

Analiza parametrów cieplno-przepływowych lamelowego wymiennika ciepła z wykorzystaniem pełnowymiarowego modelu CFD i jego weryfikacji eksperymentalnej

Analysis of the thermal and flow performance of a finned coil heat exchanger using a full-scale CFD model and its experimental verification

SZYMON JANUSZ, MACIEJ SZUDAREK, LESZEK RUDNIAK, MARCIN BORCUCH

DOI 10.36119/15.2022.6.4

Wymienniki ciepła, w zależności od przeznaczenia, różnią się między sobą konstrukcją i zasadą działania. Niezależnie od mediów wymieniających ciepło, prowadzone są prace nad poprawą efektywności wymienników i zmniejszenia strat ciśnienia. Coraz częściej do optymalizacji tego typu urządzeń stosowane są symulacje numeryczne z wykorzystaniem oprogramowania CFD. Modelowanie pełnowymiarowych urządzeń wiąże się jednak z dużą liczbą komórek obliczeniowych w modelu numerycznym, a w konsekwencji długim czasem symulacji lub brakiem możliwości przeprowadzenia analizy dla zakładanego pierwotnie modelu. W artykule zaprezentowano wyniki analiz numerycznych i eksperymentalnych pracy wymiennika lamelowego. Dzięki zastosowaniu opisanych w artykule uproszczeń, zmniejszono liczbę elementów siatki numerycznej z ok. 200 mln do ok. 13 mln, co pozwoliło na przeprowadzenie obliczeń na posiadanej stacji obliczeniowej. Model został zweryfikowany na stanowisku eksperymentalnym, a maksymalny błąd względny spadków ciśnienia między symulacją, a eksperymentem nie przekroczył 5%. Przedstawione założenia i procedury mogą być wskazówką przy analizie pokrewnych konstrukcji charakteryzujących się modelami numerycznymi o dużej liczbie elementów o niewielkich wymiarach.

Słowa kluczowe: chłodnictwo, wymienniki ciepła, symulacje numeryczne, CFD, wymiennik lamelowy

Heat exchangers, depending on their intended use, vary in terms of their design and principle of operation. Regardless of the heat transfer media, research is carried-out to improve the efficiency of the exchangers and reduce pressure losses. Numerical simulations with the use of CFD software are often used to optimize this type of devices. However, modelling full-size devices, is associated with a large number of computational cells in the numerical model and, consequently, a long simulation time or the inability to perform the analysis for the originally prepared model. The article presents the results of numerical and experimental analyzes of the finned coil heat exchanger. Thanks to the simplifications described in the article, the number of numerical grid elements was reduced from approx. 200 million to approx. 13 million, which made it possible to carry out calculations on the existing computing station. The model was verified on an experimental stand, and the maximum relative error of pressure drop did not exceed 5% between the simulation and the experiment. Presented assumptions and procedures can be a guide in the analysis of related devices characterized by numerical models with a large number of small elements.

Keywords: refrigeration, heat exchangers, numerical simulations, CFD, finned coil heat exchanger

Wstęp

Wymienniki ciepła mają szerokie zastosowanie w przemyśle, wykorzystywane są m.in. do realizacji procesów chłodzenia,

ogrzewania, skraplania lub odparowania. Mimo wielu prowadzonych doświadczeń, wykonanych analiz i dostępnych konstrukcji, cały czas trwają prace nad ich udoskonalaniem. Dostępne korelacje empiryczne

nadają się do analizy konstrukcji typowych. W celu weryfikacji nowych rozwiązań można posłużyć się metodami doświadczalnymi [1], jest to jednak zwykle proces kosztowny i czasochłonny, w szczególności

mgr inż. Szymon Janusz <https://orcid.org/0000-0002-1777-610X> – M.A.S. Sp z o.o., Dział Badawczo – Rozwojowy, Starachowice
dr inż. Maciej Szudarek <https://orcid.org/0000-0002-3214-9147> – Politechnika Warszawska, Instytut Metrologii i Inżynierii Biomedycznej, Warszawa, dr inż. Leszek Rudniak <https://orcid.org/0000-0002-2925-1503> – Politechnika Warszawska, Zakład Kinetyki i Termodynamiki Procesowej, Warszawa, dr inż. Marcin Borcuch <https://orcid.org/0000-0002-6428-3295> – M.A.S. Sp z o.o., Dział Badawczo – Rozwojowy, Starachowice. Adres do korespondencji / Corresponding Author: szymon.janusz@mas-sp.pl

w zakresie wykonania prototypowego wymiennika. Atrakcyjnym narzędziem analitycznym są symulacje numeryczne, dzięki którym możliwe jest stworzenie modelu wymiennika i przeprowadzenie symulacji jego pracy w środowisku obliczeniowym [2,3]. W tym celu wykorzystywane są przepływowe analizy numeryczne CFD (Computational Fluid Dynamics). Metoda CFD polega na rozwiązywaniu układów nieliniowych równań różniczkowych cząstkowych, opisujących przepływ masy, pędu i energii w badanym układzie [4]. Rozwiązania równań, przy określonych w symulacji warunkach brzegowych stanowią wartości ciśnienia, temperatury, prędkości przepływu, współczynników wnikania/przenikania ciepła itd., określające parametry pracy analizowanego elementu. W przypadku wymienników ciepła szczególnie ważnym parametrem jest współczynnik przenikania ciepła. Jest to współczynnik proporcjonalności opisujący ilość ciepła przenikającego przez przegrodę, która z obu stron otoczona jest płynami o określonych właściwościach cieplnych [5]. Jego wartość jest funkcją wielu zmiennych, przez co jest trudny do precyzyjnego wyznaczenia bez pomocy metod numerycznych.

