

Na prawach rękopisu



Politechnika Wroclawska

WYDZIAŁ INŻYNIERII ŚRODOWISKA

Raport serii PRE nr __/2023

**„Wpływ wybranych parametrów
konstrukcyjnych lamelowego wymiennika ciepła
na procesy cieplne w warunkach konwekcji
swobodnej”**

MGR INŻ. MIKOŁAJ MATUSZCZAK

Słowa kluczowe: konwekcja swobodna
przeponowe wymienniki ciepła
modelowanie matematyczne

PRACA DOKTORSKA

Promotor: dr hab. inż. Sławomir Pietrowicz, prof. uczelni

Promotor pomocniczy: dr inż. Wojciech Mazurek

Wrocław, 2023

Streszczenie

W ramach niniejszej dysertacji przeprowadzono badania lamelowych wymienników ciepła dla przypadku przepływu powietrza przez wymiennik w sposób naturalny, tj. w wyniku zmiany gęstości powietrza, spowodowanej jego ogrzaniem. W momencie podjęcia tematu badawczego przegląd dostępnej literatury nie wykazał prac naukowych, które zajmowałyby się teoretycznym lub eksperymentalnym badaniem lamelowych wymienników ciepła w warunkach konwekcji swobodnej. W pracy przeprowadzono analizę procesów przepływu ciepła w badanych wymiennikach zarówno za pomocą eksperymentów, jak i wykorzystując modele matematyczne o różnych stopniach złożoności. Przeprowadzone badania eksperymentalne pozwoliły na wyszczególnienie parametrów konstrukcyjnych lamelowych wymienników ciepła, które mają największy wpływ na intensyfikację wymiany ciepła w warunkach konwekcji swobodnej. Procesy wymiany ciepła były analizowane za pomocą jednowymiarowych modeli matematycznych, opartych na zmodyfikowanej metodzie ε -NTU, natomiast procesy cieplno-przepływowe po stronie powietrza w warunkach konwekcji swobodnej analizowano przy użyciu trójwymiarowego modelu, opartego na obliczeniowej mechanice płynów (CFD). Wyniki, które zostały otrzymane poprzez modelowanie matematyczne, zostały poddane procesowi walidacji w odniesieniu do wyników eksperymentalnych. Wyniki walidacji wykazały, że opracowane modele posiadają wystarczającą dokładność do analizy lamelowych wymienników ciepła w warunkach konwekcji swobodnej. Przy wykorzystaniu opracowanych modeli matematycznych dokonano oceny możliwości racjonalnego zastosowania lamelowych wymienników ciepła do odprowadzania ciepła do atmosfery przy wykorzystaniu zjawiska konwekcji swobodnej. Dysertacja składa się z ośmiu głównych sekcji, które przedstawiają wykonane czynności w ramach pracy w porządku chronologicznym.

Wprowadzenie rozprawy poświęcone jest tematyce efektywnego odprowadzania ciepła odpadowego z systemów chłodniczych do atmosfery. W rozdziale inicjującym skoncentrowano się na opisie suchych chłodnic cieczy, ze szczególnym

uwzględnieniem najważniejszych składników konstrukcyjnych tych urządzeń.

W drugim rozdziale dokonano sprecyzowania celu oraz tezy przedstawionej w ramach dysertacji doktorskiej. W tym obszarze zawarto również opis zakresu pracy, który był niezbędny do osiągnięcia oryginalnych wyników, wprowadzających istotne i nowe treści do rozwoju dziedziny.

Trzeci rozdział koncentruje się na przeglądzie literatury dotyczącej procesów cieplnych zachodzących w przeponowych wymiennikach ciepła, przy szczególnym uwzględnieniu teoretycznych podstaw przepływu ciepła w warunkach konwekcji naturalnej. Dodatkowo, w rozdziale zawarto przegląd dotychczasowych badań na temat konwekcji swobodnej w wymiennikach ciepła z rozwiniętą zewnętrzną powierzchnią wymiany ciepła.

Rozdział czwarty zawiera szczegółowy opis wybranych do badań lamelowych wymienników ciepła. Scharakteryzowano również rozpatrywane w pracy modele matematyczne. W pierwszej kolejności opisano model numeryczny oparty na dynamice płynów. Scharakteryzowano wybrany model geometryczny analizowanego wymiennika ciepła oraz przedstawiono zadane warunki brzegowe. W rozdziale tym przeprowadzono również analizę niezależności wybranej siatki numerycznej, za pomocą której przeprowadzono dyskretyzację modeli geometrycznych. Zaprezentowano i omówiono również wyniki wstępnego modelowania CFD. Rozdział zawiera również szczegółowy opis rozpatrywanego jednowymiarowego modelu wymiany ciepła. Model ten został oparty na zmodyfikowanej metodzie ε -NTU.

