu energii kinetycznej turbulencji k oraz jej dyssypacji ε w przepływie gazu. Model k–ε odpowiada niutonowskiemu modelowi naprężeń, co oznacza ich liniową zależność od gradientu prędkości. W obszarze obliczeniowym uwzględniono działanie siły grawitacji oraz oporu aerodynamicznego cząstek opisanego modelem Ergun–Wen–Yu Drag. W obliczeniach zastosowano nieustalony model przepływu, co pozwala na analizę dynamicznego rozwoju chmury cząstek w czasie. Interakcje cząstek ze ścianami opisano modelem localInteraction, w którym dla większości powierzchni przyjęto odbicie

sprężyste z współczynnikiem restytucji e = 0,7 i tarcia μ = 0,4, natomiast dla powierzchni osadnika zastosowano warunek przyklejenia (stick). Przyjęto stałą gęstość pyłu równą 1200 kg/m^3.

W trakcie obliczeń zastosowano ogranicznik liczby Couranta ustawiony na maxCo = 1, który wpływa na stabilność i dokładność obliczeń. Aby utrzymać wartość liczby Couranta *Co* na zadanym poziomie, włączono parametr adjustTimeStep = yes. Parametr ten automatycznie dostosowywał deltat (różnicę czasu między kolejnymi krokami czasowymi) do aktualnych prędkości przepływu, tak aby przy uwzględnieniu minimalnych objętości komórek i lokalnych prędkości w tych komórkach zachować ustaloną wartość maxCo.

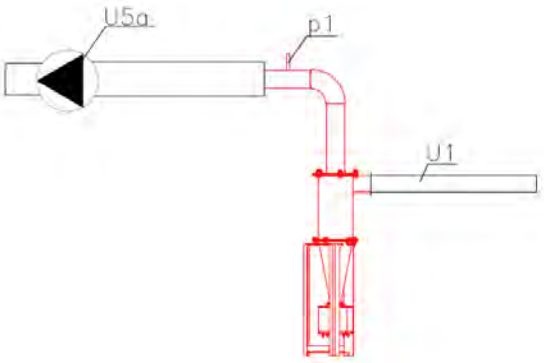
$$Co = \frac{u\ \Delta t}{\Delta x} \tag{3}$$

gdzie:
u — lokalna prędkość przepływu,
Δt — krok czasowy,
Δx – najmniejszy wymiar komórki siatki w kierunku przepływu;

3. Stanowiska badawcze oraz opis prowadzonych badań

Badania przygotowano w laboratorium kotłów na paliwa stałe w firmie Klimosz Sp. z o. o. w Pawłowicach, województwo Śląskie. W celu uporządkowania opisu eksperymentów badania podzielono na trzy warianty. Pierwszy wariant stanowiły badania weryfikacyjne spadku ciśnienia w cyklonie (rozdział 3.1). Drugi obejmował badania cyklonu zamontowanego w układzie komory testowej palników. Trzeci wariant stanowiły badania referencyjne prowadzone na stanowisku bez cyklonu. Opis badań wariantu referencyjnego oraz badań z zastosowaniem cyklonu przedstawiono w rozdziale 3.2. W trakcie realizacji badań wystąpiły trudności badawcze, które wymusiły modyfikację stanowiska badawczego. Problemy związane z walidacją badań, stanowiące podstawę wprowadzonych zmian, omówiono w rozdziale 3.3. Zmodyfikowaną wersję stanowiska badawczego przedstawiono natomiast w rozdziale 3.4.

3.1. Badanie weryfikacyjne spadku ciśnienia w cyklonie

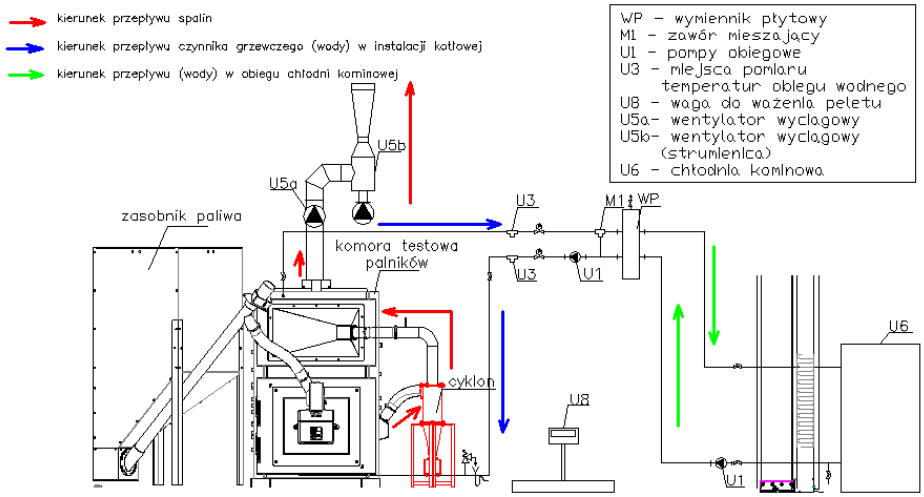


Rys. 3. Schemat porównawczego stanowiska pomiarowego do weryfikacji charakterystyki cyklonu. Cyklon oznaczono kolorem czerwonym. U1 oznacza punkt pomiaru prędkości i ciśnienia statycznego powietrza na wlocie do cyklonu, p1 oznacza punkt pomiaru ciśnienia statycznego na wylocie z cyklonu, U5a oznacza wentylator wyciągowy.

W celu weryfikacji spadku ciśnienia cyklon został podłączony bezpośrednio do wentylatora wyciągowego U5a (rys. 3). Pomiar obejmował pomiar prędkości w punkcie U1 anemometrem oraz pomiar ciśnienia statycznego pomiędzy wlotem U1 a wylotem p1. Zmierzone wartości stanowiły podstawę do weryfikacji poprawności przeprowadzonych obliczeń CFD. Czynnikiem roboczym podczas testu porównawczego było powietrze o temperaturze 18°C. Miejsca pomiaru prędkości i ciśnienia w badaniu porównawczym są takie same jak miejsca kontrolne w obliczeniach porównawczych CFD. Punkty U1 oraz p1 w badanym cyklonie odpowiadają kolejno punktom 1 oraz 2 w cyklonie obliczeniowym CFD (Rys.13)

3.2. Badanie cyklonu oraz badanie referencyjne stanowiska

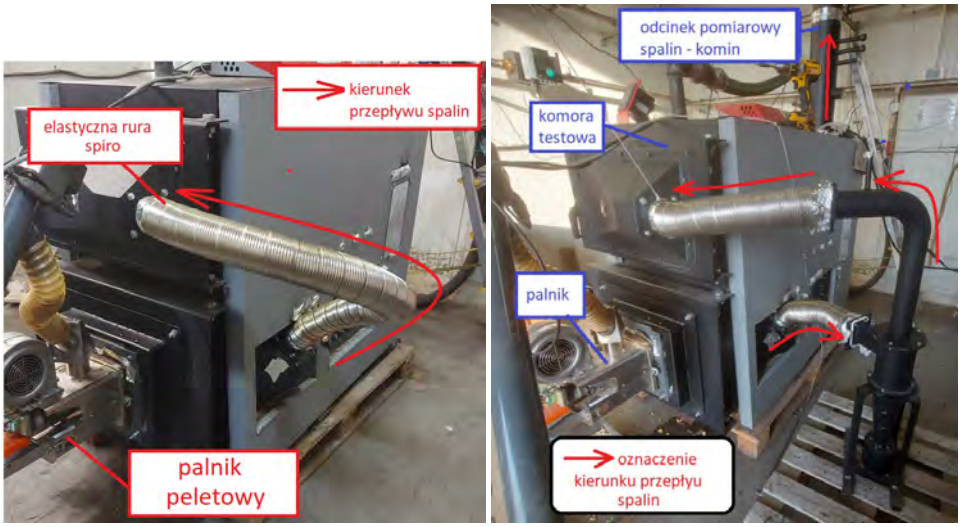
Badanie cyklonu odbyło się na stanowisku do badania kotłów zgodnie z przepisami normy PN-EN 303-5:2023. Ze względu na znaczące spadki ciśnienia w cyklonie, w układzie kominowym zastosowano połączone szeregowo dwa wentylatory wyciągowe (oznaczone U5a oraz U5b, rys.4). Wymiennik ciepła stanowi komora testowa do badań koncepcyjnych palników biomasowych. W dolnych drzwiach zainstalowano palnik peletowy o mocy 30kW. Jako wyjście z kotła do montażu cyklonu oraz układu referencyjnego wykorzystano okno rewizyjne zlokalizowane po prawej stronie korpusu (rys. 4a).



Rys. 4. Schemat stanowiska laboratoryjnego do badania cyklonu. Cyklon oznaczono kolorem czerwonym.

Stanowisko do pomiaru kotłów umożliwia zarządzanie wydajnością czynnika grzewczego oraz utrzymanie pożądanej różnicy temperatur pomiędzy zasilaniem kotła (króćcem wylotowym wymiennika ciepła) a jego powrotem (króćcem wlotowym wymiennika ciepła). Za stabilną pracę układu, tj. kontrolę temperatury wody w układzie odpowiada zarządzany automatycznie trójdrogowy zawór mieszający z siłownikiem M1 oraz chłodnia kominowa U6. Stanowisko pomiarowe wyposażono w ciepłomierz, którego sondy pomiaru temperatury czynnika roboczego (wody) w instalacji grzewczej umieszczono w tulejach pomiarowych oznaczonych jako U3. Za obieg wody w obiegu kotłowym oraz chłodni kominowej odpowiadają pompy cyrkulacyjne U1. Pomiar stężenia gazów wylotowych w tym pyłów mierzony jest w odcinku kominowym U4. Palnik peletowy zasilany jest podajnikiem ślimakowym z zasobnika peletowego. Dodatkowym stanowiskiem przygotowawczym jest waga U8, za pomocą której wyznaczana jest wydajność układu podawania.

Poziomem odniesienia dla badań poziomu zapylania dla stanowiska zasadniczego był układ referencyjny (bez cyklonu, rys.5a). Zarówno cyklon na wariancie stanowiska z cyklonem (rys.5b) jak i krótki obieg układu referencyjnego (rys.5b) został połączony z komorą testową za pomocą elastycznych rur spiro, które są odporne na wysoką temperaturę T>600°C.



(a) (b)

Rys. 5. Widok stanowiska badawczego w dwóch konfiguracjach: (a) układ referencyjny bez cyklonu, (b) układ z cyklonem zamontowanym pomiędzy komorą testową a odcinkiem kominowym.

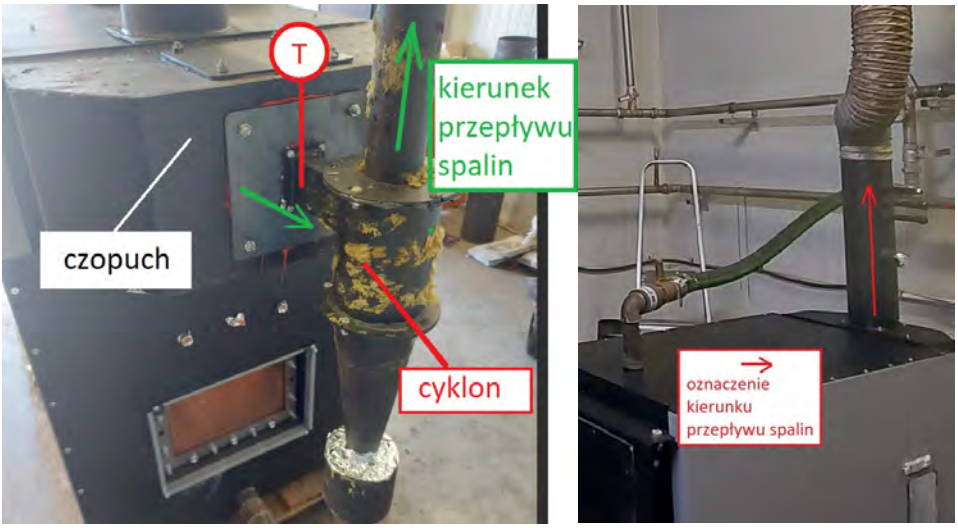
3.3. Problematyka walidacji badań

Podczas badań cyklonu zaobserwowano problemy eksploatacyjne, które wymusiły modyfikację stanowiska badawczego. W trakcie pracy układu zarówno przy nominalnej mocy palnika (30 kW), jak i przy mocy minimalnej (8 kW), występowały problemy z ciągiem kominowym. Ich konsekwencją było cofanie się spalin przez obudowę palnika, rurę podawczą oraz zasobnik paliwa. Stwierdzono również, że jedynie część strumienia spalin trafiała do odcinka pomiarowego. W związku z powyższym badania zostały czasowo przerwane, a ich kontynuacja wymagała zmiany lokalizacji montażu cyklonu w układzie. Na tym etapie przyjęto, że montaż cyklonu na czopuchu, gdzie temperatura spalin jest niższa, pozwoli na wstępną weryfikację zdolności separacyjnych urządzenia oraz będzie stanowił punkt odniesienia dla dalszych badań prowadzonych na odcinkach o wyższej temperaturze czynnika roboczego.

3.4. Zmodyfikowane stanowisko do badania cyklonu oraz nowy układ referencyjny

Zmodyfikowane stanowisko badawcze (rys. 6), przeznaczone do analizy pracy cyklonu zasilanego spalinami o niższej temperaturze, zakładało montaż cyklonu na wylocie z kotła. Zmiana konfiguracji była podyktowana problemami związanymi z wydostawaniem się spalin przez obudowę palnika oraz zasobnik peletu podczas badań prowadzonych na stanowisku przedstawionym na rysunku 5a. Problematyka prowadzenia badań na stanowisku przedstawionym na rysunku 5a opisano w punkcie 3.3. Wariant z cyklonem montowanym na czopuchu eliminował konieczność dodatkowego połączenia cyklonu z komorą spalania za pomocą elastycznych rur typu spiro, które w konfiguracji zastosowanej podczas badań na stanowisku Rys.5b stanowiły element dławiący przepływ spalin. Pozostałą część przewodu kominowego pozostawiono bez zmian. Nad cyklonem zamontowano kolejno odcinek pomiarowy oraz dwa wentylatory wyciągowe. W badaniach porównawczych wykorzystano zaślepiony

otwór króćca przeznaczonego do montażu pionowego odcinka kominowego, stanowiącego element konstrukcyjny czopucha. Na rys. 6 zaznaczono punkt pomiaru temperatury (T), wyznaczony za pomocą termopary umieszczonej w czopuchu, przy czym lanca pomiarowa sięgała do wlotu cyklonu.



(a) (b)

Rys. 6. Widok zmodyfikowanego stanowiska badawczego w dwóch konfiguracjach: (a) cyklonem zamontowanym na czopuchu (z tyłu kotła).

Wyniki badań dla zmodyfikowanego wariantu stanowiska oraz nowego wariantu referencyjnego przedstawiono w punkcie 5.3.

4. Procedura prowadzonych badań oraz aparatura pomiarowa

4.1. Procedura prowadzonych badań

Każdorazowo, zarówno dla wariantu z cyklonem, jak i dla wariantu referencyjnego, kluczowe było osiągnięcie stabilnych i powtarzalnych warunków pracy kotła. Za warunki stabilne uznawano pracę w pobliżu mocy znamionowej palnika (30 kW), uzyskanie temperatury czynnika grzewczego na wylocie z kotła na poziomie około 75°C, a także utrzymanie stężenia CO nieprzekraczającego 500 mg/m³. W pierwszym etapie nastawy sterownika układu podawania paliwa przyjęto na podstawie sprawozdania z badań kotła KLIMOSZ LE30, wyposażonego w taki sam palnik oraz układ podawania jak stosowany w badaniach cyklonu [15]. Na tej podstawie ustawiono czas podawania wynoszący 3s oraz czas przerwy 3s. Następnie przeprowadzono weryfikację rzeczywistej wydajności układu podawania zastosowanego w stanowisku badawczym w celu potwierdzenia jego zgodności z układem referencyjnym kotła KLIMOSZ LE30. W tym celu uruchomiono podajnik w trybie pracy ciągłej, bez inicjacji procesu spalania, przez okres 6 minut. Na podstawie zważonej ilości podanego paliwa wyznaczono wydajność układu podawania równą 6,58 kg/h. Wartość ta była zgodna z danymi zawartymi w dokumentacji kotła KLIMOSZ LE30, dla którego moc nominalną określono na 29,83 kW. W trakcie badań analizator spalin pracował w trybie ciągłym, rejestrując stężenia CO, O2, NOx, temperaturę spalin oraz ciąg kominowy. Jako parametr krytyczny oceniający stabilność pracy układu przyjęto stężenie CO.Pomiar grawimetryczny pyłu wykonywano dwukrotnie dla każdego wariantu badawczego w celu ograniczenia błędu pomiarowego. Pomiary realizowano bezpośrednio jeden po drugim. Przed każdym pomiarem oznaczano i ważono filtry, a ich ważenie wykonywano bezpośrednio przed rozpoczęciem badania. W trakcie stabilnej pracy układu okresowo weryfikowano temperaturę

oraz ciśnienie spalin w celu potwierdzenia braku istotnych zmian parametrów. Ze względu na stabilny przebieg procesu wartości te przedstawiono w pracy jako uśrednione. Pomiary kontrolne temperatury i ciśnienia wykonywano w losowych odstępach czasu. Po zakończeniu każdego pomiaru grawimetrycznego filtry suszono w wagosuszarce, a ich ważenie wykonywano bezpośrednio po zakończeniu procesu suszenia. Po każdym badaniu oczyszczano również pojemniki na kondensat ze spalin.