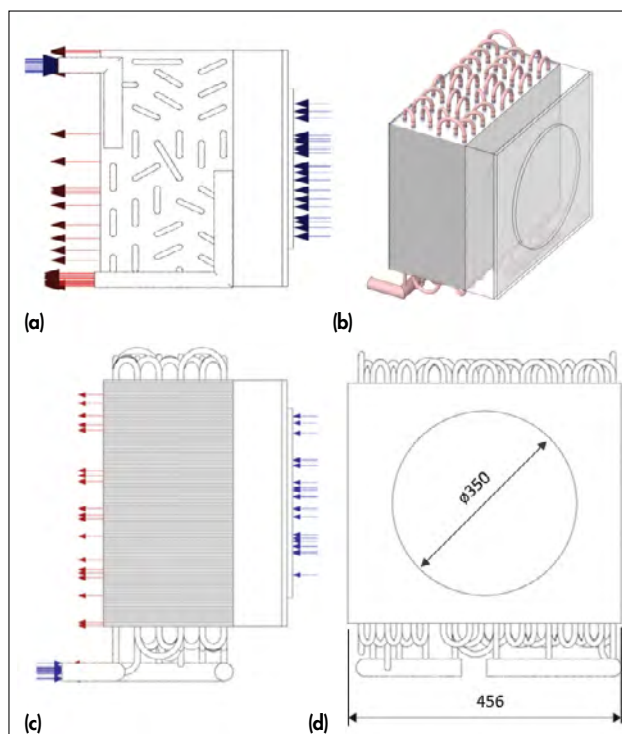
Wymienniki ciepła można klasyfikować na podstawie ich cech konstrukcyjnych. Główne cechy to: konfiguracja przepływu, metoda budowy oraz mechanizm wymiany ciepła. Ze względu na konfigurację przepływu, wymienniki dzielimy na: współprądowe, przeciwprądowe, o przepływie krzyżowym i hybrydowym. Najczęściej stosowanym i zarazem najbardziej wydajnym układem jest układ o przepływie przeciwprądowym. Jest to spowodowane największą średnią różnicą temperatury pomiędzy płynami, która jest siłą napędową procesu wymiany ciepła. W przypadku mechanizmów wymiany ciepła rozróżniamy mechanizmy jednofazowe oraz dwufazowe. W wymiennikach jednofazowych podczas wymiany ciepła nie występuje przemiana fazowa (zmiana stanu skupienia płynu), natomiast w wymiennikach dwufazowych ta przemiana występuje. Przykładami wymienników dwufazowych są: parowniki, skraplacze, kotły. Ze względu na metody budowy wyróżniamy wymienniki: rekuperacyjne, statyczne, dynamiczne, pośrednie, bezpośrednie. Najczęściej stosowanymi w przemyśle typami pośrednich wymienników ciepła są: wymienniki z ożebrowanymi rurami (lamelowe) oraz płaszczowo – rurowe.

Lamelowe wymienniki ciepła są to urządzenia zbudowane z kilku lub kilkunastu rzędów rurek połączonych ze sobą

kolektorami oraz lamel [6]. Lamelle zwiększają powierzchnię wymiany ciepła oraz utrzymują równomierne spadki ciśnienia w wymienniku. Grubość lamel oraz ich rozstaw jest istotny i w dużej mierze zależy od zastosowania wymiennika. W przypadku wymienników lamelowych pracujących jako chłodnice powietrza, zmniejszenie odstępów pomiędzy lamelami pozwala na zwiększenie ich liczby, a w konsekwencji zwiększenie powierzchni wymiany ciepła. Grozi to jednak blokadą przepływu powietrza z powodu powstającego na lamelach szronu i zanieczyszczeń [7]. W przypadku zastosowania lamelowego wymiennika ciepła w celu magazynowania chłodu, konieczne jest zapewnienie odpowiedniego odstępu pomiędzy lamelami, aby powstający na lamelach lód miał przestrzeń do narastania [8]. W przypadku wymienników lamelowych wykorzystywanych w procesach adsorpcji, lamelle pełnią dodatkową funkcję. Służą one do utrzymywania ziaren adsorbentu blisko wymiennika oraz zapewniają równomierny rozkład temperatury w złożu adsorbentu [9]. Wszystkie wyżej wymienione procesy z udziałem wymienników lamelowych, można zasymulować za pomocą metod CFD. Dzięki wynikom uzyskanym z symulacji można ustalić jaka jest optymalna geometria wymiennika oraz warunki pracy dla danego procesu. Aby tego dokonać konieczne jest stworzenie modelu geometrii, siatki obliczeniowej oraz przeprowadzenie obliczeń. Z powodu dużej liczby małych elementów, z których są zbudowane lamelowe wymienniki ciepła