Sekcja piąta zawiera opis procedury prowadzonych prac badawczych, mających na celu wyznaczenie charakterystyki cieplnej lamelowych wymienników ciepła. W rozdziale znajdują się szczegółowe informacje dotyczące komponentów konstrukcyjnych stanowiska badawczego oraz układu kontrolno-pomiarowego.

Rozdział szósty przedstawia wyniki eksperymentów wraz z ich analizą. W tej sekcji zamieszczono również wyniki walidacji zastosowanych modeli matematycznych. W ostatniej części rozdziału szczegółowo omówiono wyniki uzyskane w ramach przeprowadzonych obliczeń numerycznych.

Rozdział siódmy koncentruje się na analizie potencjału zastosowania lamelowych wymienników ciepła w warunkach konwekcji swobodnej do efektywnego odprowadzania ciepła z układów chłodniczych. Badanie to zostało przeprowadzone dla trzech wybranych miast w Polsce - Warszawy, Wrocławia i Krakowa. Wyniki analizy wskazują, że istnieje możliwość racjonalnego odprowadzania ciepła do atmosfery przy wykorzystaniu konwekcji swobodnej przez około 70% czasu w ciągu roku.

Na zakończenie, w rozdziale ósmym zawarto podsumowanie wraz z najważniejszymi wnioskami. Rozdział ten obejmuje podsumowanie przeprowadzonych prac, zarówno eksperymentalnych jak i opartych na symulacjach numerycznych. Wyszczególnione zostały parametry konstrukcyjne lamelowych wymienników ciepła, mające największy wpływ na intensyfikację procesów wymiany ciepła w warunkach konwekcji swobodnej.

Summary

As a part of this dissertation, a study of finned heat exchangers was carried out in the case of natural air flow through the exchanger, i.e. as a result of a change in air density caused by its heating. At the time of the research topic, the review of the available literature did not show any scientific papers that would deal with the theoretical or experimental study of finned heat exchangers under free convection conditions. In the study, the analysis of heat flow processes in the tested exchangers was carried out both by means of experiments and by using mathematical models of various degrees of complexity. Experimental research carried out allowed one to specify the design parameters of lamella heat exchangers, which have the greatest impact on the intensification of heat exchange under the conditions of free convection. Heat transfer processes were analysed using one-dimensional mathematical models based on the modified ε -NTU method. On the other hand, thermal flow processes on the air side under free convection conditions were analysed using a three-dimensional model based on computational fluid dynamics (CFD). The results, which were obtained by mathematical modelling, were validated in relation to the experimental results. The positive validation results showed that the developed models have sufficient accuracy to analyse finned heat exchangers under free convection conditions. Using the developed mathematical models, the possibility of rational use of lamella heat exchangers for heat dissipation to the atmosphere using the phenomenon of free convection was assessed. The dissertation consists of eight main sections that present the activities performed as a part of the work in chronological order.

The introduction of the dissertation is devoted to the topic of effective removal of waste heat from refrigeration systems to the atmosphere. This introductory chapter focusses on the description of dry liquid coolers, with particular emphasis on the most important structural components of these devices.

In the second chapter, the aim and thesis presented as part of the doctoral dissertation are specified. This area also includes a description of the scope of the

work that was necessary to achieve original results that introduce relevant and new content to the development of the field.

The third chapter focusses on a review of the literature on thermal processes occurring in diaphragm heat exchangers, with particular emphasis on the theoretical foundations of heat flow under conditions of natural convection. In addition, the chapter also includes a review of previous research on free convection in heat exchangers with a developed external heat exchange surface.

The fourth chapter contains a detailed description of the lamella heat exchangers selected for testing, and describes the mathematical models considered in the work. First, a numerical model based on fluid dynamics was described. The selected geometric model of the analysed heat exchanger was characterised and the boundary conditions given were described. In this chapter, an analysis of the independence of the selected numerical grid was also carried out, by means of which the discretization of geometric models was carried out. The results of preliminary CFD modelling are also presented and discussed. This chapter also presents a detailed description of the considered one-dimensional heat transfer model. This model was based on a modified ε -NTU method.

The fifth section contains a description of the procedure for research work aimed at determining the thermal characteristics of finned heat exchangers. This chapter contains detailed information on the structural components of the test stand and the control and measurement system.

The sixth chapter presents the results of the experiments along with their analysis. This section also includes the results of the validation of the applied mathematical models. The last part of the chapter discusses in detail the results obtained from the numerical calculations performed.

The seventh chapter focusses on the analysis of the potential of using finned heat exchangers under free convection conditions for effective heat removal from refrigeration systems. This study was carried out on the example of selected cities in Poland, namely Warsaw, Wroclaw and Cracow. The results of the analysis

indicate that there is a possibility of rational heat dissipation to the atmosphere using free convection for about 70% of the time during the year.