4.2. Aparatura pomiarowa

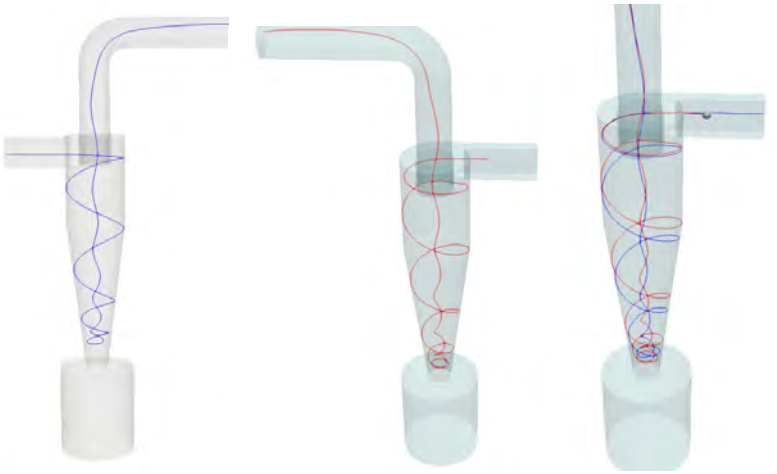
W trakcie badań wykorzystywano aparaturę pomiarową stanowiącą wyposażenie laboratorium badań kotłów firmy Klimosz. Analizator spalin Afriso ST odpowiadał za rejestrację w trybie ciągłym stężeń CO, NOx, O_2, temperatury spalin oraz ciągu kominowego. Urządzenie realizowało zapis danych z interwałem jednej sekundy. Wyniki zapisywane były w formacie arkusza kalkulacyjnego i obejmowały stężenia w ppm oraz mg/m³. Dane były automatycznie przeliczane do warunków odniesienia 10% O_2. Pomiar stężenia pyłu realizowano z wykorzystaniem analizatora grawimetrycznego MRU. Urządzenie umożliwiało automatyczną współpracę sondy pomiarowej z wagosuszarką, bez konieczności ręcznego przenoszenia próbek. Czas trwania pomiaru był programowalny. Wyniki stężenia pyłu również przeliczano do 10% O_2, co umożliwiało porównanie wyników dla różnych wariantów badań. Sondy pomiarowe analizatora Afriso ST oraz analizatora MRU montowano w odcinku kominowym w odległości około 1 m od badanego kotła. Lancy pomiarowe mogły być rozmieszczone jedna nad drugą, co umożliwiało równoczesny pomiar w tych samych warunkach przepływu. Pomiary ciśnienia statycznego wykonywano za pomocą urządzenia Afriso CAPBs z głowicą do pomiaru ciśnienia statycznego. Prędkość przepływu powietrza mierzono anemometrem Testo 440 z sondą pomiarową. Dane z urządzeń Afriso CAPBs oraz Testo 440 zapisywano na kartach pomiarowych. Pomiar temperatury realizowano przy użyciu wielokanałowego rejestratora APAR wyposażonego w termoparę umożliwiającą pomiar temperatury do 1300°C. Pomiary temperatury czynnika grzewczego (temperatura zasilania i powrotu), przepływu oraz mocy cieplnej wykonywano za pomocą ciepłomierza Kamstrup Multical 602, podłączonego do komputera. Oprogramowanie urządzenia umożliwiało rejestrację parametrów pracy w trybie ciągłym. Uzupełnieniem układu pomiarowego była waga służąca do wyznaczania wydajności podawania paliwa.

5. Wyniki badań

W niniejszym rozdziale przedstawiono wyniki trzech etapów analizy pracy cyklonu. W pierwszej kolejności omówiono wyniki modelu Lapple'a, pozwalające oszacować wpływ temperatury spalin i średnicy cząstek na skuteczność separacji. Następnie przedstawiono wyniki symulacji CFD, obejmujące analizę pola prędkości oraz skuteczności separacji cząstek dla temperatur 100°C i 400°C. Ostatnia część rozdziału zawiera wyniki badań laboratoryjnych, w których porównano stężenie pyłu w układzie referencyjnym bez cyklonu oraz w układzie wyposażonym w cyklon. Celem rozdziału jest zestawienie wyników modelu matematycznego, symulacji numerycznych i pomiarów laboratoryjnych oraz określenie, czy uzyskane rezultaty wskazują na możliwość zastosowania cyklonu jako elementu wspomagającego redukcję emisji pyłu w małych instalacjach spalania biomasy.

5.1. Wyniki modelu matematycznego

W pierwszym etapie analizy określono wpływ temperatury spalin na przewidywaną skuteczność separacji cząstek pyłu według modelu Lapple'a. W modelu tym kluczowe znaczenie mają średnica graniczna d_{50}, średnica cząstek d_p oraz efektywna liczba obrotów gazu N_e. Dla analizowanego cyklonu wartości N_e wyznaczono na podstawie trajektorii przepływu gazu otrzymanych w obliczeniach CFD, prowadzonych bez udziału cząstek pyłu.



a) b) c)

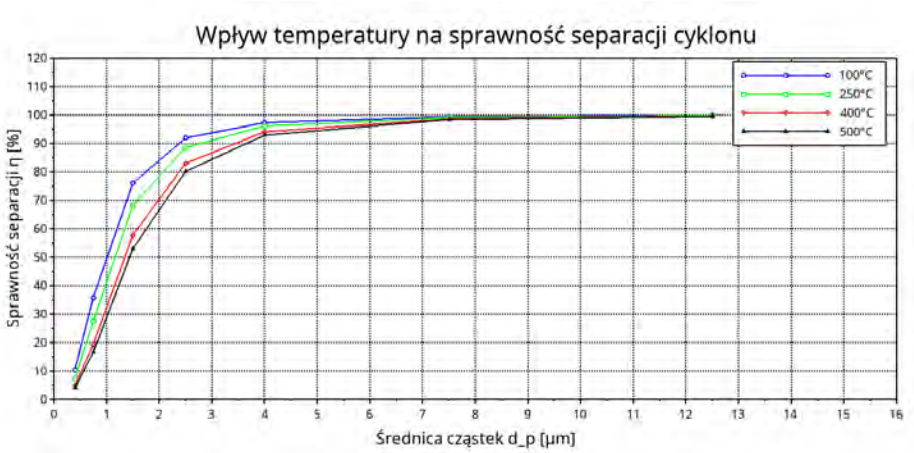
Rys. 7. Trajektorie przepływu gazu wykorzystane do określenia efektywnej liczby obrotów Ne: a) temperatura 400°C, b) temperatura 100°C, c) porównanie obu trajektorii w jednym modelu 3D.

Na podstawie analizy linii prądu przyjęto $N_e = 6$ dla temperatur 100°C i 250°C oraz $N_e = 5$ dla temperatur 400°C i 500°C. Rysunek 7 przedstawia przykładowe trajektorie przepływu dla temperatur 400°C i 100°C oraz ich porównanie w jednym modelu 3D. W obu przypadkach punkt startowy linii prądu znajdował się w środku kanału wlotowego cyklonu.



Rys. 8. Porównanie linii prądu gazu w cyklonie dla temperatury 400°C — linie niebieskie — oraz 100°C — linie czerwone.

Uzyskane wyniki wskazują, że chłodniejsze spaliny tworzą bardziej rozwinięty ruch wirowy. Długość reprezentatywnej linii prądu wyniosła około 2,15 m dla temperatury 100°C oraz około 1,90 m dla temperatury 400°C. Oznacza to, że w przypadku niższej temperatury tor przepływu był dłuższy o około 13%, co sprzyja wydłużeniu czasu przebywania cząstek w cyklonie i może poprawiać skuteczność separacji. Potwierdza to również zbiorcze porównanie większej liczby linii prądu przedstawione na rysunku 8, gdzie trajektorie dla temperatury 100°C wykazują większą intensywność ruchu wirowego niż trajektorie dla temperatury 400°C .

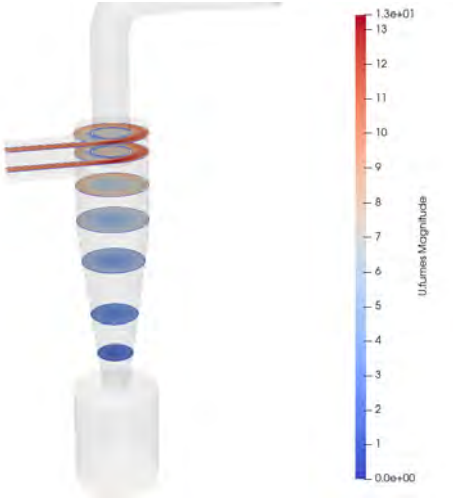


Rys. 9. Szacunkowa skuteczność separacji cząstek pyłu według modelu Lapple'a dla różnych temperatur spalin.

Na rysunku 9 przedstawiono szacunkową sprawność separacji obliczoną według modelu Lapple'a. Największe różnice pomiędzy analizowanymi temperaturami występują dla cząstek o średnicach od około 0,5 do 6 µm. Dla cząstek większych niż około 8 µm skuteczność separacji zbliża się do wartości maksymalnej i zależy już słabo od temperatury spalin. Model wskazuje, że niższa temperatura spalin poprawia separację szczególnie w zakresie drobnych frakcji pyłu.

5.2. Wyniki modelu numerycznego (CFD)

W drugim etapie przeprowadzono obliczenia CFD dla dwóch wariantów pracy cyklonu, różniących się temperaturą spalin: 100°C oraz 400°C. Zmiana temperatury wpływała na właściwości gazu, w szczególności jego gęstość i lepkość, a w konsekwencji również na strukturę przepływu wirowego wewnątrz cyklonu.



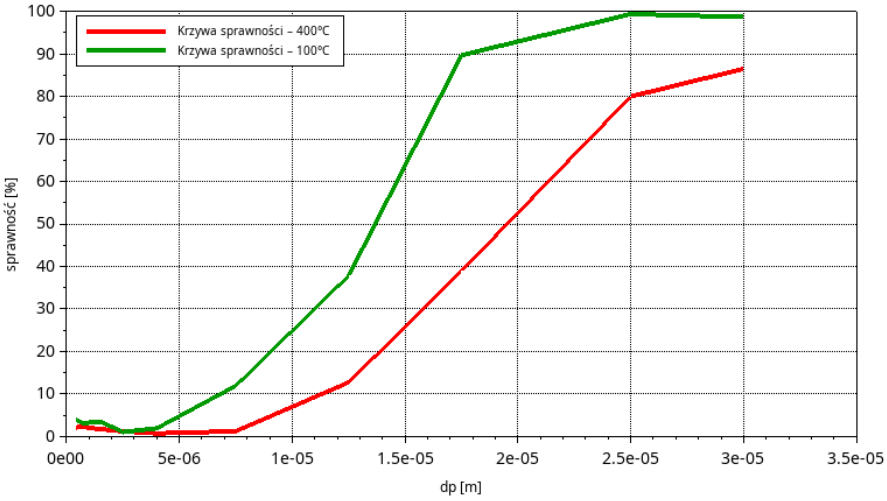
Rys. 10. Rozkład prędkości spalin w przekrojach poprzecznych cyklonu dla temperatury 100°C.

Dla przypadku temperatury 100°C zaobserwowano wyższe prędkości w zewnętrznej strefie wiru oraz wyraźniejszy gradient prędkości pomiędzy obszarem przyściennym a rdzeniem przepływu. Przykładowy rozkład prędkości w przekrojach poprzecznych cyklonu przedstawiono na rysunku 10.

		Prędkość spalin (m / s)		
		Temperatura czynnika 100°C	Temperatura czynnika 400°C	Różnica [m/s]
	1	8,35	7,75	0,60
	2	5,33	4,54	0,79
	3	4,02	3,21	0,81
	4	2,03	1,41	0,62
	5	1,17	0,63	0,54

Rys. 11. Porównanie prędkości spalin w punktach kontrolnych dla temperatur 100°C i 400°C.

W celu ilościowego porównania obu wariantów wyznaczono prędkości w pięciu punktach kontrolnych rozmieszczonych wzdłuż wysokości cyklonu. Lokalizacja punktów była identyczna dla obu temperatur, a odczytu dokonano w tym samym czasie symulacji, po około 1 s od jej rozpoczęcia, dla przepływu gazu bez cząstek pyłu. Wyniki zestawiono na rysunku 11. W każdym z analizowanych punktów prędkość spalin dla temperatury 100°C była większa niż dla temperatury 400°C. Różnice wynosiły od 0,54 do 0,81 m/s.



Rys. 12. Skuteczność separacji cząstek pyłu wyznaczona w symulacjach CFD dla temperatur 100°C i 400°C.

Na rysunku 12 przedstawiono skuteczność separacji uzyskaną w symulacjach CFD dla obu temperatur. Wyniki wskazują na wyraźnie korzystniejszą pracę cyklonu przy niższej temperaturze spalin. Dla temperatury 100°C separacja rozpoczyna się już dla mniejszych średnic cząstek, a wzrost skuteczności wraz ze średnicą cząstek jest bardziej gwałtowny. Dla temperatury 400°C skuteczna separacja występuje dopiero dla większych cząstek, co potwierdza pogorszenie warunków odpylania wraz ze wzrostem temperatury gazu.

5.3. Wyniki badań laboratoryjnych

Przed podłączeniem cyklonu do stanowiska kotłowego wyznaczono jego charakterystykę przepływową poprzez bezpośrednie połączenie z wentylatorem wyciągowym. Dla znamionowego obciążenia wentylatora uzyskano prędkość wlotową 8,9 m/s oraz spadek ciśnienia statycznego 185 Pa. Następnie analogiczny przypadek odwzorowano numerycznie w środowisku OpenFOAM. Dla tej samej prędkości wlotowej obliczony spadek ciśnienia wyniósł 135 Pa.

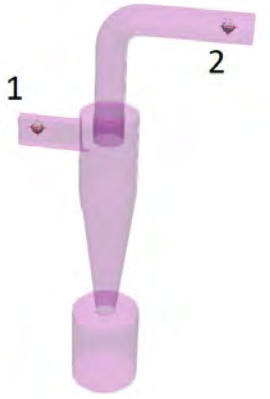
Różnica pomiędzy wynikiem eksperymentalnym i numerycznym wyniosła 50 Pa, co odpowiada około 27% wartości zmierzonej. Rozbieżność ta może wynikać z uproszczeń modelu CFD oraz z cech rzeczywistego cyklonu, takich jak chropowatość powierzchni wewnętrznych, połączenia spawane, lokalne odchyłki geometryczne oraz dodatkowe opory w miejscach połączeń przewodów.

W badaniach zasadniczych porównano dwa warianty pracy stanowiska: układ referencyjny bez cyklonu oraz układ z cyklonem. W obu przypadkach zachowano ten sam wydatek paliwa, wynoszący 6,58 kg/h. Stężenia pyłu wyznaczono metodą grawimetryczną i przeliczono do zawartości tlenu w spalinach równej 10% O2.

Wyniki pomiarów pyłu zestawiono w Tablicy 1. W układzie bez cyklonu uzyskano stężenia 38,2 mg/m^3 oraz 39,9 mg/m3, natomiast w układzie z cyklonem 33,8 mg/m3 oraz 30,2 mg/m3. Średnie stężenie pyłu zmniejszyło się z 39,05 mg/m3 do 32,0 mg/m3, co odpowiada redukcji o około 18%.

Przebiegi stężenia CO w czasie przedstawiono na rysunkach 14 i 15. Średnie stężenie CO wyniosło 172 mg/m^3 dla układu bez cyklonu oraz 197 mg/m^3 dla układu z cyklonem. Obie wartości spełniają wymagania klasy 5 według PN-EN 303-5:2023, jednak w przypadku układu z cyklonem zaobserwowano większe chwilowe wahania stężenia CO. Może to wskazywać na większą wrażliwość układu spalania na zmianę oporów przepływu oraz warunków ciągu kominowego po zamontowaniu cyklonu.

Uzyskane wyniki wskazują, że w badanych warunkach zastosowanie cyklonu obniżyło stężenie pyłu w spalinach. Należy jednak podkreślić, że porównanie wykonano przy ograniczonej liczbie powtórzeń oraz przy różnych konfiguracjach układu wyciągowego. Z tego względu wyniki należy traktować jako wstępną ocenę skuteczności cyklonu, wymagającą dalszej weryfikacji przy większej liczbie pomiarów oraz przy lepiej kontrolowanych warunkach przepływu spalin.



Rys. 13. Lokalizacja punktów pomiarowych w modelu porównawczym CFD: 1 — punkt odpowiadający pomiarowi U1, 2 — punkt odpowiadający pomiarowi p1.