(cienkich lamel), dyskretyzacja wymaga dużej liczby komórek obliczeniowych. Wiąże się to z długim czasem symulacji i dużym zapotrzebowaniem na moc obliczeniową. Z tego powodu proponowane są uproszczone metody modelowania tego typu obiektów. Jednym z nich jest modelowanie pojedynczych elementów, a następnie ich powielanie z zastosowaniem warunku brzegowego typu *periodic* [10]. Zastosowanie tego typu warunku pozwala poprawnie zamodelować przepływ uporządkowany, powtarzalny. W przypadku wymienników lamelowych ten warunek często jest spełniony. Należy jednak zaznaczyć, że w przypadku, kiedy mamy do czynienia z długim wymiennikiem, różnica temperatury między początkiem, a końcem wymiennika będzie znacząca, co generować będzie różnice między wynikami rzeczywistymi, a wynikami symulacji. Innym sposobem jest zastąpienie rur i lamel za pomocą ośrodka porowatego [11]. Dzięki temu uzyskuje się uproszczony model wnętrza wymiennika, co przekłada się na redukcję czasu potrzebnego do przygotowania modelu i obliczenia. Wyżej wspomniane uproszczenia często są trudne do zrealizowania i mają swoje ograniczenia. W przypadku modelu periodycznego wymagana jest powtarzalność analizowanej geometrii, która nie zawsze występuje. Natomiast w przypadku ośrodka porowatego problematyczne jest wyznaczenie charakterystyk zastępczych materiału porowatego, które muszą uwzględniać parametry lamel, jak również medium, które je otacza.

Rys. 1
Model geometrii lamelowego wymiennika ciepła: (a) widok z góry; (b) rzut izometryczny; (c) widok z boku; (d) widok od frontu



Przedstawiona w artykule metodyka tworzenia modelu numerycznego dla wymiennika lamelowego jest kompromisem pomiędzy skomplikowanym uproszczeniem modelu, a wymagającą dużej mocy obliczeniowej symulacją. Zaprezentowano sposób zastąpienia rur i lamel wirtualnymi powierzchniami, które imitują ich rzeczywiste właściwości oraz wskazano metodologię postępowania pozwalającą na obniżenie liczby elementów symulacji. Stworzona w ten sposób symulacja może posłużyć jako źródło informacji lub weryfikacja dla wyżej opisanych uproszczeń.

Model CFD

Analizowany wymiennik (rys. 1) zbudowany jest z miedzianych rur o średnicy zewnętrznej 12 mm i grubości ścianki 0,5 mm, połączonych ze sobą dwoma kolektorami o średnicy zewnętrznej 35 mm. Na miedziane rury nałożonych jest 112 aluminiowych lamel o grubości 0,1 mm, które są rozstawione w odstępach 4 mm. Między lamelami kierowane jest powietrze, które wprowadzane jest do komory wymiennika otworem wlotowym o przekroju kołowym. Model wymiennika został opracowany w preprocesorze geometrii ANSYS SpaceClaim.

Na etapie przygotowania geometrii wprowadzono szereg założeń upraszczających. Grubość miedzianych rurek nie była modelowana wprost, a lamelki zostały zastąpione powierzchniami o zerowej grubości. W obu przypadkach zdefiniowano wirtualną grubość ścianek, stosując dostępne w solverze ANSYS Fluent dwuwymiarowe podejście *shell conduction* [12]. Ze względu na liczbę i wymiary zastępowanych elementów wymiennika, pozwoliło to na znaczne zmniejszenie liczby elementów siatki. Dyskretyzacja modelu została wykonana w oprogramowaniu ANSYS Meshing (rys. 2). Wykonano dekompozycję geometrii pod kątem zastosowania metody siatkowania *sweep*, pozwalającej wygenerować uporządkowaną siatkę z elementów prostokątnych. Wewnątrz miedzianych rur zastosowano siatkę warstwy przyściennej składającą się z trzech elementów, z założeniem zastosowania funkcji ścianki.

Wewnątrz miedzianych rur modelowana jest objętość wody. Rury wymiennika są omywane przepływającym między lamelami powietrzem.

W celu wykonania testów zbieżności siatki, wygenerowano trzy siatki różniące się 1.5-krotnie wymiarem charakterystycznym. Każda z siatek cechowała się minimalną jakością ortogonalną – nie gorszą

Tabela 1. Parametry siatek obliczeniowych zastosowanych w testach zbieżności siatki
Table 1. Parameters of meshes used in the grid convergence study

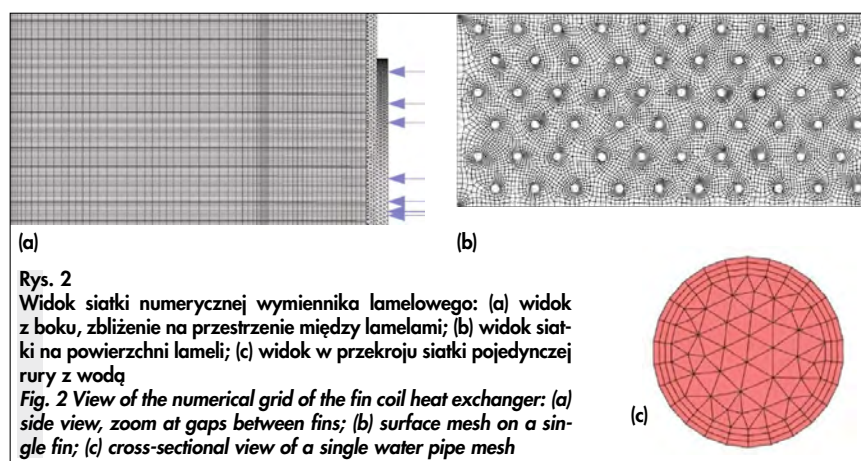
Siatka	Wymiar charakterystyczny elementów siatki [mm]	Liczba elementów siatki między lamelami	Łączna liczba elementów siatki w milionach	Straty ciśnienia wody [Pa]	Temperatura wylotowa wody [°C]
Zgrubna	6	3	8	32 885	53,7
Średnia	4	4	13	32 867	53,8
Dokładna	2,7	5	20	33 559	53,3

niż 0,2, a także skośnością nie gorszą niż 0,9, co oznacza bardzo dobrą jakość. Szczegółowe informacje nt. przygotowanych siatek zebrano w tabeli 1.