Finally, chapter eight contains a summary with the most important conclusions. This chapter includes a summary of the work carried out, both experimental and based on numerical simulations. The structural parameters of lamella heat exchangers, which have the greatest impact on the intensification of heat exchange processes under free convection conditions, have been specified.

Podziękowania

Chciałbym wyrazić moje głębokie podziękowania dla wszystkich, którzy poświęcili wiele wysiłku i zaangażowania, aby wspierać mnie w trakcie pracy nad rozprawą doktorską. Bez Waszego wsparcia, cennych uwag i inspiracji, nie byłoby możliwe ukończenie tego wyzwania.

Szczególne podziękowania chciałybym złożyć dla:

– **promotora, dra hab. inż. Sławomira Pietrowicza, prof. uczelni**

za bezcenne uwagi oraz godziny konwersacji na tematy związane nie tylko z opracowywaną pracą doktorską

– **Śp. dra hab. inż. Edwarda Przydróżnego**

za wiedzę oraz życzliwość, którą mi okazywał w trakcie pełnienia funkcji promotora w latach 2017 – 2022, oraz za zmotywowanie mnie do rozpoczęcia przygody związanej z realizacją studiów doktoranckich

– **promotora pomocniczego, dra inż. Wojciecha Mazurka**

za pomoc w budowie oraz uruchomieniu stanowiska badawczego

– **dra hab. inż. Demisa Pandelidisa, prof. uczelni**

za pomoc w adaptacji metody modelowania oraz numerycznego rozwiązywania problemu wymiany ciepła, opracowanej przez niego w ramach grantu Lider X nr umowy (U/0180/666/2019), do konkretnych problemów związanych z wymianą ciepła w wymiennikach lamelowych w warunkach konwekcji swobodnej

– **firmie PWPO-T PROMONT Sp. z o.o.**

za dostarczenie lamelowych wymienników ciepła, wykorzystywanych w prowadzonych pracach badawczych.

W sposób szczególny chciałabym podziękować **Agnieszce Grzelce**, nie tylko za wspieranie mnie, zarówno w trakcie odnoszenia sukcesów, jak i w momencie porażek, ale również za nieocenioną pomoc w korektach stylistycznych pracy. Mojemu **ojcu Pawłowi**, za bezkrytyczne wsparcie oraz wiarę we mnie. Na osobną uwagę zasługują **Dudusia, Papik** oraz **Denver** za ich nieocenione wsparcie emocjonalne.

Spis treści

1	Wprowadzenie	1
1.1	Sprężarkowe systemy chłodnicze	4
1.2	Suche chłodnice cieczy	8
1.2.1	Lamelowe wymienniki ciepła	10
1.2.2	Hybrydowe chłodnice cieczy	12
1.2.3	Wentylatory	15
1.3	Podsumowanie	17
2	Teza, cel i zakres pracy	19
3	Wymiana ciepła w wymienniku o budowie lamelowej w warunkach konwekcji swobodnej	21
3.1	Procesy cieplne w lamelowym wymienniku ciepła	21
3.2	Konwekcja swobodna	23
3.3	Podsumowanie	33
4	Modele matematyczne	36
4.1	Przedmiot badań	36
4.2	Model CFD	42
4.2.1	Wybór geometrii	45
4.2.2	Siatka obliczeniowa	47
4.2.3	Wstępne wyniki modelowania CFD	49
4.3	Model wymiany ciepła	53
4.3.1	Opis algorytmiczny przepływu czynników w lamelowym wymienniku ciepła za pomocą metody sekcji	57
4.3.2	Model matematyczny procesów wymiany ciepła w pojedynczej sekcji wymiennika ciepła	60

5	Badania eksperymentalne: opis stanowiska i analiza błędów pomiarowych	67
5.1	Zasada działania	67
5.2	Układ pomiarowy	70
5.3	Charakterystyka badanych wariantów	71
5.3.1	Ustawienie wymiennika ciepła	71
5.3.2	Obudowa wymiennika ciepła	72
5.4	Procedura pomiarowa	73
5.5	Analiza danych pomiarowych	74
5.6	Analiza niepewności pomiarowej	78
6	Wyniki badań eksperymentalnych, walidacja modeli matematycznych	81
6.1	Wyniki badań eksperymentalnych	81
6.1.1	Wpływ kąta ustawienia wymiennika na wydajność cieplną	82
6.1.2	Wpływ wysokości obudowy	85
6.1.3	Podsumowanie wyników badań eksperymentalnych	86
6.2	Wyniki modelowania matematycznego	89
6.2.1	Model wymiany ciepła	89
6.2.2	Model CFD	93
6.2.3	Omówienie wyników modelowania CFD	97
6.3	Podsumowanie	108
7	Analiza potencjału odprowadzenia ciepła metodą konwekcji swobodnej z wymienników lamelowych odprowadzających ciepło z układów chłodniczych w polskich warunkach klimatycznych	110
7.1	Wybór obciążenia cieplnego	111
7.2	Analizowane warianty	112
7.3	Wybór danych klimatycznych	117
7.4	Podsumowanie	118