Badania cyklonu zasilanego czynnikiem roboczym o obniżonej temperaturze przeprowadzono przy stałym wydatku paliwa, identycznym zarówno dla układu wyposażonego cyklon, jak i dla układu referencyjnego. Czas podawania paliwa ustawiono na 3 s, natomiast przerwa pomiędzy kolejnymi

cyklami podawania również wynosiły 3 s. Taka konfiguracja pracy palnika odpowiadała wydatkowi peletu na poziomie 6,58 kg/h. Moc wentylatora nadmuchowego dobierano indywidualnie dla każdego wariantu badawczego. Kryterium poprawnej pracy układu stanowiło uzyskanie takiego wydatku powietrza, który zapewniał stężenie CO spełniające wymagania określone w normie PN-EN 303-5:2023 dla urządzeń należących do 5 klasy emisyjnej. Wartość graniczna stężenia CO w mg/m^3, jaką mogą osiągnąć urządzenia grzewcze, aby uzyskać 5-klasę wynosi 500mg/m^3. Zmierzone wartości przeliczano i odnoszono do zawartości tlenu w spalinach wynoszącej 10% O_2. Dla każdego wariantu wykonano po dwa następujące bezpośrednio po sobie pomiary stężenia pyłu. Przed przystąpieniem do pomiaru grawimetrycznego wszystkie czyste filtry zostały oznaczone i wstępnie zważone. Lanca pomiarowa analizatora grawimetrycznego została umieszczona w króćcu pomiarowym znajdującym się w pionowym odcinku przewodu, zlokalizowanym 1 m od wyjścia z cyklonu. Miejsce umieszczenia lancy pomiarowej oznaczono jako U4 na rysunku 4. Na rysunkach 14 i 15 przedstawiono również ramy czasowe, w których przeprowadzono pomiar pyłu.

Temperaturę spalin zmierzono termoparą w stałym punkcie pomiarowym zlokalizowanym w czopuchu, bezpośrednio na wlocie do cyklonu. Miejsce pomiaru temperatury (T) przedstawiono na rysunku 6. Zarejestrowana temperatura przy pracy z cyklonem wyniosła 91°C. W tym samym punkcie pomiarowym ciśnienie statyczne na wlocie do cyklonu osiągnęło wartość 29,1 Pa, natomiast na wylocie odnotowano ciśnienie statyczne równe –237,2 Pa. Otrzymane wyniki odpowiadają spadkowi ciśnienia na cyklonie wynoszącemu 266,3 Pa. Zjawisko to wynika z pracy wentylatora nadmuchowego oraz dwóch szeregowo włączonych wentylatorów wyciągowych, które wymuszają przepływ spalin przez układ i generują wyraźne podciśnienie w jego dalszej części. Dla porównania, temperatura spalin w czopuchu w układzie bez cyklonu była wyższa i wyniosła 120°C, natomiast średnie ciśnienie statyczne spalin osiągało wartość 11 Pa. W tym wariancie kocioł pracował z jednym wentylatorem wyciągowym oraz wentylatorem nadmuchowym. Ustawienia wentylatora nadmuchowego pozostały niezmienne względem układu z cyklonem, natomiast wentylator wyciągowy pracował jedynie z ¼ swojej mocy nominalnej.

Badania stężenia pyłów przeprowadzono po wygrzaniu układu i ustabilizowaniu pracy kotła oraz cyklonu. Za ustabilizowane warunki uznano dłuższą pracę kotła z przyjętym wydatkiem paliwa oraz niezmiennymi nastawami wentylatorów: wyciągowych na odcinku kominowym oraz nadmuchowego w palniku. W trakcie stabilizacji ustabilizowały się również temperatury zasilania i powrotu. Parametrem potwierdzającym prawidłowe ustawienie kotła było osiągnięcie stężenia CO w spalinach na poziomie zgodnym z wymaganiami klasy 5 wg PN-EN 303-5:2023 oraz ecodesign, dla których limit wynosi 500 mg/m³. Dla układu z cyklonem uzyskano średnie stężenie CO równe 197 mg/m³, natomiast dla układu bez cyklonu wartość ta wyniosła 172 mg/m³. Średnie poziomy stężeń CO oraz przebieg czasowy zmian stężenia przedstawiono na rysunkach 14 i 15.

Tablica.1. Wyniki badań grawimetrycznych pyłu

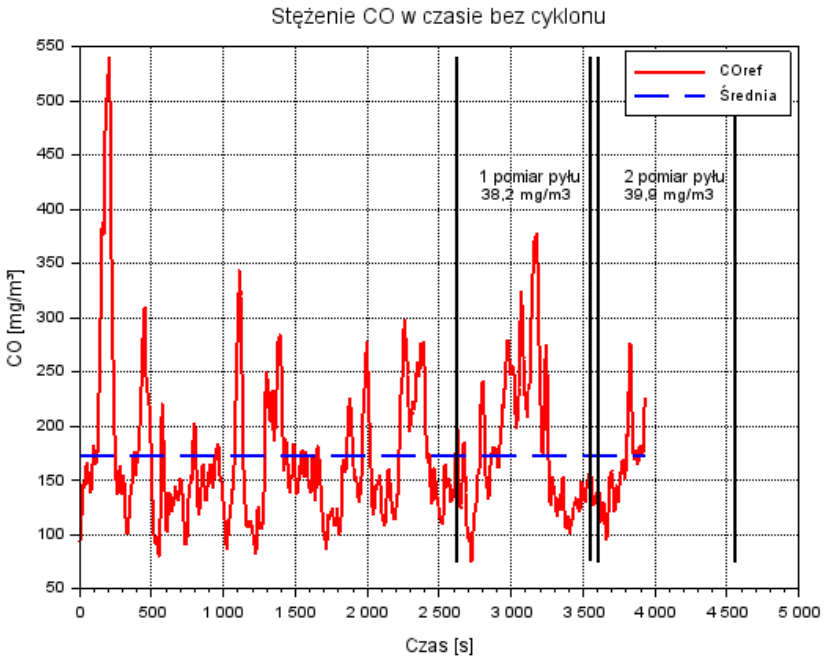
	Pył [mg/m3] bez cyklonu	Pył [mg/m3] z cyklonu
Pomiar 1	38,2 mg/m3	33,8 mg/m3
Pomiar 2	39,9 mg/m3	30,2 mg/m3

Tablica 1 przedstawia zestawione wyniki pomiaru grawimetrycznego pyłu dla układu z cyklonem oraz bez cyklonu. W układzie bez cyklonu, po około 40 minutach od rozpoczęcia pomiaru stężenia CO w spalinach, przeprowadzono pierwszy 15-minutowy pomiar pyłu, który zakończył się wynikiem

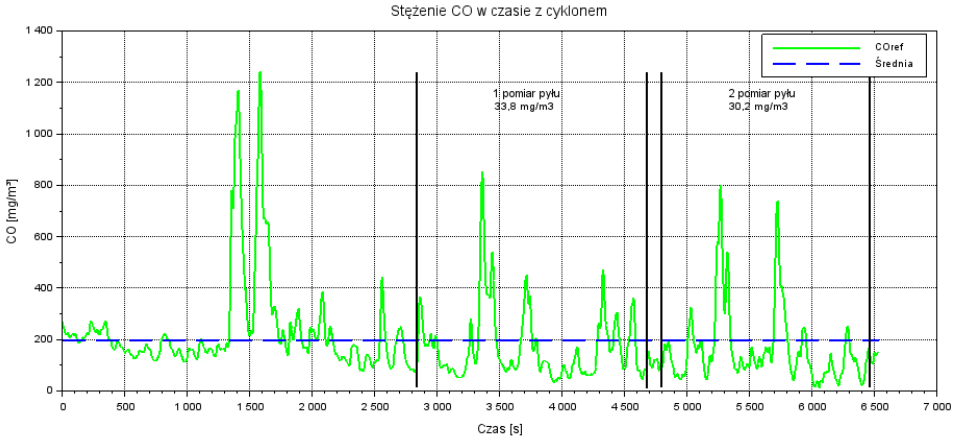
38,2 mg/m³. Po wyjęciu sondy grawimetrycznej i zainstalowaniu nowej próbki z czystym filtrem wykonano kolejny 15-minutowy pomiar, uzyskując wartość 39,9 mg/m³. Czasy obu pomiarów względem przebiegu stężenia CO przedstawiono na rysunku 14. Po 3900 sekundzie zakończono rejestrację stężenia CO, jednak należy przyjąć, że wartości stężenia CO pozostawały stabilne aż do zakończenia pomiarów pyłu. Wszystkie uzyskane wyniki stężenia pyłu odnoszą się do wartości przeliczonej na 10% O_2 w spalinach. Osiągnięte wyniki pomiarów pyłu są spójne, a wartości z obu prób nie odbiegają od siebie znacząco, prezentując zbliżone poziomy stężenia.

W układzie z cyklonem pierwszy pomiar grawimetryczny rozpoczęto po około 45 minutach od rozpoczęcia pomiaru stężenia CO w spalinach. Drugi pomiar wykonano bezpośrednio po zakończeniu pierwszego. Oba pomiary trwały po 30 minut. Pierwszy z nich zakończył się wynikiem 33,8 mg/m³, natomiast drugi 30,2 mg/m³. Odnotowane wartości przedstawiono na rysunku 15. Wszystkie uzyskane wyniki stężenia pyłu odnoszą się do wartości przeliczonej na 10% O_2 w spalinach. Podobnie jak w przypadku układu bez cyklonu, również tutaj uzyskano zbliżone wartości stężenia pyłu w obu pomiarach.

Osiągnięte wyniki pomiarów pyłu jednoznacznie wskazują na pozytywny wpływ cyklonu na odpylanie spalin. Porównując wartości stężeń pyłu w układzie z cyklonem i bez cyklonu, można stwierdzić, że układ wyposażony w cyklon charakteryzował się około 18% większą skutecznością separacji pyłu. Wyniki zaprezentowane w tablicy 1 sugerują również, że cząstki pyłu w przeważającej części mogą cechować się niską gradacją, co jest zgodne z analizą numeryczną sprawności odpylania cyklonu przeprowadzoną w środowisku OpenFOAM, której wyniki przedstawiono na rysunku 12.



Rys. 14. Przebieg stężenia CO w czasie dla układu bez cyklonu. Pionowe linie oznaczają przedziały pomiarów grawimetrycznych pyłu.pomiarów grawimetrycznych pyłu.



Rys. 15. Przebieg stężenia CO w czasie dla układu z cyklonem. Pionowe linie oznaczają przedziały pomiarów grawimetrycznych pyłu.

5.4. Porównanie wyników modelu Lapple'a, obliczeń CFD i badań laboratoryjnych

Porównanie wyników modelu Lapple'a, symulacji CFD oraz badań laboratoryjnych pozwala wskazać wspólne tendencje dotyczące pracy cyklonu. Zarówno model analityczny, jak i obliczenia CFD pokazują, że skuteczność separacji rośnie wraz ze wzrostem średnicy cząstek. Oznacza to, że cyklon skuteczniej usuwa frakcje grubsze, natomiast jego efektywność jest ograniczona w przypadku cząstek drobnych.

Oba modele wskazują również na korzystny wpływ niższej temperatury spalin na proces separacji. W modelu Lapple'a wynika to między innymi ze zmiany lepkości gazu oraz efektywnej liczby obrotów gazu w cyklonie. W obliczeniach CFD efekt ten jest widoczny w postaci bardziej intensywnego przepływu wirowego oraz wyższych prędkości w zewnętrznej strefie cyklonu.

Badania laboratoryjne potwierdziły, że zastosowanie cyklonu prowadzi do obniżenia stężenia pyłu w spalinach. Średnia redukcja stężenia pyłu wyniosła około 18%. Wartość ta jest niższa niż maksymalne skuteczności przewidywane dla większych cząstek w modelach obliczeniowych, co może wynikać ze znacznego udziału drobnych frakcji pyłu w rzeczywistych spalinach z palnika peletowego. Ponieważ w badaniach nie wykonano analizy granulometrycznej pyłu, interpretację tę należy traktować jako hipotezę wymagającą dalszej weryfikacji.

Różnice pomiędzy wynikami modeli a wynikami eksperymentalnymi mogą również wynikać z rzeczywistych warunków pracy stanowiska, w tym ze zmiennego ciągu kominowego, chropowatości powierzchni cyklonu, odchyłek wykonawczych, obecności połączeń spawanych oraz różnic pomiędzy idealizowanym rozkładem cząstek w modelu a rzeczywistym pyłem powstającym podczas spalania biomasy.

Podsumowanie

W pracy przeanalizowano możliwość zastosowania cyklonu jako urządzenia wspomagającego redukcję emisji pyłu w małym układzie kotłowym opalanym biomasą. Badania obejmowały model Lapple'a, symulacje CFD oraz pomiary eksperymentalne wykonane na stanowisku kotłowym.

Wyniki modelu Lapple'a i obliczeń CFD wykazały, że skuteczność separacji silnie zależy od średnicy cząstek oraz temperatury spalin. Niższa temperatura gazu sprzyjała zwiększeniu efektywnej liczby

obrotów strumienia w cyklonie, intensyfikacji ruchu wirowego oraz poprawie separacji drobnych frakcji pyłu.

Badania laboratoryjne potwierdziły korzystny wpływ cyklonu na obniżenie stężenia pyłu w spalinach. Średnie stężenie pyłu zmniejszyło się z 39,05 mg/m³ w układzie referencyjnym do 32,0 mg/m³ w układzie z cyklonem, co odpowiada redukcji o około 18%. Wynik ten wskazuje, że cyklon może być użytecznym elementem wspomagającym odpylanie spalin w małych instalacjach biomasowych.

Uzyskane wyniki należy traktować jako wstępne, ponieważ badania wykonano dla ograniczonej liczby powtórzeń i bez analizy granulometrycznej pyłu. Dalsze prace powinny obejmować optymalizację geometrii cyklonu, ograniczenie spadku ciśnienia, pomiary dla różnych temperatur spalin oraz określenie rozkładu wielkości rzeczywistych cząstek pyłu.

Podziękowania

Badania uzyskały wsparcie w ramach IX edycji Programu Ministerstwa Edukacji i Nauki pt. „Doktorat wdrożeniowy" – DWD/9/0369/2025

Bibliografia

[1] Polski Komitet Normalizacyjny**.** (2023). *PN-EN 303-5+A1:2023-05. Kotły grzewcze — Część 5: Kotły grzewcze na paliwa stałe, ręcznie i automatycznie zasilane, o znamionowej mocy cieplnej do 500 kW — Terminologia, wymagania, badania i oznakowanie*. Polski Komitet Normalizacyjny.
[2] Kuo, K. Y., Tsai, C. J. (2001). On the theory of particle cutoff diameter and collection efficiency of cyclones. *Aerosol and Air Quality Research, 1*, 47–56. https://doi.org/10.4209/aaqr.2001.06.0005
[3] Li, W., Chen, J. (2007). Experimental research on cyclone performance at high temperature. *Frontiers of Mechanical Engineering in China, 2*(3), 310–317. https://doi.org/10.1007/s11465-007-0055-1
[4] Patterson, P. A., Munz, R. J. (1989). Cyclone collection efficiencies at very high temperatures. *The Canadian Journal of Chemical Engineering, 67*(2), 321–328. https://doi.org/10.1002/cjce.5450670219
[5] Salcedo, R. L. R., Chibante, V. G., Fonseca, A. M., Cândido, G. (2007). Fine particle capture in biomass boilers with recirculating gas cyclones: Theory and practice. *Powder Technology, 172*(2), 89–98. https://doi.org/10.1016/j.powtec.2006.10.027
[6] Derksen, J. J., Sundaresan, S., van den Akker, H. E. A. (2006). Simulation of mass-loading effects in gas-solid cyclone separators. *Powder Technology, 163*(1–2), 59–68. https://doi.org/10.1016/j.powtec.2006.01.006
[7] El-Emam, M. A., Zhou, L., Shi, W., Han, C. (2021). Performance evaluation of standard cyclone separators by using CFD–DEM simulation with realistic bio-particulate matter. *Powder Technology, 385*, 357–374. https://doi.org/10.1016/j.powtec.2021.03.006
[8] Hoekstra, A. J., Derksen, J. J., van den Akker, H. E. A. (1999). An experimental and numerical study of turbulent swirling flow in gas cyclones. *Chemical Engineering Science, 54*(13–14), 2055–2065. https://doi.org/10.1016/S0009-2509(98)00373-X
[9] Derksen, J. J. (2003). Separation performance predictions of a Stairmand high-efficiency cyclone. *AIChE Journal, 49*(6), 1359–1371. https://doi.org/10.1002/aic.690490603
[10] Wang, B., Xu, D. L., Chu, K. W., Yu, A. B. (2006). Numerical study of gas-solid flow in a cyclone separator. *Applied Mathematical Modelling, 30*(11), 1326–1342. https://doi.org/10.1016/j.apm.2006.03.011

[11] Stairmand, C. J. (1951). The design and performance of cyclone separators. *Transactions of the Institution of Chemical Engineers, 29*, 356–383
[12] Lapple, C. E. (1951). Processes use many collection types. *Chemical Engineering, 58*, 144–151.
[13] OpenCFD Ltd. (2026). *OpenFOAM User Guide, Section 4.4: Mesh generation with the snappyHexMesh utility*. OpenFOAM Documentation. Pobrano z: https://www.openfoam.com/documentation/user-guide/4-mesh-generation-and-conversion/4.4-mesh-generation-with-the-snappyhexmesh-utility
[14] SimFlow – OpenFOAM CFD Software. *MPPICFoam Solver – documentation* [online]. Dostępne: https://help.sim-flow.com/solvers/mppic-foam (dostęp: 16.05.2026).
[15] Instytut Ochrony Środowiska – Państwowy Instytut Badawczy. *KLIMOSZ LE 30 – karta urządzenia w Liście Zielonych Urządzeń i Materiałów (ZUM)* [online]. Dostępne: https://lista-zum.ios.edu.pl/bepub/DFile.ashx?file=UzwBWaqYYhWz%2b2qqcMi%2fIQ%3d%3d (dostęp: 15.05.2026).