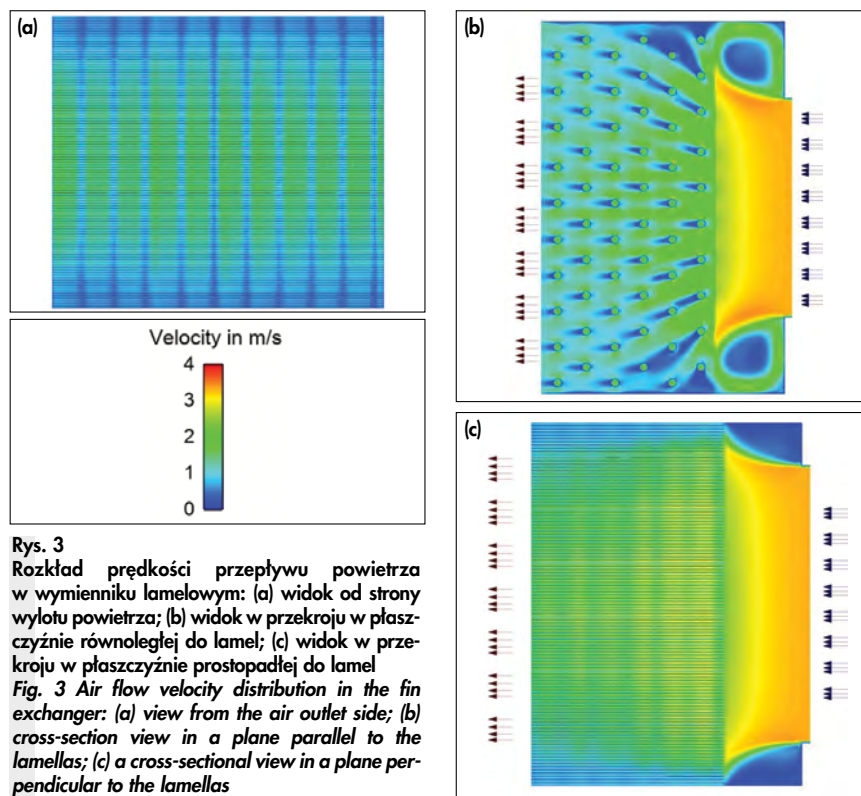
Różnice w stratach ciśnienia między wynikami uzyskanymi dla poszczególnych siatek wynikają z zastosowanego globalnego rozmiaru siatki i jakości odwzorowania krzywizn miedzianych rur. Na wartość temperatury wylotowej wody, oprócz odwzorowania kanałów wodnych, ma wpływ również gęstość siatki między lame-

lami. Biorąc pod uwagę liczbę przypadków do przebadania, do dalszych prac zdecydowano się zastosować siatkę o średniej gęstości (rys. 2), jako kompromis między kosztem obliczeniowym, a dokładnością rozwiązania.

Obliczenia przeprowadzono w oprogramowaniu ANSYS Fluent, w którym uśrednione równania Naviera-Stokesa (Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS) były rozwiązywane z zastosowaniem metody objętości skończonych. Zastosowano



Rys. 2
Widok siatki numerycznej wymiennika lamelowego: (a) widok z boku, zbliżenie na przestrzenie między lamelami; (b) widok siatki na powierzchni lameli; (c) widok w przekroju siatki pojedynczej rury z wodą
Fig. 2 View of the numerical grid of the fin coil heat exchanger: (a) side view, zoom on a single water pipe mesh



Rys. 3
Rozkład prędkości przepływu powietrza w wymienniku lamelowym: (a) widok od strony wylotu powietrza; (b) widok w przekroju w płaszczyźnie równoległej do lamel; (c) widok w przekroju w płaszczyźnie prostopadłej do lamel
Fig. 3 Air flow velocity distribution in the fin exchanger: (a) view from the air outlet side; (b) cross-section view in a plane parallel to the lamellas; (c) a cross-sectional view in a plane perpendicular to the lamellas

model turbulencji *realizable k-epsilon* z opcją *enhanced wall treatment*. Założono, że przepływ jest stacjonarny i nieściśliwy. Opis modelowy płynów i ciał stałych zakładał stałe parametry materiałowe, niezależne od temperatury. Zastosowano schemat wyznaczania gradientów *Green-Gauss Node Based* oraz schematy dyskretyzacji drugiego rzędu. Obliczenia prowadzono z zastosowaniem solvera *pressure-based*, z zastosowaniem schematu *coupled pseudo-transient*.

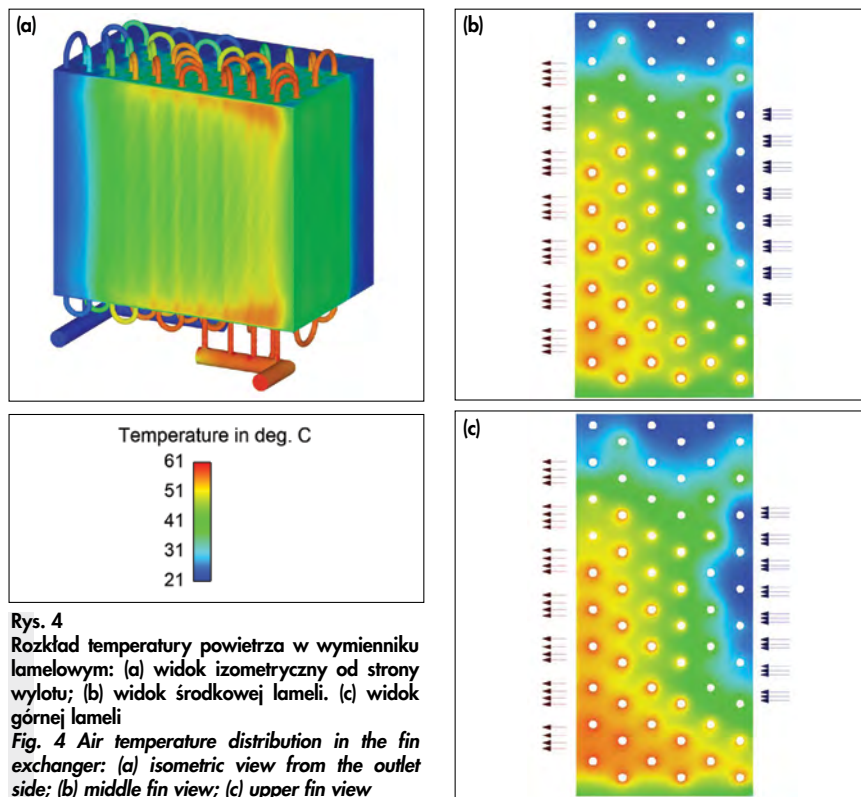
Na wlocie zadawano strumień masy wody w przedziale (0,31 – 1,25) kg/s o temperaturze w przedziale (32 – 63)°C. Temperatura powietrza wynosiła 21°C, a jego wlotowa prędkość była ustawiana w przedziale (2 – 3) m/s. Na zewnętrznych powierzchniach ścian wymiennika założono konwekcyjny warunek brzegowy ze współczynnikiem przenikania ciepła 200 W/m²K i temperaturą 21°C.

Warunkiem początkowym do symulacji było rozwiązanie przepływu potencjalnego. Następnie prowadzono obliczenia iteracyjne do chwili spadku znormalizowanych residuów o 3-4 rzędy wielkości. Do osiągnięcia zbieżności iteracyjnej potrzebowano ok. 200 iteracji. Dodatkowo monitorowane były: temperatura wody i powietrza na wylotach z wymiennika oraz spadek ciśnienia w wymienniku. Temperatury powietrza i wody ustaliły się po ok. 100 iteracjach natomiast ciśnienie po ok. 50 iteracjach.

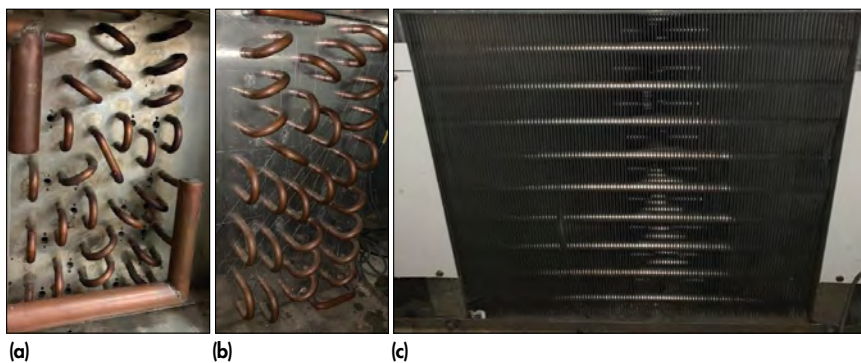
Na rys. 3. przedstawiono rozkład prędkości. Wlotem o przekroju kołowym doprowadzane jest powietrze z założeniem równomiernego rozkładu prędkości. Ze względu na opór przepływu stawiany przez lamele, strumień wlotowy rozszerza się na większy obszar. Profil prędkości obserwowany na wylocie jest równomierne w kierunku równoległym do lamel. Widoczne są jedynie ślady za omiwanymi przez powietrze rurami. W kierunku prostopadłym do lamel profil prędkości wykazuje większą zmienność, co ma bezpośrednie przełożenie na obserwowany rozkład temperatury na wylocie (rys. 4a).

W miarę przepływu przez wymiennik, gorąca woda płynąca miedzianą rurą stopniowo oddaje swoje ciepło (rys. 4). Dzięki podejściu *shell conduction* uwzględniony jest mechanizm wymiany ciepła na skutek przewodzenia wzdłuż lamel i wzdłuż miedzianej rury. Rozkład temperatury różni się między lamelami, te znajdujące się naprzeciw wlotu (rys. 3b) są intensywniej chłodzone powietrzem niż znajdujące się przy górnej i dolnej ścianie (rys. 3c).