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_73

Projekt i badania niskoemisyjnego biomasowego palnika pirolitycznego

MICHAŁ WANTUŁA[1], DARIUSZ KARDAŚ[2]

[1] Trójmiejska Szkoła Doktorska Polskiej Akademii Nauk

ul. Fiszera 14, 80-231 Gdańsk

[1]e-mail: wantula@klimosz.pl

[2] Instytut Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk

ul. Fiszera 14, 80-231 Gdańsk

[2]e-mail: dk@imp.gda.pl

Słowa kluczowe: piroliza, spalanie biomasy, redukcja CO, pelet, palnik peletowy

Streszczenie: Celem pracy było opracowanie oraz eksperymentalna ocena niskoemisyjnego palnika pirolitycznego do spalania peletu drzewnego w porównaniu z palnikiem konwencjonalnym. Szczególną uwagę poświęcono wpływowi rozdziału powietrza pierwotnego i wtórnego na organizację procesu spalania, stabilność płomienia oraz emisję zanieczyszczeń. Badania przeprowadzono w komorze testowej umożliwiającej pomiar parametrów spalin oraz wizualną obserwację płomienia. Analizie poddano stężenia CO i NO, temperaturę spalin oraz emisję pyłu. Palnik pirolityczny charakteryzował się znacznie niższą emisją CO, wynoszącą średnio 30 mg/m³ wobec 295 mg/m³ dla palnika konwencjonalnego. Emisja NO wynosiła odpowiednio 127 mg/m³ i 159 mg/m³, natomiast emisja pyłu 16 mg/m³ i 34 mg/m³. Temperatura spalin dla palnika pirolitycznego była o około 40°C niższa. Obserwacje wizualne wykazały bardziej jednorodny i mniej świetlisty płomień w palniku pirolitycznym, co wskazuje na skuteczniejsze dopalanie gazowych produktów pirolizy. Wyniki potwierdzają potencjał zastosowania stopniowanego doprowadzenia powietrza i rozdzielenia strefy zgazowania od strefy dopalania w ograniczaniu emisji zanieczyszczeń podczas spalania biomasy peletowej.

Wstęp

Zanieczyszczenie powietrza atmosferycznego pozostaje jednym z istotnych problemów środowiskowych i zdrowotnych współczesnej energetyki rozproszonej. Szczególne znaczenie mają emisje pochodzące z sektora komunalnego i rolniczego, w którym nadal eksploatowane są urządzenia grzewcze małej mocy opalane paliwami stałymi. Ze względu na niewielką wysokość kominów emisje te są często określane jako tzw. niska emisja, sprzyjająca kumulacji zanieczyszczeń w przyziemnej warstwie atmosfery. Do najważniejszych zanieczyszczeń powstających podczas spalania paliw stałych należą tlenek węgla, tlenki azotu, pyły zawieszone oraz związki organiczne, w tym wielopierścieniowe węglowodory aromatyczne [1–3]. Ich podwyższona emisja związana jest przede wszystkim z niecałkowitym spalaniem, niewłaściwą organizacją dopływu powietrza, zbyt niską temperaturą procesu oraz zmienną jakością paliwa.

W odpowiedzi na problem emisji zanieczyszczeń wprowadzono szereg regulacji prawnych określających wymagania dla kotłów na paliwa stałe. Na poziomie Unii Europejskiej istotne znaczenie

ma rozporządzenie Komisji (UE) 2015/1189 dotyczące wymagań ekoprojektu dla kotłów na paliwa stałe, natomiast w Polsce obowiązują dodatkowe przepisy krajowe oraz uchwały antysmogowe ograniczające stosowanie urządzeń niespełniających wymagań emisyjnych [4,5]. Ważnym odniesieniem technicznym pozostaje również norma PN-EN 303-5:2012, określająca wymagania dla kotłów grzewczych na paliwa stałe [6]. Regulacje te wymuszają rozwój bardziej efektywnych i niskoemisyjnych technologii spalania, szczególnie w odniesieniu do kotłów małej i średniej mocy stosowanych w ogrzewnictwie indywidualnym oraz lokalnych systemach ciepłowniczych.

Biomasa jest paliwem odnawialnym, jednak jej wykorzystanie w urządzeniach grzewczych wymaga odpowiedniej kontroli procesu spalania. Właściwości biomasy zależą od pochodzenia surowca, wilgotności, granulacji, zawartości popiołu, składu mineralnego oraz udziału części lotnych [7,8]. W porównaniu z wieloma paliwami kopalnymi biomasa charakteryzuje się wysoką zawartością części lotnych, co oznacza, że znaczna część energii chemicznej paliwa uwalniana jest w postaci gazowych i parowych produktów rozkładu termicznego [7]. Z tego względu jakość spalania biomasy zależy nie tylko od przebiegu utleniania pozostałości stałej, lecz przede wszystkim od warunków odgazowania paliwa oraz dopalenia powstających gazów palnych.

Proces spalania biomasy można traktować jako sekwencję obejmującą suszenie, pirolizę, spalanie produktów lotnych oraz spalanie pozostałości stałej [7,8]. Szczególne znaczenie ma etap pirolizy, w którym pod wpływem temperatury i przy ograniczonym dostępie tlenu następuje rozkład materiału organicznego z wytworzeniem gazów palnych, par związków organicznych, smół i karbonizatu. Jeżeli produkty pirolizy nie zostaną skutecznie wymieszane z powietrzem i dopalone w odpowiednio wysokiej temperaturze, wzrasta emisja CO, związków organicznych, sadzy oraz pyłów kondensujących [8,9]. Dlatego w nowoczesnych palnikach biomasowych istotne jest nie tylko dostarczenie odpowiedniej ilości powietrza, ale również właściwe rozdzielenie stref odgazowania i dopalania.

Jedną z podstawowych metod poprawy organizacji procesu spalania biomasy jest stopniowanie dopływu powietrza. Powietrze pierwotne powinno zapewniać warunki do nagrzewania, suszenia i odgazowania paliwa, natomiast powietrze wtórne powinno być kierowane do obszaru, w którym znajdują się produkty pirolizy wymagające dopalenia. W takim układzie możliwe jest oddzielenie warunków korzystnych dla odgazowania paliwa stałego od warunków wymaganych dla całkowitego utlenienia gazów palnych. Badania nad paleniskami ze złożem stałym wskazują jednak, że skuteczność powietrza wtórnego zależy nie tylko od jego ilości, ale także od miejsca doprowadzenia, geometrii dysz, prędkości wypływu oraz oddziaływania strumieni powietrza ze strukturami recyrkulacyjnymi w komorze spalania [10]. Zbyt mały udział powietrza wtórnego ogranicza dopalanie gazów, natomiast jego nadmiar może prowadzić do wychłodzenia strefy reakcji.

Znaczenie rozdziału powietrza pierwotnego i wtórnego potwierdzają prace dotyczące palników zintegrowanych z układem separacji powietrza. Kardaś, Wantuła, Pieter i Kazimierski wykazali, że zastosowanie konstrukcji, w której powietrze pierwotne kierowane jest do strefy zgazowania biomasy, a powietrze wtórne do strefy utleniania produktów gazowych, pozwala istotnie ograniczyć emisję CO i pyłu w porównaniu z typowym palnikiem retortowym [11]. Z kolei badania Wantuły i współautorów dotyczące wpływu nastaw przesłon powietrza wskazują, że regulacja udziału powietrza pierwotnego i wtórnego ma bezpośredni wpływ na przebieg procesu spalania w palniku biomasowym [12]. Oznacza to, że sama koncepcja rozdziału powietrza jest niewystarczająca, jeżeli nie towarzyszy jej odpowiednie

ukształtowanie geometrii palnika oraz możliwość dostosowania warunków pracy do parametrów paliwa i obciążenia cieplnego.

Podobne wnioski wynikają z badań innych autorów dotyczących małych urządzeń biomasowych. W palniku pirolitycznym typu top-lit updraft powietrze pierwotne powodowało pirolizę i częściowe zgazowanie paliwa, natomiast powietrze wtórne doprowadzane ponad złożem inicjowało spalanie gazów pirolitycznych [13]. Badania małego kotła peletowego wykazały, że stosunek powietrza pierwotnego do wtórnego koreluje z emisją CO i drobnych cząstek PM_1, a ograniczenie powietrza wtórnego może prowadzić do wzrostu emisji produktów niecałkowitego spalania [14]. Z kolei prace dotyczące etapowego spalania biomasy wskazują, że skuteczność redukcji emisji zależy od optymalnego doboru udziału powietrza pierwotnego, odpowiedniego doprowadzenia powietrza wtórnego oraz zapewnienia dobrego mieszania w strefie dopalania [15–17].

Pomimo rozwoju kotłów automatycznych na biomasę oraz licznych prac dotyczących ograniczania emisji, nadal istnieje potrzeba badań nad kompaktowymi konstrukcjami palników, które łączą zalety techniki retortowej z bardziej kontrolowaną organizacją procesu pirolizy i dopalania gazów palnych. W dostępnych rozwiązaniach problemem pozostaje zwłaszcza skuteczne rozdzielenie strefy odgazowania paliwa od strefy dopalania, przy jednoczesnym zachowaniu prostej konstrukcji, stabilnej pracy oraz niskiej emisji zanieczyszczeń. Podobna idea separacji powietrza pierwotnego i wtórnego była analizowana także dla innych paliw stałych, co wskazuje na szersze znaczenie tej koncepcji konstrukcyjnej [18]. Luka badawcza dotyczy zatem określenia, w jakim stopniu zmiana organizacji dopływu powietrza i geometrii palnika może poprawić przebieg spalania biomasy w porównaniu z palnikiem konwencjonalnym.

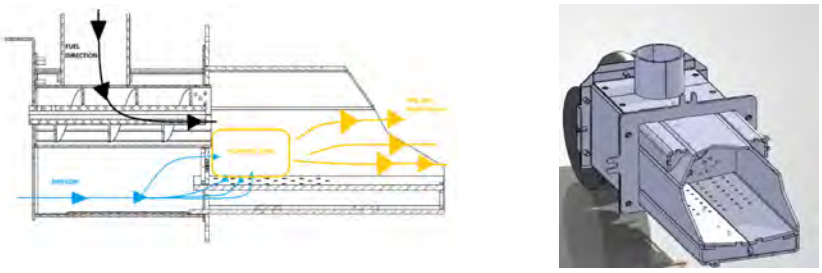
Celem niniejszej pracy jest przedstawienie projektu niskoemisyjnego biomasowego palnika pirolitycznego oraz eksperymentalna ocena jego pracy w odniesieniu do palnika konwencjonalnego. Szczególną uwagę poświęcono wpływowi rozdziału powietrza pierwotnego i wtórnego na organizację procesu spalania, stabilność dopalania gazów pirolitycznych oraz emisję zanieczyszczeń. Praca obejmuje opis konstrukcji palnika konwencjonalnego i pirolitycznego, charakterystykę stanowiska badawczego oraz analizę wyników pomiarów uzyskanych podczas spalania biomasy peletowej.

1. Projekt i badania pirolitycznego palnika biomasowego

1.1. Konwencjonalny palnik biomasowy

W konstrukcjach automatycznych kotłów na paliwo stałe dominują palniki realizujące proces spalania w układzie konwencjonalnym, w których paliwo stałe ulega bezpośredniemu utlenianiu na powierzchni złoża lub w strefie żaru, bez wyodrębnionej fazy dopalania gazowych produktów pirolizy. Charakterystyczną cechą tych rozwiązań jest brak wyraźnego podziału strumienia powietrza na powietrze pierwotne i wtórne lub występowanie tego podziału jedynie w formie szczątkowej, o marginalnym znaczeniu dla przebiegu procesu spalania. W konsekwencji powietrze wtórne nie pełni funkcji intensyfikacji dopalania lotnych składników paliwa, jak ma to miejsce w palnikach niskoemisyjnych czy układach zgazowania, lecz jego rola sprowadza się głównie do oddziaływania chłodzącego na korpus palnika oraz ograniczania lokalnych przegrzań elementów konstrukcyjnych. Strumień ten stabilizuje warunki termiczne pracy palnika, zmniejsza obciążenie cieplne newralgicznych

części oraz ogranicza ryzyko degradacji materiałowej wynikającej z długotrwałej ekspozycji na wysokie temperatury. W analizowanym palniku konwencjonalnym strumień powietrza nie jest funkcjonalnie rozdzielony na odrębne strefy zgazowania i dopalania gazów palnych. Ewentualny udział powietrza doprowadzanego poza główną strefę spalania ma przede wszystkim znaczenie stabilizujące i chłodzące dla konstrukcji palnika, a nie stanowi wydzielonego układu dopalania produktów pirolizy. Rysunek 1 pokazuje schemat ideowy i model konwencjonalnego palnika peletowego wykorzystanego w badaniach.

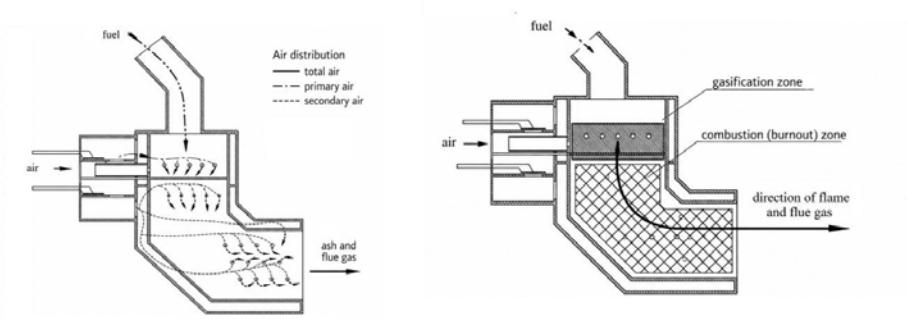


Rys.1 Schemat przebiegu paliwa i powietrza w konwencjonalnym palniku peletowym. Poglądowy widok palnika.

1.2. Palnik pirolityczny

Palniki pirolityczne stosowane w automatycznych kotłach na paliwo stałe realizują proces spalania w sposób odmienny od palników konwencjonalnych, ponieważ podstawowym etapem ich pracy jest kontrolowana piroliza paliwa stałego, prowadząca do wydzielenia gazowych produktów rozkładu termicznego, które następnie stanowią główny nośnik energii w procesie spalania. W tego typu konstrukcjach paliwo stałe nie ulega bezpośredniemu utlenianiu na powierzchni złoża, lecz jest poddawane procesowi odgazowania w warunkach ograniczonego dostępu tlenu, co pozwala na uzyskanie stabilnego i wysokotemperaturowego strumienia gazów palnych.

Kluczowym elementem pracy palnika pirolitycznego jest wyraźny i funkcjonalny podział powietrza na pierwotne i wtórne, przy czym powietrze pierwotne odpowiada za inicjację procesu pirolizy oraz utrzymanie odpowiedniej temperatury w strefie odgazowania, natomiast powietrze wtórne jest kierowane do strefy dopalania gazów palnych, gdzie zapewnia ich całkowite utlenienie. W przeciwieństwie do palników konwencjonalnych, powietrze wtórne pełni tu rolę procesową, a nie chłodzącą — jego zadaniem jest intensyfikacja reakcji spalania lotnych produktów pirolizy, stabilizacja płomienia oraz redukcja emisji tlenku węgla i związków organicznych.



Rys.2 Schemat przebiegu paliwa i gazów w pirolitycznym palniku peletowym.

W palnikach pirolitycznych strefa dopalania jest zwykle wyraźnie oddzielona od strefy odgazowania, co umożliwia prowadzenie procesu spalania w warunkach zbliżonych do spalania gazowego. Dzięki temu możliwe jest uzyskanie wysokiej sprawności energetycznej oraz ograniczenie emisji zanieczyszczeń, ponieważ większość energii chemicznej paliwa jest uwalniana w postaci gazów palnych, które następnie ulegają niemal całkowitemu utlenieniu w kontrolowanych warunkach. Charakterystyczną cechą tych palników jest również obecność układów stabilizacji płomienia oraz precyzyjnego dozowania powietrza wtórnego, co pozwala na utrzymanie wysokiej temperatury w strefie dopalania i minimalizację strat niecałkowitego spalania.

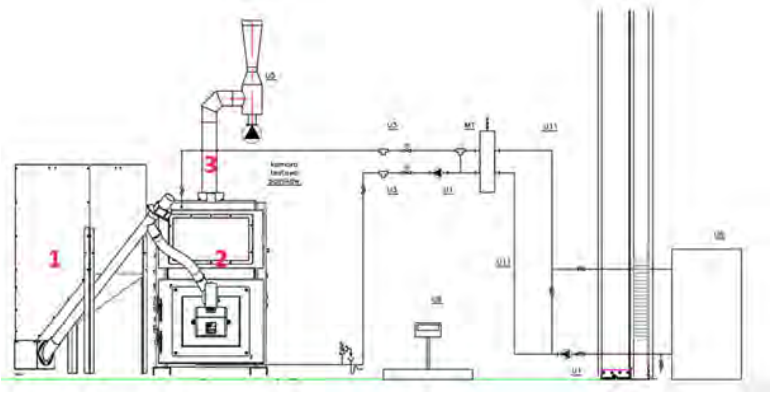
Na rysunku 2 przedstawiono schemat zaprojektowanego pirolitycznego palnika peletowego, wraz z kierunkami przepływu paliwa i gazów. Konstrukcja palnika opiera się na rozdzieleniu procesu konwersji termochemicznej paliwa na dwa zasadnicze etapy: zgazowanie oraz dopalanie gazów palnych. Powietrze doprowadzane do procesu spalania jest rozdzielane na dwa niezależne strumienie: powietrze pierwotne oraz powietrze wtórne. Strumień powietrza pierwotnego kierowany jest do strefy zgazowania (gasification zone), gdzie zachodzi proces pirolizy i częściowego utleniania paliwa stałego. W wyniku tych przemian powstaje gaz palny. Strumień powietrza wtórnego doprowadzany jest natomiast do strefy dopalania (combustion zone), gdzie następuje utlenianie gazów palnych i ich całkowite spalanie. Regulacja stosunku obu strumieni powietrza realizowana jest za pomocą zasuw, które umożliwiają zmianę efektywnej powierzchni przekroju przepływu, a tym samym kontrolę ilości powietrza dostarczanego do poszczególnych stref. Pozwala to na optymalizację warunków procesu, w szczególności temperatury, współczynnika nadmiaru powietrza oraz stopnia konwersji paliwa. W palniku wyróżniono dwie wyraźnie oddzielone strefy funkcjonalne: strefę zgazowania, w której dominują procesy endotermiczne związane z rozkładem termicznym paliwa, oraz strefę dopalania gazów, gdzie zachodzą reakcje egzotermiczne prowadzące do całkowitego utlenienia produktów pirolizy. Przepływ spalin w układzie ma charakter wymuszony i odbywa się w kierunku przeciwnym do naturalnego unoszenia (tzw. przepływ wsteczny). Jest on realizowany za pomocą wentylatora wyciągowego, który zapewnia stabilizację warunków przepływowych, kontrolę czasu przebywania gazów w strefach reakcyjnych oraz ograniczenie emisji niecałkowicie spalonych składników.

Szczegółowa charakterystyka konstrukcyjna oraz zasada działania palnika zostały przedstawione w zgłoszeniu patentowym nr P.453790.

1.3. Stanowisko badawcze i badania

Badania porównawcze palników przeprowadzono w przyzakładowym laboratorium badawczo-rozwojowym Klimosz Sp. z o.o. Stanowisko laboratoryjne zostało zaprojektowane i przystosowane do testowania niskotemperaturowych urządzeń grzewczych o mocy cieplnej do 500 kW, zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 303-5, określającej metodykę badań, warunki pracy oraz kryteria oceny efektywności i emisji zanieczyszczeń.

Laboratorium wyposażono w zintegrowany system pomiarowo-rejestracyjny umożliwiający ciągły monitoring parametrów pracy instalacji oraz składu produktów spalania. Parametry hydrauliczne układu, w tym strumień objętościowy czynnika roboczego, różnicę temperatur oraz moc cieplną, wyznaczano z wykorzystaniem ultradźwiękowego przetwornika przepływu UltraFlow 54 oraz licznika ciepła MultiCal 603 produkcji Kamstrup. Analiza składu spalin realizowana była przy użyciu dedykowanego zestawu aparatury firmy Afriso. Stężenia podstawowych składników gazowych, takich jak O_2, CO_2, CO oraz NO, a także współczynnik nadmiaru powietrza λ i temperatura spalin, wyznaczano za pomocą analizatora Multilyzer STe. Pomiar emisji pyłów przeprowadzono metodą grawimetryczną z wykorzystaniem pyłomierza FSM firmy MRU, co umożliwia bezpośrednie określenie masowego stężenia cząstek stałych w strumieniu spalin. Całość stanowiska badawczego zintegrowano w system sterowania i akwizycji danych oparty na komputerze przemysłowym, komunikującym się z kluczowymi urządzeniami pomiarowymi. Schemat instalacji laboratoryjnej przedstawiono na rysunku 3.



Rys.3 Schemat stanowiska badawczego. 1 układ podawania paliwa z palnikiem, 2 komora do badań palników wraz z palnikiem, 3 Miejsce pomiaru gazów wylotowych z komory, M1 zawór trójdrożny, U1 pompa obiegowa, U3 tuleje pomiarowe cieczy w układzie, U5 układ kominowy z wentylatorem wyciągowym, U6 chłodnia kominowa.

Na potrzeby badań palnika opracowano dedykowaną, wodną komorę badawczą, symulującą warunki pracy rzeczywistego wymiennika ciepła. Komora została wyposażona w kołnierz montażowy palnika,

zlokalizowany w dolnej części drzwi frontowych, co umożliwia łatwą instalację oraz wymianę testowanych urządzeń. W ścianach bocznych oraz tylnej przewidziano okna rewizyjne wykonane z materiałów odpornych na wysoką temperaturę, pozwalające na bezpośrednią obserwację przebiegu procesu spalania i ocenę stabilności płomienia.



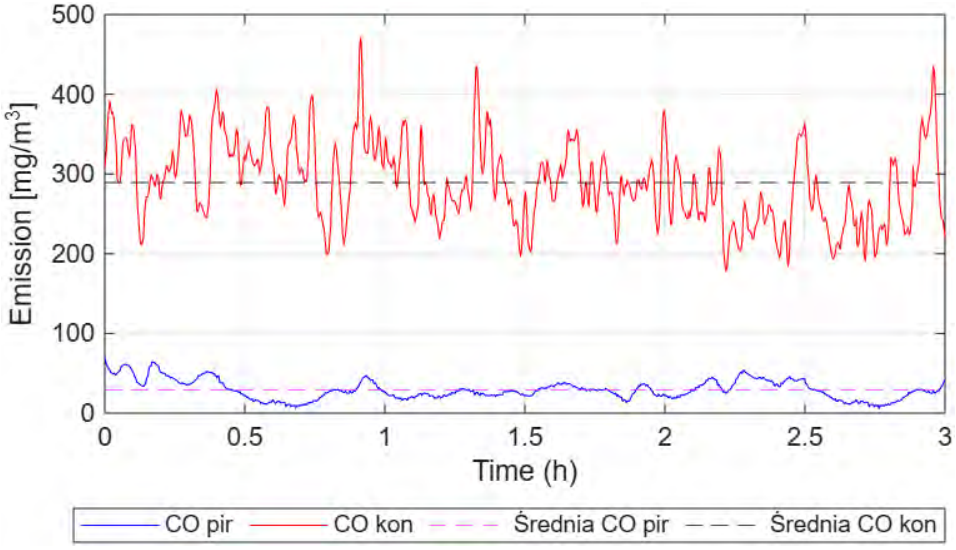
Rys.4 Komora do badań palników.

Dodatkowo konstrukcja komory uwzględnia system tulei montażowych rozmieszczonych w ścianach bocznych i tylnej, umożliwiających instalację czujników temperatury oraz innej aparatury diagnostycznej. Takie rozwiązanie pozwala na lokalny pomiar parametrów termicznych i przepływowych w różnych obszarach komory, co jest kluczowe dla szczegółowej analizy kinetyki spalania oraz rozkładu temperatury w przestrzeni roboczej.

2. Wyniki

Wyniki badań obejmują analizę porównawczą charakterystyk emisyjnych oraz parametrów termicznych pracy dwóch typów palników: konwencjonalnego oraz pirolitycznego. Palnik pirolityczny pracował z wentylatorem wyciągowym zamontowanym na odcinku wylotu spalin poza komorą testową. Palnik konwencjonalny wyposażony był w wentylator nadmuchowy umiejscowiony w korpusie palnika. Ocenie poddano stężenia tlenku węgla (CO) oraz tlenków azotu (NO), emisję pyłu, a także temperaturę spalin. Uzupełnieniem analizy ilościowej była ocena jakościowa przebiegu procesu spalania, przeprowadzona na podstawie obserwacji wizualnej struktury płomienia. Analizie podlegały takie cechy jak stabilność płomienia, jego jednorodność, długość, intensywność świecenia oraz obecność stref niedopalonego paliwa lub lokalnych zaburzeń spalania.

W celu zapewnienia porównywalności wyników oba palniki eksploatowano w identycznych i kontrolowanych warunkach eksperymentalnych. Warunki otoczenia, takie jak temperatura i ciśnienie, były na stałym poziomie. Dodatkowo zapewniono zgodność parametrów hydraulicznych układu, w tym temperatury czynnika grzewczego na zasilaniu i powrocie, strumienia przepływu cieczy oraz wynikającej z nich mocy cieplnej odbieranej z układu. Oba urządzenia pracowały również przy tej samej wydajności podawania paliwa. Tak zdefiniowane warunki badawcze ograniczają wpływ zmiennych zewnętrznych i eksploatacyjnych, umożliwiając ocenę wpływu konstrukcji palnika oraz organizacji procesu spalania na poziom emisji zanieczyszczeń i charakterystykę płomienia. Należy jednak zaznaczyć, że badane układy różniły się również sposobem wymuszenia przepływu gazów, co może wpływać na rozkład prędkości, czas przebywania spalin w komorze oraz temperaturę gazów wylotowych.

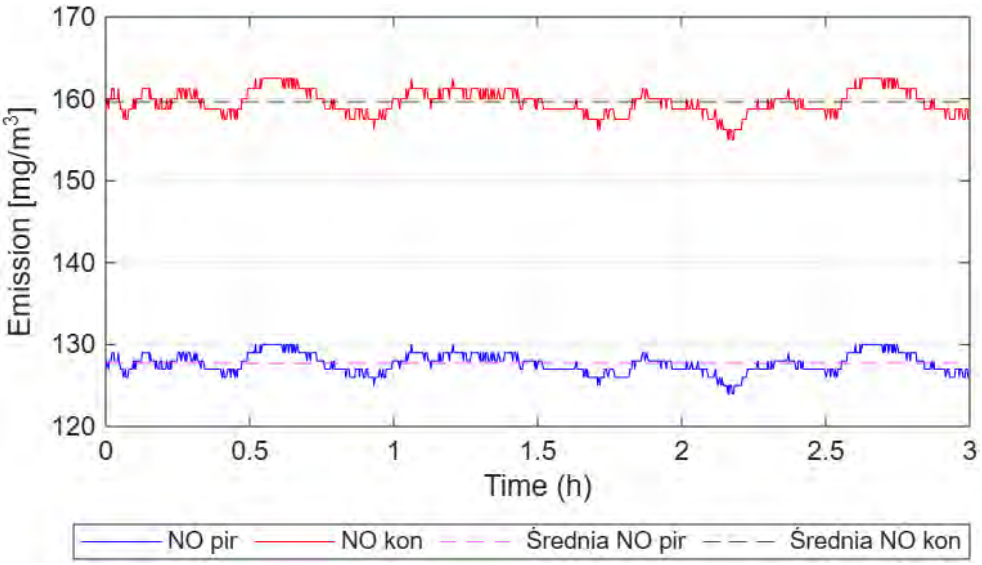


Rys.5 Emisje tlenków węgla.

Na rysunkach 5–7 przedstawiono wyniki pomiarów emisji zanieczyszczeń oraz temperatury spalin uzyskane podczas badań obu typów palników. Kolorem czerwonym oznaczono dane dla palnika konwencjonalnego, natomiast kolorem niebieskim – dla palnika pirolitycznego.

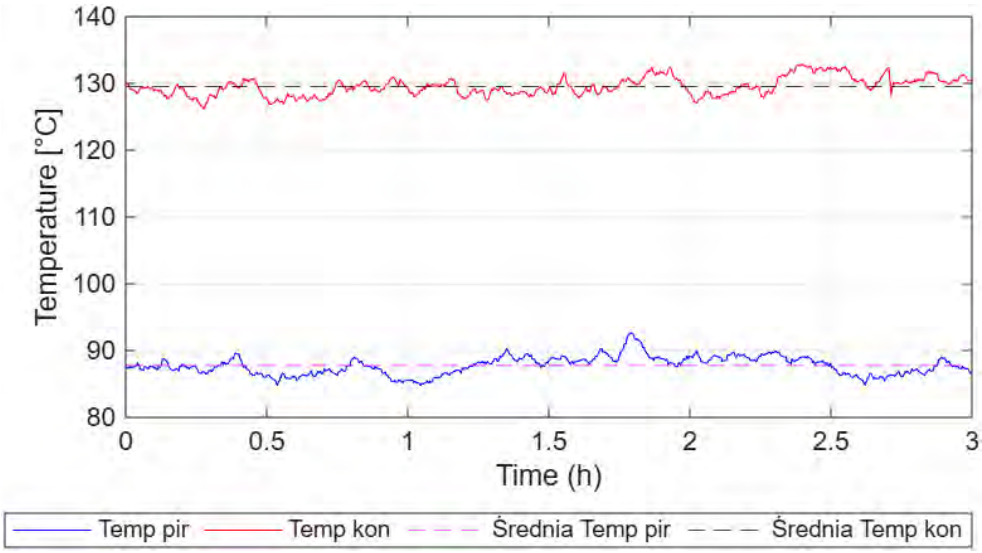
Rysunek 5 przedstawia przebieg emisji tlenku węgla (CO). Widoczna jest wyraźna różnica w poziomie emisji i stabilności pracy analizowanych palników. Średnie stężenie tlenku węgla dla palnika konwencjonalnego wynosiło 295 mg/m³, a dla palnika pirolitycznego osiągnęło jedynie 30 mg/m³. Emisja CO w przypadku palnika pirolitycznego była blisko dziesięciokrotnie niższa. Dodatkowo dla palnika konwencjonalnego zaobserwowano znaczną zmienność wartości emisji CO – stężenia wahały się od około 200 mg/m³ do ponad 400 mg/m³. Tak duża amplituda zmian emisji w przypadku palnika konwencjonalnego wynika prawdopodobnie z charakterystyki jego pracy. Cykliczne podawanie paliwa bezpośrednio na palące się złoże prowadzi do okresowego zaburzania jego struktury oraz lokalnych

zmian warunków spalania. Zjawisko to może powodować chwilowe pogorszenie jakości procesu spalania i występowanie warunków niecałkowitego utleniania paliwa, czego efektem są okresowe wzrosty emisji tlenku węgla. Dodatkowo obserwowane wahania wskazują na mniejszą stabilność procesu spalania w palniku konwencjonalnym. Palnik pirolityczny charakteryzował się znacznie bardziej stabilnym przebiegiem emisji – rejestrowane wartości CO utrzymywały się na niskim i względnie stałym poziomie przez cały czas trwania pomiaru, co może świadczyć o bardziej równomiernym i efektywnym przebiegu procesu spalania. W analizowanym palniku proces dawkowania paliwa nie wpływał bezpośrednio na stabilność spalania. Wynika to z konstrukcji układu oraz obecności dużego złoża paliwa znajdującego się powyżej strefy zgazowania. W takich warunkach podawanie kolejnych porcji paliwa nie powodowało istotnych przemieszczeń ani zaburzeń struktury złoża, dzięki czemu proces spalania przebiegał w sposób ciągły i stabilny.



Rys.6 Emisje tlenków azotu.

W przypadku emisji tlenków azotu (Rys.6) różnice pomiędzy badanymi palnikami były wyraźnie mniejsze niż w przypadku emisji tlenku węgla. Średnia wartość emisji dla palnika konwencjonalnego wynosiła 159 mg/m³, natomiast dla palnika pirolitycznego 127 mg/m³. Ponieważ w obu przypadkach zastosowano to samo paliwo, o identycznych właściwościach fizykochemicznych, wpływ składu paliwa na obserwowane różnice emisji jest pomijalny. Otrzymane rozbieżności mogą wynikać z odmiennych warunków procesu spalania, sposobu doprowadzenia powietrza, rozkładu temperatur w strefie spalania oraz stabilności płomienia. Emisja NO jest zależna od lokalnych temperatur spalania oraz czasu przebywania gazów w obszarze wysokiej temperatury i podwyższonego stężenia tlenu. Występowanie lokalnych stref przegrzania oraz chwilowych zaburzeń przepływu może intensyfikować proces tworzenia tlenków azotu. Bardziej stabilny i równomierny przebieg spalania w palniku pirolitycznym sprzyjał ograniczeniu warunków sprzyjających formowaniu tlenków azotu, co skutkowało niższą emisją.



Rys.7 Temperatury spalin wylotowych z komory.