Model nie zawierający uproszczeń, tj.: z zamodelowaną konstrukcją wymiennika,



Rys. 4 Rozkład temperatury powietrza w wymienniku lamelowym: (a) widok izometryczny od strony wylotu; (b) widok środkowej lameli. (c) widok górnej lameli
Fig. 4 Air temperature distribution in the fin exchanger: (a) isometric view from the outlet side; (b) middle fin view; (c) upper fin view



Rys. 5 Fotografie badanego wymiennika ciepła: (a) widok z lewej strony; (b) widok z prawej strony; (c) widok z tyłu
Fig. 5 Pictures of the tested heat exchanger: (a) left side view; (b) right side view; (c) rear view

wygenerowaną siatką polihedralną i warstwą przyścienną dla parametru $y^+ < 1$ składał się z ponad 200 milionów elementów. Przeprowadzenie symulacji z uwagi na tak dużą liczbę elementów nie było możliwe na dostępnej stacji roboczej składającej się z procesora obliczeniowego Intel® Xeon® W-2295CPU@3.00Ghz, 256GB pamięci RAM oraz karty graficznej NVIDIA Quadro RTX4000.

Procedura eksperymentalna

Na potrzeby weryfikacji modelu zestawiono stanowisko doświadczalne (rys. 6, rys. 7). Głównymi elementami systemu jest zamodelowany drycooler ($P_d = 5,6$ kW, $f_d = 50$ Hz), w którym znajduje się badany wymiennik ciepła (rys. 5) oraz zbiornik o pojemności 1000 l z grzałką elektryczną

($P_g = 6$ kW). Przepływ wody sterowany jest za pomocą pompy z falownikiem ($P_p = 1,1$ kW, $f_p = 50$ Hz), natomiast przepływ powietrza w drycoolerze wymuszony jest za pomocą wbudowanego wentylatora ($\Phi_w = 350$ mm, $Q_w = 2274$ m³/h). Dla układu opracowano dedykowany system sterowania częstotliwością, dzięki temu możliwe jest sterowanie zarówno przepływem wody, jak i powietrza. Stanowisko wyposażone zostało w następujące urządzenia pomiarowe:

- 2 czujniki temperatury Pt1000 (zakres pomiarowy – 80°C do +150°C, niepewność pomiarowa +/- 0,1°C),
- 2 manometry radialne (zakres pomiarowy od 0 do 1000 barów, niepewność pomiarowa +/- 0,01 bara),
- przepływomierz ultradźwiękowy (zakres pomiarowy od 0,01 do 32 m/s,



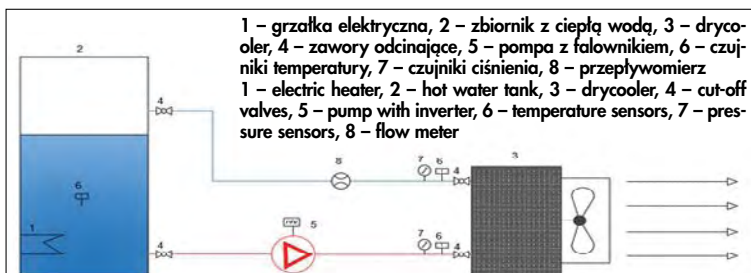
Rys. 6
Fotografia stanowiska eksperymentalnego
Fig. 6 Picture of the experimental stand

$$\delta = \frac{x - x_0}{x} \cdot 100\% \quad (1)$$

gdzie:

x – wynik eksperymentu,
 x_0 – wynik analiz numerycznych.

Największy błąd względny pomiędzy eksperymentem, a symulacją dla wartości ΔT wody wyniósł $\delta = 0,61\%$ (rys. 9). Wystąpił w przypadku kiedy strumień masy wody równy był $\dot{m} = 0,31$ kg/s, a prędkość przepływu powietrza $V = 3$ m/s. Dla tego przypadku różnice temperatury między wejściem i wyjściem do wymiennika były największe i wyniosły: dla eksperymentu $10,3^\circ\text{C}$, dla symulacji $10,64^\circ\text{C}$. Dla wartości spadków ciśnienia, największy błąd względny (5%) odnotowano w przypadku gdzie strumień masowy wody równy był $\dot{m} = 0,31$ kg/s (rys.10). W tym przypadku wartości spadków ciśnienia były najmniejsze i wyniosły: dla eksperymentu 12000 Pa, dla symulacji 12600 Pa. Niepewność



Rys. 7
Schemat stanowiska badawczego
Fig. 7 Experimental setup

niepewność pomiarowa 1% wyświetlonej wartości strumienia przepływu).

Pomiary parametrów realizowane były w sposób ciągły z wykorzystaniem stacjonarnego układu pomiarowego. Celem pomiarów było zbadanie wymiany ciepła oraz spadków ciśnienia w wymienniku.