Rysunek 7 przedstawia przebieg temperatury gazów wylotowych z komory badawczej dla analizowanych palników. Średnia temperatura spalin dla palnika pirolitycznego wynosiła 88 °C i była o około 40 °C niższa niż w przypadku palnika konwencjonalnego. Zaobserwowane różnice mogą wynikać z odmiennego przepływu powietrza z powodu zastosowania różnych typów wentylatorów. W palniku konwencjonalnym wentylator nadmuchowy mógł powodować większą intensywność przepływu gazów przez komorę badawczą, co wpływało na wzrost strat cieplnych oraz podwyższenie temperatury spalin. Dodatkowo mniej jednorodne warunki mieszania gazów i powietrza w palniku konwencjonalnym mogły prowadzić do lokalnego występowania produktów niecałkowitego spalania, których późniejsze dopalanie w dalszej części komory skutkowało wzrostem temperatury gazów wylotowych. Analizując przebieg temperatury spalin w obu przypadkach wahania rejestrowanych wartości były stosunkowo niewielkie, co wskazuje na stabilny przebieg procesu spalania podczas całego cyklu pomiarowego.

Na rysunku 8 przedstawiono obraz płomienia badanych palników. Zdjęcia wykonano przez żaroodporną szybę rewizyjną zlokalizowaną w komorze testowej. Ze względu na wysokie stężenie gazów oraz unoszących się cząstek stałych w przestrzeni roboczej szyba nie była w pełni przejrzysta, co oznacza, że rzeczywiste barwy płomienia mogą nieznacznie odbiegać od tych zarejestrowanych na fotografiach. Lewa strona rysunku (8A) przedstawia płomień generowany podczas pracy palnika pirolitycznego. Widoczne są dwie dominujące strefy emisyjne: obszar o barwie pomarańczowo-żółtej, charakterystyczny dla spalania cząstek stałych oraz produktów częściowej pirolizy, oraz strefę niebieską, zlokalizowaną głównie w rejonie bocznych otworów doprowadzających powietrze wtórne. Niebieskie płomienie skierowane są prostopadle do płaszczyzny wylotu spalin. Obecność niebieskiej barwy wskazuje na efektywne dopalanie gazowych produktów pirolizy, w tym tlenku węgla, wodoru oraz lekkich węglowodorów, co jest typowe dla stref o podwyższonej temperaturze i dobrym

wymieszaniu z utleniaczem. Struktura płomienia wewnątrz tuby palnika ma charakter wyraźnie warstwowy i rozrzedzony, co sugeruje obecność kilku nakładających się stref reakcji — od inicjalnych produktów pirolizy w części dolnej po intensywne dopalanie w strefach bocznych. Płomień wypełnia całą objętość tuby, a rozkład intensywności spalania jest stosunkowo równomierny, co świadczy o stabilnym przepływie i korzystnych warunkach mieszania gazów palnych z powietrzem wtórnym. Brak obszarów oderwania płomienia i pulsacji wskazuje na poprawnie dobrane proporcje powietrza pierwotnego i wtórnego oraz stabilny reżim pracy palnika. Zaobserwowany obraz płomienia koreluje z wynikami emisji CO przedstawionymi powyżej.



A **B**

Rys.8 Widok płomienia testowanych palników: (A) palnik pirolityczny (B) palnik konwencjonalny.

Druga część rysunku (8B) przedstawia obraz spalania w palniku konwencjonalnym. W porównaniu z palnikiem pirolitycznym widoczne są wyraźne różnice w strukturze i rozmieszczeniu płomienia wewnątrz paleniska. Płomień koncentruje się głównie w bocznych sektorach komory spalania, tworząc dwie wyraźnie oddzielone strefy reakcyjne. Nie obserwuje się jednolitego i równomiernie rozwiniętego płomienia wypełniającego całą objętość komory. Dominującą barwą płomienia jest intensywny jasnożółty kolor. W centralnej części paleniska widoczne jest również złoże paliwa, z którego bezpośrednio wydobywa się płomień. Rozkład reakcji spalania ma charakter lokalny i niejednorodny, a część objętości komory pozostaje niewypełniona strefą spalania. Zaobserwowany obraz płomienia może wskazywać na nierównomierny rozkład strumienia powietrza oraz ograniczone mieszanie produktów pirolizy z powietrzem. W konsekwencji proces spalania przebiega w sposób mniej stabilny i mniej jednorodny, co sprzyja powstawaniu lokalnych stref z niedoborem tlenu. Warunki te mogą prowadzić do niecałkowitego spalania paliwa oraz zwiększonej emisji tlenku węgla (CO). Ponadto obecność odseparowanych stref reakcji i ograniczone dopalanie frakcji lotnych może obniżać ogólną efektywność procesu spalania.



Rys.9 Widoki wewnętrznych ścianek sączków pomiarowych po rejestracji pyłów.

Przeprowadzono pomiary cząstek stałych metodą grawimetryczną dla obu analizowanych palników. Zarejestrowana emisja pyłu dla palnika pirolitycznego wynosiła 16 mg/m³, natomiast dla palnika konwencjonalnego 34 mg/m³, w przeliczeniu na warunki odniesienia odpowiadające 10% zawartości tlenu w spalinach. Emisja pyłu dla palnika pirolitycznego jest ponad dwukrotnie niższa. Rysunek 9 przedstawia powierzchnie sączków filtracyjnych wykorzystanych podczas pomiarów zapylenia: górny filtr odpowiada palnikowi pirolitycznemu, dolny palnikowi konwencjonalnemu. Sączek palnika konwencjonalnego cechuje intensywne zabarwienie i akumulacja czarnego osadu. Sączek z palnika pirolitycznego pozostaje zdecydowanie mniej zanieczyszczony. Wyraźne zaciemnienie sączka palnika konwencjonalnego może wskazywać na zwiększony udział sadzy w emisji cząstek stałych.
Powodem mogą być lokalne niedobory tlenu w palenisku, zbyt niskie temperatury w palenisku oraz niewystarczające mieszanie się powietrza podczas spalania, co tworzy sprzyjające warunki do tworzenia sadzy.

Podsumowanie

W pracy przedstawiono projekt niskoemisyjnego palnika pirolitycznego do spalania biomasy peletowej oraz wyniki badań porównawczych z palnikiem konwencjonalnym. Zastosowanie rozdziału powietrza pierwotnego i wtórnego oraz wydzielenie strefy zgazowania i dopalania gazów palnych pozwoliło uzyskać bardziej stabilny przebieg procesu spalania. Palnik pirolityczny charakteryzował się około dziesięciokrotnie niższą emisją CO, niższą emisją NO oraz ponad dwukrotnie niższą emisją pyłu. Jednocześnie temperatura spalin była o około 40°C niższa niż w przypadku palnika konwencjonalnego.

Obserwacje wizualne płomienia potwierdziły odmienną organizację procesu spalania w obu palnikach. W palniku pirolitycznym płomień był bardziej rozproszony, mniej świetlisty i zawierał strefy niebiesko-fioletowe, co może wskazywać na dopalanie gazowych produktów pirolizy. W palniku konwencjonalnym dominował intensywnie żółty, lokalnie skoncentrowany płomień, a na sączku pomiarowym zaobserwowano większą ilość ciemnego osadu. Wyniki wskazują na potencjał palnika pirolitycznego w ograniczaniu emisji produktów niecałkowitego spalania. Dalsze badania powinny obejmować optymalizację udziału powietrza pierwotnego i wtórnego, pomiar współczynnika nadmiaru powietrza, pełny bilans cieplny oraz analizę składu cząstek stałych.

Podziękowania

Badania zostały sfinansowane przez Ministerstwo Edukacji i Nauki w ramach programu „Doktorat wdrożeniowy" — DWD/6/0429/2022.

Bibliografia

[1] World Health Organization. (2021). *WHO global air quality guidelines: Particulate matter, ozone, nitrogen dioxide, sulfur dioxide and carbon monoxide*. World Health Organization.

[2] European Environment Agency. (2024). *Air quality in Europe 2024*. European Environment Agency.

[3] Instytut Ochrony Środowiska – Państwowy Instytut Badawczy. Raporty dotyczące jakości powietrza w Polsce. IOŚ-PIB.

[4] European Commission. (2015). *Commission Regulation (EU) 2015/1189 implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council with regard to ecodesign requirements for solid fuel boilers*. Official Journal of the European Union.

[5] Rozporządzenie Ministra Rozwoju i Finansów z dnia 1 sierpnia 2017 r. w sprawie wymagań dla kotłów na paliwo stałe. Dz.U. 2017 poz. 1690.

[6] Polski Komitet Normalizacyjny. (2012). *PN-EN 303-5:2012. Kotły grzewcze — Część 5: Kotły grzewcze na paliwa stałe z ręcznym i automatycznym zasypem paliwa o mocy nominalnej do 500 kW — Terminologia, wymagania, badania i oznakowanie*.

[7] Basu, P. (2018). *Biomass gasification, pyrolysis and torrefaction: Practical design and theory* (3rd ed.). Academic Press.

[8] Katerla, J., i in. (2025). Biomass for residential heating: A review of combustion technologies, emissions, and improvement strategies. *Energies, 18*, 5875.

[9] Harb, S., i in. (2025). Characterization of gaseous and particulate atmospheric emissions, including the condensable particulate fraction, from small biomass boilers (150 kW–1.65 MW) in France. *Atmospheric Environment: X*.

[10] Junejo, A., Chapela, S., Porteiro, J., & Al-Abdeli, Y. M. (2024). Secondary air induced flow structures and their interplay with the temperature field in fixed bed combustors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 238*(8), 1373–1385. https://doi.org/10.1177/09576509241275778

[11] Kardaś, D., Wantuła, M., Pieter, S., & Kazimierski, P. (2024). Effect of separating air into primary and secondary in an integrated burner housing on biomass combustion. *Energies, 17*(18), 4648. https://doi.org/10.3390/en17184648

[12] Wantuła, M., Turzyński, T., Pieter, S., Kazimierski, P., & Kardaś, D. (2025). The impact of air shutter settings on the combustion process in a biomass burner. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*. https://doi.org/10.1080/15567036.2025.2599408

[13] Krüger, D., Patschok, C., Hofmann, T., Richter, F., & Meyer, B. (2021). Demonstration of a top-lit updraft based pyrolytic burner with low emission operation and automatic process control. *Energies, 14*(13), 3913. https://doi.org/10.3390/en14133913

[14] Lamberg, H., Sippula, O., Tissari, J., & Jokiniemi, J. (2011). Effects of air staging and load on fine-particle and gaseous emissions from a small-scale pellet boiler. *Energy & Fuels, 25*(11), 4952–4960. https://doi.org/10.1021/ef2010578

[15] Khodaei, H., Al-Abdeli, Y. M., Guzzomi, F. G., & Yeoh, G. H. (2017). Air staging strategies in biomass combustion—Gaseous and particulate emission reduction potentials. *Fuel Processing Technology, 157*, 29–41. https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2016.11.007

[16] Kirch, T., Birzer, C. H., van Eyk, P. J., Medwell, P. R., & Nathan, G. J. (2018). Influence of primary and secondary air supply on gaseous emissions from a small-scale staged solid biomass fuel combustor. *Energy & Fuels, 32*(4), 4212–4220. https://doi.org/10.1021/acs.energyfuels.7b03152

[17] Carroll, J. P., Finnan, J. M., Biedermann, F., Brunner, T., & Obernberger, I. (2015). Air staging to reduce emissions from energy crop combustion in small scale applications. *Fuel, 155*, 37–43. https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.04.008

[18] Wantuła, M., Pieter, S., & Kardaś, D. (2025). Comparison of pea coal combustion in a novel burner with separated primary and secondary air with combustion in a typical retort burner. *Journal of Energy Resources Technology*. https://doi.org/10.1115/1.4068583

DOI: 10.65731/978-83-68673-45-6_74

Experimental Investigation on Advective-type Sorption Energy Storage Using Silica Gel

BARTŁOMIEJ WAJDA, ŁUKASZ CIEŚLIKIEWICZ, PIOTR ŁAPKA

Politechnika Warszawska, Wydział Mechaniczny, Energetyki i Lotnictwa
ul. Nowowiejska 21/25, 00-665 Warszawa
e-mail: bartlomiej.wajda.dokt@pw.edu.pl, lukasz.cieslikiewicz@pw.edu.pl, piotr.lapka@pw.edu.pl

Key words: thermal energy storage, sorption energy storage, silica gel, additive manufacturing reactor

In the article, a small-scale prototype of an open thermochemical energy storage installation has been described, featuring a 100 ml 3D-printed UV resin reactor. A series of discharge experiments has been conducted on the installation with the use of silica gel as a heat storage material. Using measurements of temperature, relative humidity, mass flow rate, and pressure, it was explored how the power and stored heat evolved as the mass flow rate and temperature of discharge air were varied. The experimental campaign involved inlet temperature variation in the range of 10-30°C, with mass flow rates ranging from 4 to 6 g/s. A careful uncertainty analysis has been performed. It has been found that in order to maximize energy extracted from the storage installation, low-temperature inlet air has to be used with a preferably low mass flow rate. In such conditions, the silica gel has more time to adsorb water from the flow, and the sensible heat of the installation can also be used. In the present work, the highest heat output value reached 1.19 ± 0.32 (MJ/kg), which corresponded to the highest water uptake of 0.3712 ± 0.0003 (g/g). Whereas to extract maximum heating power from the installation, the highest temperatures and the highest mass flow rates should be used. Higher temperature air contains exponentially more water vapour, which leads to faster discharge, with higher average heating power output. In the present work, the greatest heating power was reached for $\dot{m} = 6g/s$ and was equal to 1305 ± 46 (W/kg).

Introduction

The decarbonization trend is progressing, with rapidly expanding installed renewable capacities. As recent events have shown, renewable energy sources (RES) not only cause less carbon emissions, but also, in many cases, provide fuel independence for countries without fossil resources. Additionally, some RES provide the most valuable form of energy – electrical energy, which can be easily converted into other forms of energy. Despite these clear advantages, RES lack the ability to respond to demand fluctuations flexibly and may cause other power sources to operate at lower efficiency. One of the possible mitigations of these issues is energy storage.

Lamentably, the problem of efficient and accessible electrical energy storage remains unsolved. When one considers the fact that in 2024, 61.5% of final energy consumption in the residential sector was used for space heating [1], storing heat instead of electricity for heat-demanding applications becomes a viable alternative. Currently, there are three technologies of heat storage: sensible, latent, and thermochemical. Sensible heat storage is the simplest, the most widespread, and usually requires the lowest capital expenditure. Latent heat storage has received great attention in recent years [2–4] due to higher energy densities and temperature stabilization properties. However, sensible as well as

latent heat storage possess one clear disadvantage: self-discharge. Since these heat storage technologies increase the temperature of the material, heat flow is inevitable. It can be mitigated using insulation materials, or increasing the scale of the storage, but they increase the CAPEX of the storage system, never completely eliminating the heat flow. This, from the perspective of distributed heat storage for more than a day, makes these technologies irrelevant.

This is where thermochemical energy storage (TCES) outperforms other heat storage technologies. In TCES, heat is used as a reagent in a reversible physio-chemical process, effectively converting it to physio-chemical potential. When the products of the process are not in contact, discharge is prevented. When heat is in demand again, the products of that process are mixed, and heat is released (Figure 1).

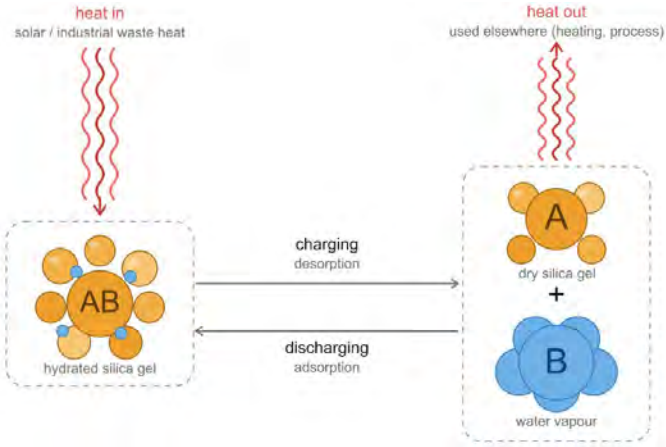


Figure 1: Schematic diagram of the thermochemical energy storage principle. Source: own elaboration.

Practically, charge processes occur at temperatures higher than ambient, so in the long-term storage, the sensible part of the heat stored is lost, but compared to the heat stored in the thermochemical process, this quantity is small.

In TCES, there are two main categories: sorption storage and chemical reaction storage. Sorption storage relies on adsorption or absorption of a working fluid; in physisorption, specifically, the binding is due to weak van der Waals forces, whereas chemisorption involves stronger chemical bonds. While overall, physisorption storage underperforms in terms of energy density compared to chemical reaction storage, it currently exhibits higher multicycle stability and thus, higher TRL.

A wide range of materials can be used in TCES, from adsorption materials, such as zeolites, silica, silica gel, porous carbon, or metal organic frameworks, absorption materials like liquid ammonia, solutions of hygroscopic salts, to chemically bonding materials like oxides, nitrates, carbonates, or salt hydrates. In low-temperature TCES applications, which are the focus of this research, water vapour is the most commonly used working fluid, regardless of whether it is physisorption or chemisorption. This is due to its abundance, environmental neutrality, and its widely known properties.

Another topic, related to material selection, is the reactor design. There are two main types of storage installations: advective-driven, also known as open and vacuum systems, often referred to as closed.

The main difference between these two types is that in advective-driven installations, the transport of humidity is achieved using a carrier gas, while in vacuum systems, water is stored in the installation, and its transport is due to vacuum creation. Generally, advective-driven installations have lower sealing requirements and tend to outperform vacuum systems in terms of energy density. For these reasons, an open system has been chosen.

Although the set of research articles on the sorption storage is growing rapidly, to the authors' knowledge, the proposed laboratory-scale reactor construction has not been reported. Additionally, the body of numerical investigations is large [5–7], but such experimental optimization remains scarce, and the existing studies rarely perform rigorous uncertainty analysis [8, 9]. These factors show the novelty of this work.

1. Methods

This work intends to check the validity of silica gel as a heat storage material, as well as the prepared experimental setup. In section 1.1, the experimental setup is described.

1.1. Material description

The silica gel used in the following experiments was purchased from E-Biola, a Polish industrial chemical supplier. The diameters of silica gel granules range from 2 to 5 mm. It is widely used as a desiccant in food, electronics, and other industries. Due to the porous structure of the material, with silanol groups on the surface, it naturally creates complexes of silicon oxide with water, thus actively removing dissolved water vapour from the air. Although silica gel does not exhibit the highest energy density from known physical sorption materials, its relatively low regeneration temperature (120°C) places it among the most suitable for application with low-temperature heat sources.

1.2. Experimental setup description

The schematic of the developed experimental setup can be seen in Figure 2. It is a simple advection-driven installation in which the carrier gas is ambient air. Pressurized gas enters the system and immediately passes through a vertical heat exchanger with cold working fluid. This causes part of the humidity dissolved in the gas to precipitate. The two-phase flow then enters a water separator chamber. Here, the precipitate droplets are separated from the gas, and the container is emptied periodically. Afterward, an Alicat MR 1000 SLPM laminar differential pressure mass flow regulator reduces the pressure to the value corresponding to the setpoint. Next downstream is an electric heater and a three-way valve. One way leads to a humidifying chamber, while the other bypasses it. The two ways join downstream. The temperature of the air entering the adsorption bed is regulated by heater power, while its humidity is regulated by the flow volume fraction passing through the humidifying chamber. Finally, the gas enters a $100\ cm^3$-size 3D-printed reactor (Figure 3), which is supplied with inlet and outlet measurements of temperature, relative humidity, and pressure. The first two parameters are measured using Sensirion SHT 85 sensors, while pressure is measured using two different piezoresistive transmitters. One of the transmitters is differential (Keller Series PD-33X) and the other measures absolute pressure at the outlet (Keller Series 33X). For mass measurements of the active material, the Radwag PS 3000.X7 precision scale was used.

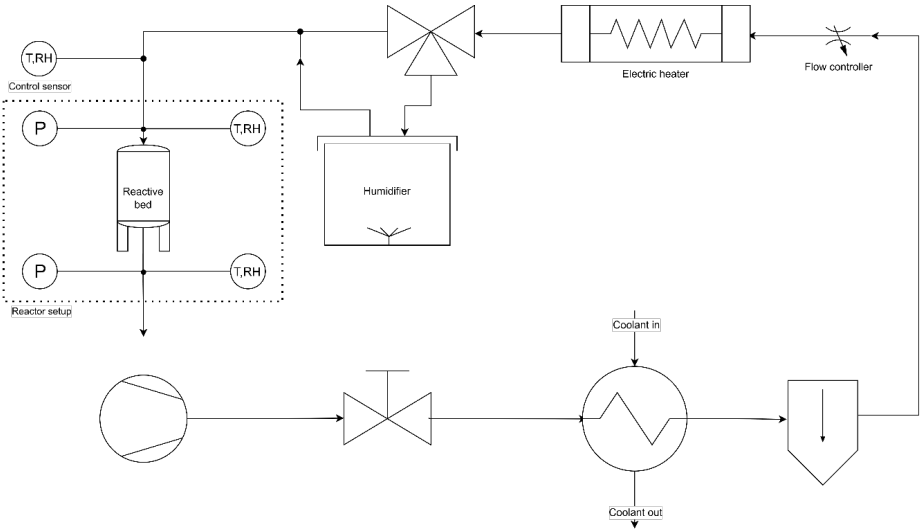


Figure 2: A schematic diagram of the experimental setup. Source: own elaboration.



Figure 3: Photo of the reactor. Source: own elaboration.

1.3. Experimental procedure

In the course of this work, discharge experiments have been conducted. The procedure started with ensuring that the silica gel was completely dry. It was kept in an oven at 120°C for 24h. Then, the material was immediately transferred to a vacuum chamber to reach ambient temperature with minimal moisture adsorption. After an additional 24h, the material was used for measurements. Just before measurement, the reactor module was weighed twice: empty and immediately after filling it with silica gel. This way, the dry mass of silica gel was measured. The experimental setup had been set to the required inlet parameters, then the reactor was connected, and the measurement started.

The readings from pressure, temperature, and relative humidity sensors were saved every 2 seconds. Mass flow readings were stable over the course of each experiment, and thus were assumed constant. The measurement continued as long as the following condition was satisfied between the reactor inlet and outlet:

$$t_{inlet} - t_{outlet} > 1.5''C \tag{1}$$

After this condition stopped being satisfied, the silica gel was deemed discharged and was immediately weighed. That is how the water uptake of the material was determined.

In this study, the effects of different discharge temperatures and mass flow rates on temperature lift, power, and energy released were investigated. The following two experimental campaigns have been realized. The first one (see Table 1) was for a constant mass flow rate of $4\ g/s$ and relative humidity with varying temperature. The lower temperature limit was determined by heat losses in the current experimental setup. At higher temperatures, the maximum relative humidity achievable with the installed humidifiers was 68.5%. Likewise, for 10°C, 85% relative humidity proved to be the technical minimum. The other campaign consisted of measurements for different mass flow rates with constant temperature (15°C) and relative humidity (75%) (see Table 2). Each experiment was run once, so the statistical random uncertainty is unknown.

Table 1: Temperature varying experiment campaign

ṁ (g/s)	t (ºC)	RH (%)
4	10	85
4	15	75
4	20	75
4	25	75
4	30	68.5

Source: own elaboration.

Table 2: Mass flow varying experiment campaign

ṁ (g/s)	t (ºC)	RH (%)
4	**15**	**75**
5	**15**	**75**
6	**15**	**75**

Source: own elaboration.

1.4. Calculation of power and energy density

Energy stored in the material per unit mass E has been calculated using experimental data as follows:

$$E = \int_0^{\tau_{end}} \dot{Q}\, d\tau \left(\frac{J}{kg}\right) \tag{2}$$

where: $\dot{Q}$ is the heat flow rate per unit mass of dry silica gel, and τ_{end} is the time of the end of the measurement. $\dot{Q}$ was calculated using the following formula:

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m}}{m_{sd}}\left(C_{p_{air}} + \bar{\omega} C_{p_v}\right)(t_2 - t_1) \left(\frac{W}{kg}\right) \tag{3}$$

where: $C_{p_{air}}$ is the specific heat of air at constant pressure, assumed to be constant, as air in the following experiments never reaches temperatures above 60°C (the error from this assumption is less than 0.3%), C_{p_v} is the specific heat of water vapour at constant pressure, again assumed to be constant, $\dot{m}$ is the inlet mass flow rate, m_{sd} is the mass of dry silica gel in the reactor, t_1 and t_2 are inlet and outlet temperatures, respectively, and $\bar{\omega}$ is the arithmetic mean specific humidity of air at the reactor inlet and outlet.

Measured relative humidity has been used to calculate the specific humidity of the airflow using the following formula:

$$\omega = \frac{0.622 \varphi P_{sat@T}}{P - \varphi P_{sat@T}} \left(\frac{kg}{kg}\right) \tag{4}$$

where: P is the total pressure that was measured, $P_{sat@T}$ is the saturation pressure of water vapour, and φ is the relative humidity. The saturation pressure of water vapour was calculated using the following approximation [10]:

$$P_{sat@T} = 610.94\, e^{17.625t/(243.04+t)}\ (Pa) \tag{5}$$

where: t is the temperature in °C.

Table 3: Instrument accuracy table.

Quantity	Source	Distribution	Standard uncertainty	Type
$\dot{m}$	flow controller, $\pm(0.8\%)$ of reading $\pm(0.2\%)$ of full scale	rectangular	$\frac{\left[\left((0.8\%)\,\dot{m}\right)^2 + \left((0.2\%)21.54\right)^2\right]^{1/2}}{\sqrt{3}}\ (g/s)$	B
m_{sd}	weigh-to-weigh scatter	normal	$\sigma/\sqrt{N-1}$	A
m_{sd}	laboratory scale, $\pm$readability $\pm$linearity	rectangular	$((1/2)^2 + 6^2)^{1/2}/\sqrt{3}\ \ (mg)$	B
t_1, t_2	SHT85, ± 0.15℃	rectangular	$0.15/\sqrt{3}$ (℃)	B
φ_1, φ_2	SHT85, $\pm 2\% points$	rectangular	$2/\sqrt{3}$ (% $points$)	B
P_2	pressure sensor, absolute, $\pm(0.1\%)$ of full scale	rectangular	$100/\sqrt{3}\ (Pa)$	B
P_1	sum of absolute and relative pressure sensor readings, each $\pm(0.1\%)$ of full scale	rectangular	$\sqrt{2 \cdot 10^4}/\sqrt{3}\ (Pa)$	B

Source: own elaboration based on manufacturers' datasheets.

1.5. Uncertainty analysis

In this work, type B uncertainty analysis has been performed for all measurements, with type A applied only to weighing measurements. The inputs are all assumed independent. The accuracy of the employed instruments is presented in Table 3.

The overall expression for the uncertainty of heating power per mass of the dry silica gel is given by:

$$u_f = \left[\left(\frac{\partial f}{\partial \dot{m}} u_{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial m_{sd}} u_{m_{sd}}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial t_2} u_{t_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial t_1} u_{t_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \varphi_2} u_{\varphi_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial \varphi_1} u_{\varphi_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial P_2} u_{P_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial P_1} u_{P_1}\right)^2 \right]^{1/2} \quad (6)$$

where: $f = \dot{Q}/m_{sd}$.

The uncertainty of the calculated energy stored per mass was estimated using the following formula:

$$u_E = \left[\sum_i \left(u_i \int_0^{\tau_{end}} \frac{\partial f}{\partial x_i} d\tau \right) \right]^{1/2} \quad i \in \{\dot{m}, m_{sd}, t_2, t_1, \varphi_2, \varphi_1, P_2, P_1\} \quad (7)$$

In the results section, the error bars, as well as the reported results, are plotted with expanded uncertainties with the coverage factor of $k_{cov} = 2$.

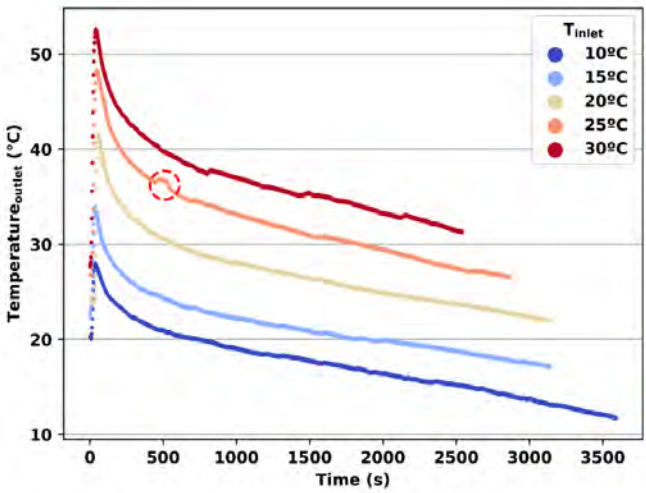


Figure 4: Temperature of outlet air for different inlet air temperatures. Source: own elaboration.

2. Results and discussion

2.1. The influence of inlet temperature

In this section, the influence of the temperature of the inlet air on the outlet air temperature is shown (Figure 4). What is immediately apparent is that the lower the discharge temperature, the slower the discharge process. This corresponds to the existing intuition of the process, i.e., colder air carries exponentially fewer water vapour, so there are significantly fewer water particles that can adsorb on the surface of the porous material. Thus, more air has to flow through the reactor to discharge the material completely.

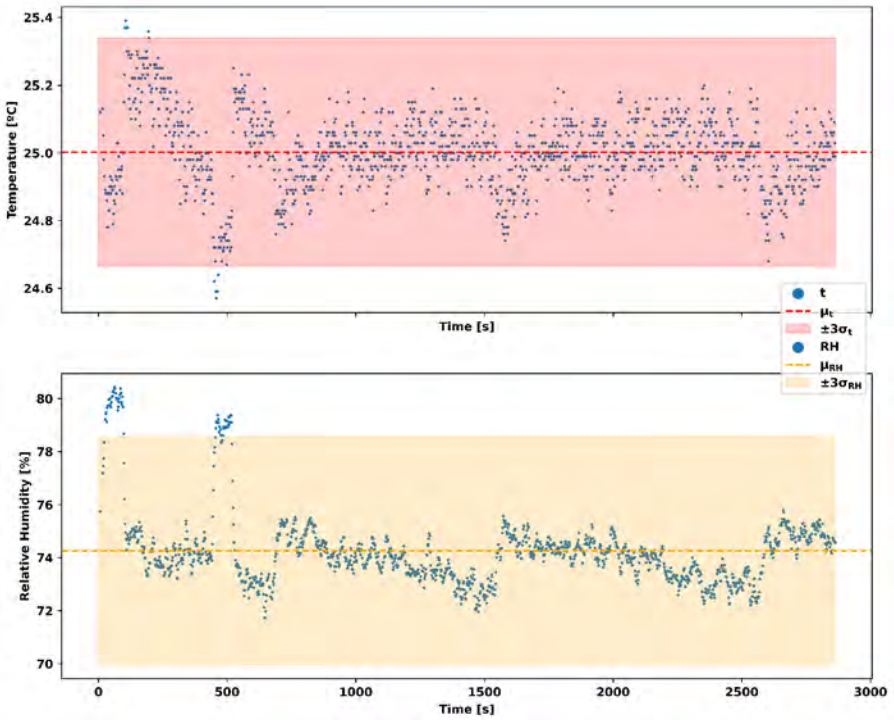


Figure 5: Temperature and relative humidity conditions of the inlet air for 25°C experiment. Source: own elaboration.

Another observation is the transient increase in outlet temperature in the 25℃ case, highlighted with a dotted red circle. When looking at the inlet conditions plot (Figure 5), it can be observed that the temperature remains stable; however, approximately 500 s after the start of discharge, there is a sudden 5 percentage point increase in relative humidity, which causes a rapid increase in outlet temperature. Moreover, Figure 5 shows that the standard deviation of relative humidity is significantly higher than that of temperature. As noted in the uncertainty analysis, temperature can be measured with higher precision than relative humidity. Furthermore, due to the construction of the experimental setup, temperature is easier to control (via the power supplied to the heater), whereas relative humidity control is more challenging. The humidifier operates in an on-off mode, and the control action is achieved by adjusting the fraction of bypass flow using a three-way valve. This valve exhibits hysteresis and responds more slowly than the heater, making precise control more difficult. Finally, the initial values of each curve need to be explained. The sensor measuring temperature and relative humidity initially records the same conditions as those of the porous material and reactor structure. Therefore, due to thermal inertia, it does not capture the true inlet air conditions at the beginning. For this reason, an additional upstream sensor is installed to verify that the setpoints are met prior to the measurement section.

When examining the water uptake values from experiments at varying temperatures, the differences in water loading are quite small (Figure 6). Between the highest and lowest water loadings, there is less than an 8% difference. This suggests that the degree of discharge of the storage material was similar across the shown experiments despite the 2.8 times more moisture carried by 30°C air than 10°C air.

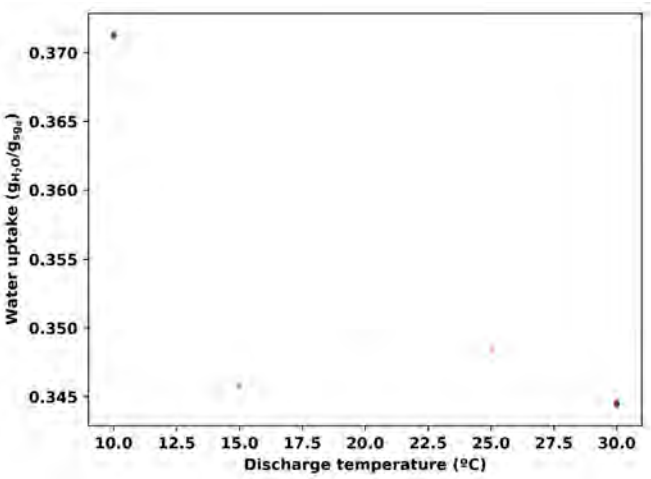


Figure 6: Water uptake for different temperatures of discharge air. Source: own elaboration.