Analiza wyników symulacji pracy lamelowego wymiennika ciepła

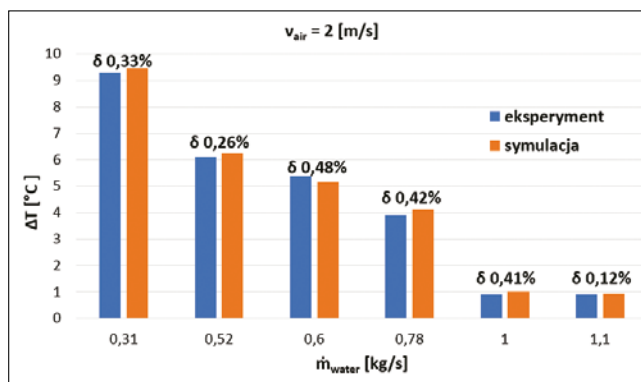
Symulacje pracy wymiennika lamelowego przeprowadzono w przedziale temperatury $T = (32-63)^\circ\text{C}$ oraz strumieniu masowym $\dot{m} = (0,31-1,25)$ kg/s. Wpływ przepływu powietrza na wymianę ciepła w wymienniku badano dwukrotnie dla każdego przepływu wody (tabela 2).

Tabela 2. Zestawienie wartości: ΔT i ΔP wyznaczonych eksperymentalnie
Table 2. Summary of values: ΔT and ΔP determined experimentally

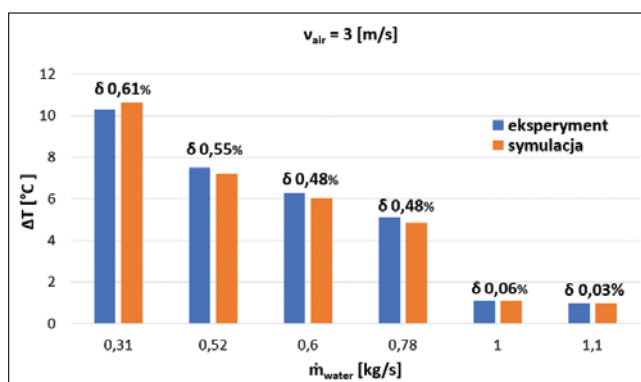
Numer pomiaru	v_{air} [m/s]	\dot{m}_{water} [kg/s]	ΔT [$^\circ\text{C}$]	ΔP [Pa]
1	2	0,31	9,3	12000
2	2	0,52	6,1	20000
3	2	0,60	5,4	26000
4	2	0,78	3,9	31000
5	2	1,00	0,9	57000
6	2	1,10	0,9	69000
7	3	0,31	10,3	12000
8	3	0,52	7,2	20000
9	3	0,60	6,2	26000
10	3	0,78	5,1	31000
11	3	1,00	1,1	57000
12	3	1,10	1,0	69000

*Niepewności systematyczne przyrządów pomiarowych: termopary $\pm 0,1^\circ\text{C}$; manometry ± 1000 Pa; przepływomierze $\pm 1\%$ wartości przepływu

Rys. 8
Wartości ΔT wody wyznaczone eksperymentalnie i numerycznie dla przepływu powietrza $\dot{m} = 2$ m/s
Fig.8 Water ΔT values determined experimentally and numerically for the air flow of $\dot{m} = 2$ m/s



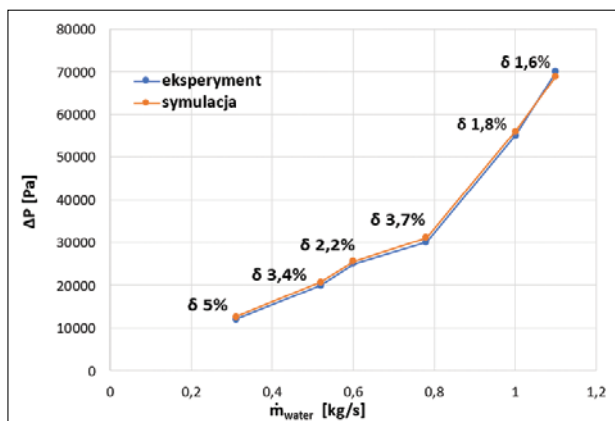
Rys. 9
Wartości ΔT wody wyznaczone eksperymentalnie i numerycznie dla przepływu powietrza $\dot{m} = 3$ m/s
Fig. 9 Water ΔT values determined experimentally and numerically for the air flow of $\dot{m} = 3$ m/s



Celem implementacji warunków empirycznych było potwierdzenie zgodności symulacji numerycznej z eksperymentem. Kluczowym parametrem porównawczym wykorzystanym do walidacji modelu była różnica temperatury na wejściu i wyjściu wody do wymiennika ΔT oraz spadki ciśnienia po stronie wodnej w wymienniku ΔP . Analiza wyników zawartych na wykresach rys. 8, 9, 10 pozwala oszacować dokładność modelu. Wartość błędu względnego obliczono z zależności (1):

urządzeń pomiarowych w przypadku czujników temperatury równała się $0,1^\circ\text{C}$, a w przypadku manometrów 1000 Pa.

Niskie błędy względne między rezultatami uzyskanymi na drodze symulacji numerycznych uwzględniających opisane uproszczenia, a wynikami eksperymentalnymi wskazują na zasadność stosowania zaproponowanej procedury w przypadku analizy wymienników lamelowych. Znaczące zmniejszenie złożoności modelu obliczeniowego pozwala na wykorzystanie



Rys. 10
Wartości spadków ciśnienia wyznaczone eksperymentalnie i numerycznie
Fig. 10 The values of pressure drops determined experimentally and numerically

go do dalszych prac optymalizacyjnych i testów w środowisku numerycznym, co znacząco zmniejsza nakłady czasowe i finansowe na prowadzenie takich badań. Opracowane i zestawione na potrzeby weryfikacji modelu stanowisko badawcze będzie wykorzystywane do dalszych prac badawczych prowadzonych w Spółce.

Wnioski

W artykule zaprezentowano wyniki analiz numerycznych i eksperymentalnych pracy wymiennika lamelowego. Symulacje przeprowadzone zostały z wykorzystaniem metod i uproszczeń pozwalających na zamodelowanie pełnowymiarowego modelu wymiennika. Dzięki zastosowaniu powierzchni imitujących rury i lamele oraz siatek sześciennych, zmniejszono liczbę elementów siatki numerycznej z 200 do 13 milionów, co umożliwiło przeprowadzenie symulacji na posiadanej stacji roboczej. Uzyskano zgodność obliczeń z wynikami eksperymentu (maksymalny błąd względny spadków ciśnienia nie przekroczył 5%, a różnica temperatury 0,61%), co potwierdza, iż zastosowane uproszczenia nie wpływają w znaczący sposób na jakość modelu i uzyskiwanych z jego pomocą wyników. Stworzona w ten sposób metodologia postępowania może służyć do walidacji modeli pełnych i częściowych bez konieczności wykonywania eksperymentu, gdyż możemy dzięki niej określić parametry pracy całego pełnowymiarowego urządzenia. Dzięki tego typu symulacjom możemy uzyskać wiarygodne informacje na

temat trudno wyznaczalnych eksperymentalnie parametrów (np. współczynnik wnikania ciepła) oraz wyznaczyć współczynniki stosowane w modelowaniu przepływu przez ośrodek porowaty.

Oznaczenia:

- P Moc [kW]
 f Częstotliwość [Hz]
 Φ Średnica [mm]
 Q Nominalny przepływ objętościowy [m³/h]
 \dot{m} Masowe natężenie przepływu [kg/s]
 v Prędkość przepływu [m/s]
 T Temperatura [°C]
 P Ciśnienie [Pa]
 δ Błąd względny [%]

Indeksy:

- d drykotłoc
 w wentylator
 g grzałka
 p pompa

Artykuł opracowany w ramach działalności badawczo-rozwojowej spółki M.A.S. realizującej projekty POIR.01.01.01-00-0628/19 pt. „Opracowanie innowacyjnej, wielomodułowej chłodni o zwiększonej efektywności energetycznej” oraz POIR.02.01.00-00-0172/19 pt. „CBR Innowacyjnych, Przyjaznych Środowisku Urządzeń i Systemów Chłodzenia i Magazynowania Energii M.A.S. (CBRIPUSChME)”.

LITERATURA

- [1] Marcin Borchuch, Wojciech Kalawa, Paulina Warzybok, Tadeusz Michał Wójcik „Badania możliwości magazynowania ciepła w prototypowym wymienniku akumulacyjnym”; Instal 2015, wydanie 9, s.58-61
- [2] Máté Petrik, Gábor Szepesi, Károly Jármai „CFD Analysis and Heat Transfer Characteristics of Finned Tube Heat Exchangers”; Pollack Periodica 2019, s. 165-176; DOI: 10.1556/606.2019.14.3.16
- [3] Marcin Borchuch, Stanisław Gumuła, Michał Musiał and Krzysztof Wojciechowski „The Analysis of Heat Exchangers Geometry in Thermoelectric Generators for Waste Heat Utilization”; E3S Web of Conferences, 2016
- [4] Jiyuan Tu, Guan-Heng Yeoh, Chaoqun Liu „Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach”; Elsevier Science, 2018
- [5] Ewa Pelińska-Olko, Yessica Barnaś „Wpływ składowych współczynnika przenikania ciepła na wydajność wymiennika rurowego małej mocy”; Instal, 2021: Tom nr 1 s. 25-30; DOI 10.36119/15.2021.1.1
- [6] Subasgar Kumareshwaran „Shell and tube heat exchanger design for sulfuric acid manufacturing plant”; Technical Report 2014 ; DOI 10.13140/RG.2.1.2721.6720/1
- [7] Paweł Jakończyk, Jerzy Gagan, Kamil Śmierciec, Dariusz Butrymowicz „Wizualizacyjna metoda oceny szronienia chłodnicy powietrza”; Instal, 2020, nr 5, s.11-16; DOI: 10.36119/15.2020.5.2
- [8] N. Kayansayan, M. Ali Acar „Ice formation around a finned-tube heat exchanger for cold thermal energy storage”; Dokuz Eylül University, Department of Mechanical Engineering, Bornova 35100, Izmir, Turkey, 2005
- [9] Wang, Xio Lin; Chua, Hui Tong; and Ng, Kim Choon, “Simulation of the Silica Gel-Water Adsorption Chillers” (2004). International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 663
- [10] Ms. N.Gayathri, Mr. V. V. Ramakrishna M.Tech, Mr. Sanmala Rajasekhar M.Tech (P.Hd) „Heat Transfer & Periodic Flow Analysis of Heat Exchanger by CFD with Nano Fluids”; Int. Journal of Engineering Research and Applications, ISSN: 2248-9622, Vol. 6, Issue 1, (Part – 1) January 2016, pp.43-66
- [11] Kamil Śmierciec „Wybrane zagadnienia cieplno-przepływowe urządzeń stosowanych w technice chłodniczej i cieplnej w ujęciu numerycznym i eksperymentalnym”; Politechnika Białostocka, 2018; s.78-88
- [12] ANSYS, Inc. „Ansys Fluent User's Guide”; Release 2022 R1, January 2022