In the heat output plots for different inlet temperatures (Figure 7), it is evident that higher inlet temperatures result in steeper peaks in heat output. This rapid release of stored energy leads to faster discharge, as evidenced by how much time each curve spans. An interesting similarity occurs for the 15°C and 20°C cases. Even though the temperatures and relative humidities differ, these two plots are very similar. This may be because, at 15°C, the heat capacity of the reactor material and silica gel itself plays an important role initially in the heating of air. In other words, air is not only heated by the adsorption process, but also by the fact that the reactor and storage material are at a higher temperature than the gases passing through the reactor. In this experimental setup, with a 100 ml-sized reactor, this effect is far more significant than it would be for a larger reactor installation, where the heat capacity of the reactor would influence the result less.

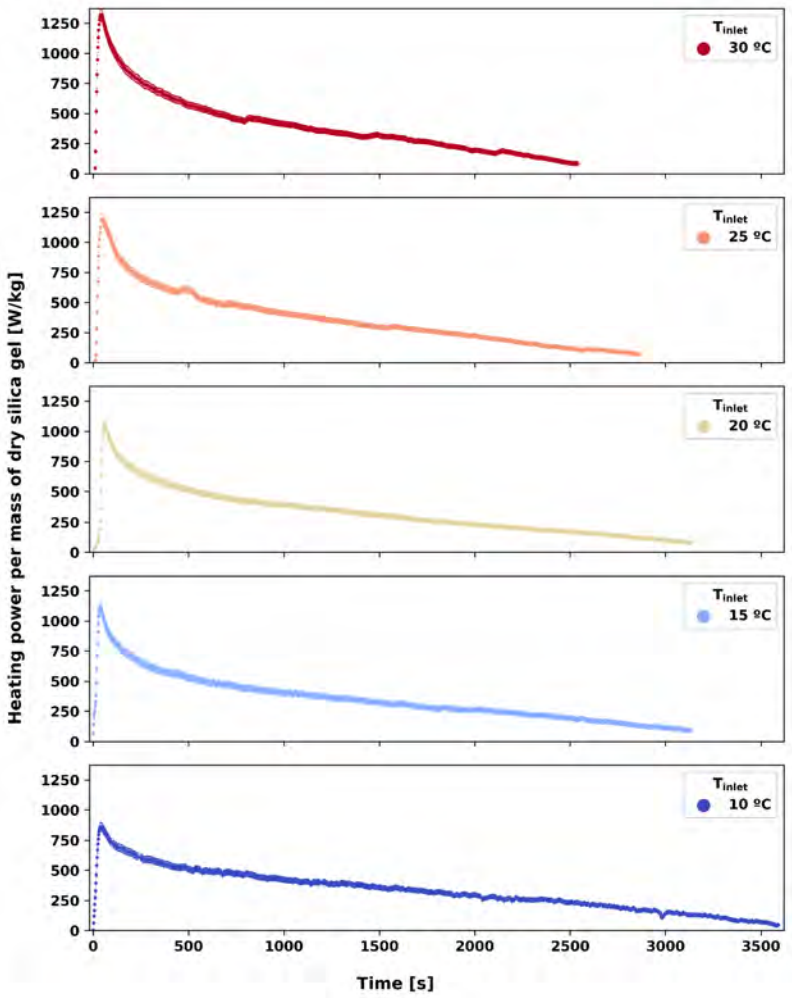


Figure 7: Calculated heating power plots for different inlet temperatures. Source: own elaboration.

Having analyzed the power plots, a natural question arises: how do these experiments compare in terms of energy released? Figure 8 shows that comparison. One striking point is the one corresponding to the discharge at 10°C. Even considering the uncertainty of this measurement, the released energy is significantly higher than for other temperatures. Worth noting is that, in this experiment, water uptake was higher than in the other experiments (Figure 6), which partly explains the difference, as well as the heat capacities of the storage and reactor materials, which, in this case, increase the perceived energy carried by the outlet air. The same heat capacity effect acts when the gases are at a greater temperature than the reactor module, cooling the exiting air and thus reducing the heat output of the installation.

Apart from these effects, given the uncertainties in each measurement, it seems that the inlet air temperature has little impact on the amount of heat that can be extracted from the storage. Furthermore, the height of the error bars underscores that more experimental runs are necessary to

increase confidence in these results and to correctly account for random errors inherent in every measurement. However, what is clear without additional runs is that for higher temperatures, the utility of the heat released for higher inlet temperatures is greater.

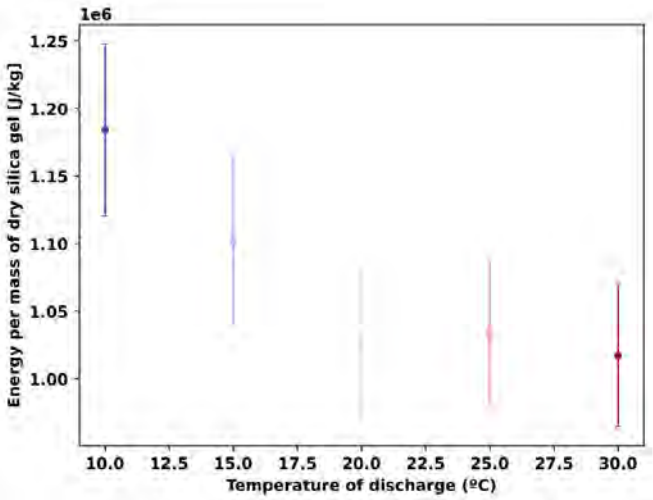


Figure 8: Energy carried by air from the storage installation as a function of inlet temperature. Source: own elaboration.

2.2. The influence of mass flow rate

When looking at the temperature plot as a function of mass flow rate (Figure 9), the relation between the curve for $4\ g/s$ and the higher mass flow rates is interesting. The temperatures and relative humidities were at the same level for all three cases, yet the difference lies in an increasing mass flow rate of dry air and a decreasing mass flow rate of water vapour with increasing $\dot{m}$. This is because, to achieve higher mass flow rates, a higher total pressure must be used. When pressure is increased, less water vapour can be carried by a unit mass of air, as shown by equation (4). In the present measurement, this decrease is about 5.54%. It is not drastic, but it partly explains why higher $\dot{m}$ leads to lower outlet temperature. Another, more straightforward reason is that for a similar storage capacity, in the same time interval, more dry air flows through the sorption bed, which naturally leads to lower temperatures of this fluid.

As the intuition might suggest, higher $\dot{m}$ leads to faster reaching of the discharge condition given by equation (1). However, Figure 10 shows that, although the discharge condition was satisfied in this case, the material did not adsorb the same amount of water vapour. The case with $\dot{m} = 4g/s$ resulted in the highest water uptake, more than 7.3% higher than that for the case with $\dot{m} = 6g/s$. This suggests that the discharge could be continued further.

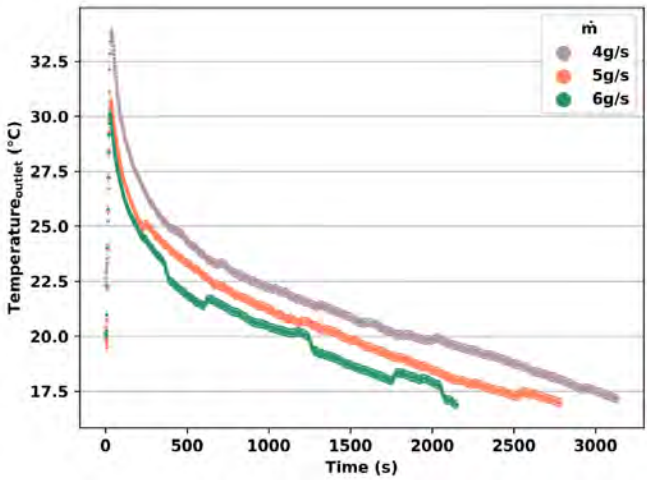


Figure 9: Temperature of outlet air for different mass flow rates. Source: own elaboration.

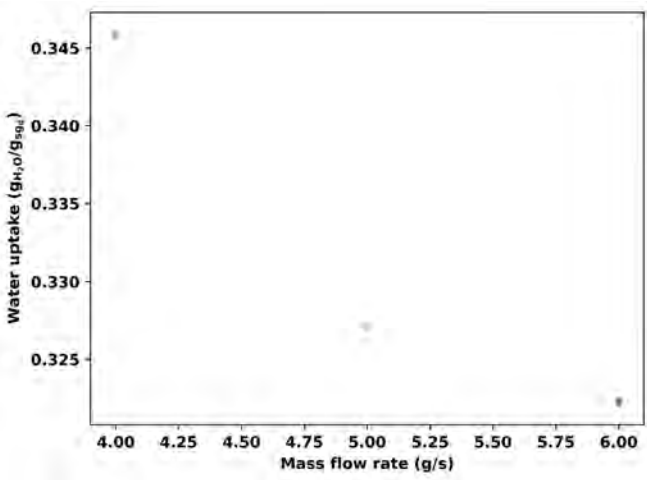


Figure 10: Water uptake for different mass flow rates of discharge air. Source: own elaboration.

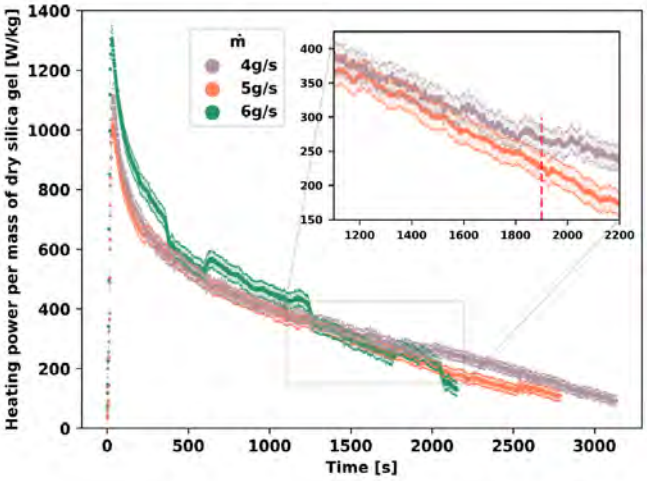


Figure 11: Calculated heating power plots for different mass flow rates. Source: own elaboration.

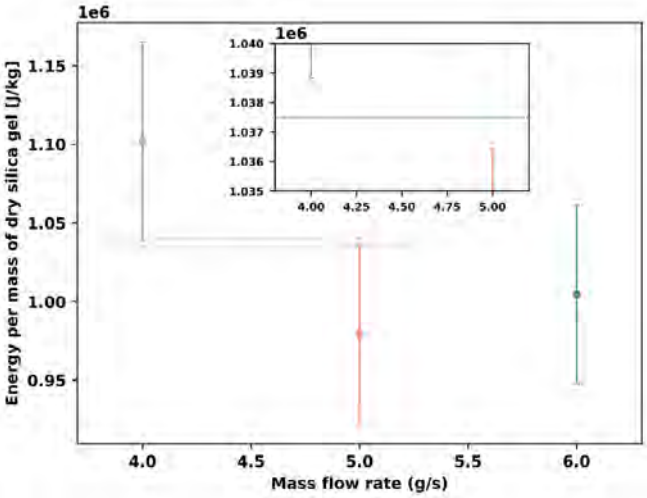


Figure 12: Energy carried by air from the storage installation as a function of mass flow rate. Source: own elaboration.

The next plot shows heating power curves (Figure 11). Even though the highest temperature was reached for $\dot{m} = 4g/s$, lower temperature lift with higher mass flow rate proved to be more decisive in achieving maximum heating power in the case of $\dot{m} = 6g/s$. Interestingly, in the case of experiments with $\dot{m} = 4g/s$ and $\dot{m} = 5g/s$ the powers were almost identical up until around 1900 s from the start of the experiment, when $\dot{m} = 4g/s$ began to give higher heating power output.

Integrating the plots from Figure 11 yields the results shown in Figure 12. This plot shows greater heat recovered from the porous material in the case of $\dot{m} = 4g/s$ than for $\dot{m} = 5g/s$. By slightly more than $2.4kJ/kg$, the error bars miss each other, signaling significant difference. At the same time, comparable energy has been recovered for $\dot{m} = 6g/s$.

Summary and Conclusions

A total of 8 experiments have been conducted, with type B uncertainty estimates providing insight into the relationships between the inlet temperature, mass flow rate, and output variables such as outlet temperature, water uptake, heating power per unit mass, and specific heat per unit mass. Although the uncertainty analysis considered only type B uncertainties, it enhances the value and reliability of the obtained results. Based on these experiments, the following conclusions can be drawn:

- Lower temperatures and mass flow rates of the discharge air led to a slower process, yielding lower heating power but higher water uptake in the material and, consequently, higher heat release.
- The highest heat output was achieved during the 10°C discharge process, reaching a value of $1.19 \pm 0.32\ (MJ/kg)$, which corresponds to the highest water uptake of $0.3712 \pm 0.0003\ (g/g)$.
- With regard to maximizing heating power, the results indicate that the highest possible inlet temperature and the highest mass flow rate should be used.
- The $\mathrm{maximum}$ heating power was reached at a mass flow rate of $\dot{m} = 6g/s$ and was equal to $1305 \pm 46\ (W/kg)$.

Acknowledgements

This work has been funded by the Polish National Science Centre under project number 2020/37/B/ST8/04021.

Abbreviations and symbols

RES	Renewable Energy Sources
TCES	Thermochemical Energy Storage
TRL	Technological Readiness Level
$C_{p_{air}}$, C_{p_v}	Specific heats of air and vapour at constant pressure, respectively, (J/kg/K)
E	Energy stored per unit mass (J/kg)
m_{sd}	Mass of dry silica gel in the reactor (kg)
$\dot{m}$	Mass flow rate (g/s)
$\dot{Q}$	Heat flow rate per unit mass of dry silica gel (W/kg)
P, $P_{sat@T}$	Total and saturation pressures, respectively (Pa)
t	Temperature (°C)
t_{inlet}, t_1	Temperature of inlet air (°C)
t_{outlet}, t_2	Temperature of outlet air (°C)
u_f	Uncertainty of heating power per mass of the dry silica gel (W/kg)
u_E	Uncertainty of the energy stored per unit mass (J/kg)
φ	Relative humidity (%)
τ	Time (s)
ω	Specific humidity (kg/kg)
$\overline{\omega}$	Arithmetic mean specific humidity of air at the reactor inlet and outlet (kg/kg)

References

[1] Energy consumption in households. https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Energy_consumption_in_households
[2] Vallese, L., Javadi, H., Badenes, B., Urchueguia, J. F., Lombardo, G., Menegazzo, D., Ure, Z., Cesari, S., Bottarelli, M., Baccega, E., De Carli, M., Lopez, A., Sánchez, B., Mabe, L., Aydın, A. A., Bobbo, S., Fedele, L. (2026). A comprehensive review of thermal energy storage technologies and their applications: Creation of a database. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 225, 116133. https://doi.org/10.1016/j.rser.2025.116133
[3] Cabeza, L. F., De Gracia, A., Zsembinszki, G., Borri, E. (2021). Perspectives on thermal energy storage research. *Energy*, 231, 120943. https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120943
[4] Jiang, Z., Li, X., Jin, Y., Zhang, X., Tong, L., Wang, L., Ding, Y. (2023). Particle Technology in the Formulation and Fabrication of Thermal Energy Storage Materials. *Chemie Ingenieur Technik*, 95(1–2), 40–58. https://doi.org/10.1002/cite.202200113
[5] Abohamzeh, E., Hosseinizadeh, S. E., Frey, G. (2024). Numerical investigation and response surface optimization of a sorption heat storage systems performance using Y-shaped fins. *Journal of Energy Storage*, 84, 110803. https://doi.org/10.1016/j.est.2024.110803
[6] Kant, K., Shukla, A., Smeulders, D. M. J., Rindt, C. C. M. (2020). Analysis and optimization of the closed-adsorption heat storage bed performance. *Journal of Energy Storage*, 32, 101896. https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101896
[7] Gbenou, T. R. S., Fopah-Lele, A., Wang, K. (2022). Macroscopic and microscopic investigations of low-temperature thermochemical heat storage reactors: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 161, 112152. https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112152
[8] Strong, C., Carrier, Y., Handan Tezel, F. (2022). Experimental optimization of operating conditions for an open bulk-scale silica gel/water vapour adsorption energy storage system. *Applied Energy*, 312, 118533. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.118533
[9] Yang, H., Wang, C., Zhang, Y., Nie, B., Tong, L., Yin, S., Wang, L., Ding, Y. (2024). Experimental investigation of a thermochemical energy storage system based on MgSO4-silica gel for building heating: Adsorption/desorption performance testing and system optimization. *Energy Conversion and Management*, 301, 118000. https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.118000
[10] Alduchov, O. A., Eskridge, R. E. (1996). Improved Magnus Form Approximation of Saturation Vapor Pressure. *Journal of Applied Meteorology*, 35(4), 601–609. https://doi.org/10.1175/1520-0450(1996)035%3C0601:IMFAOS%3E2.0.CO;2