Spis treści

8 Podsumowanie i konkluzje	121
Bibliografia	124
Spis ilustracji	135
Spis tablic	140

Wykaz najważniejszych oznaczeń

Symbole łacińskie

A	powierzchnia, m^2
a	długość, m
b	szerokość, m
c_p	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
d	średnica, m
F	składowa wypadkowej siły wewnętrznej, N
g	jednostkowa siła masowa, $m\ s^{-2}$
H, h	wysokość, m
k	współczynnik przenikania ciepła, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
Lx, X	koordynacja wzdłuż kierunku przepływu wody, m
Ly, Y	koordynacja wzdłuż kierunku przepływu powietrza, m
m	strumień masowy, $kg\ s^{-1}$
N	moc, W
n	liczba elementów, –
n	liczba obrotów, s^{-1}
NTU	liczby jednostek przenikania ciepła, –
p	ciśnienie, Pa
Pl	rozstaw podłużny rur, m

Wykaz najważniejszych oznaczeń

Pt	rozstaw poprzeczny rur, m
q	gęstość strumienia ciepła, $W\ m^{-2}$
R	opór cieplny, $m^2\ K\ W^{-1}$
r	promień, m
s	odległość, m
t, T	temperatura, $^{\circ}C, K$
u, v	składowe prędkości, $m\ s^{-1}$
V	strumień objętościowy, $m^3\ s^{-1}$
W	pojemność cieplna strumienia, $W\ K^{-1}$
x, y, z	współrzędne liniowe

Symbole greckie

α	współczynnik wnikania ciepła, $W\ m^{-2}\ K^{-1}$
β	współczynnik rozszerzalności objętościowej, K^{-1}
Δ	różnica, $-$
δ	grubość, m
η	sprawność, $-$
λ	współczynnik przewodzenia ciepła, $W\ m^{-1}\ K^{-1}$
μ	dynamiczny współczynnik lepkości, $Pa\ s$
ν	kinematyczny współczynnik lepkości, $m^2\ s^{-1}$
π	stała Archimedesesa, przyjęto 3,1416
ρ	gęstość, $kg\ m^{-3}$

Wykaz najważniejszych oznaczeń

σ odchylenie standardowe, –

τ czas, *s*

Indeksy dolne

∞ dotyczy otoczenia

a dotyczy powietrza

c dotyczy obiegów wodnych

el dotyczy energii elektrycznej

ext dotyczy wymiaru zewnętrznego

f dotyczy lamel

h dotyczy zastępczej średnicy hydraulicznej

hex dotyczy wymiennika ciepła

ideal dotyczy wartości wyidealizowanej

in, i dotyczy wartości na wejściu

int dotyczy wymiaru wewnętrznego

j dotyczy wartości jednostkowej

k dotyczy konwekcji

k dotyczy kształtu

min dotyczy najmniejszej powierzchni poprzecznej do przepływającego powietrza

out, o dotyczy wartości na wyjściu

p dotyczy przetłoczenia

Wykaz najważniejszych oznaczeń

<i>p</i>	dotyczy przewodzenia
<i>r</i>	dotyczy rzędów rur
<i>real</i>	dotyczy wartości rzeczywistej
<i>t</i>	dotyczy rury
<i>tot</i>	dotyczy wartości całkowitej
<i>w</i>	dotyczy wody
<i>wall</i>	dotyczy powierzchni wymiany ciepła
<i>wall</i>	dotyczy ścianki wymiennika
<i>went</i>	dotyczy wentylatora
<i>wz</i>	dotyczy wzorcowania

Bezwymiarowe liczby podobieństwa

$$Gr = \frac{g\beta\Delta tl^3}{\nu^2} \text{ Liczba Grashofa}$$

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \text{ Liczba Nusselta}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \text{ Liczba Prandtla}$$

$$Ra = \frac{g\beta\Delta t \rho^2 c_p l^3}{\mu \lambda} \text{ Liczba Rayleigha}$$

$$Re = \frac{vd}{\nu} \text{ Liczba Reynoldsa}$$

$$St = \frac{u\tau}{l} \text{ Liczba Strouhala}$$

Użyte skróty

CFD obliczeniowa mechanika płynów (ang. computational fluid dynamics)

FVM metoda objętości skończonych (ang. finite volume method)

COP współczynnik wydajności cieplnej (ang. coefficient of performance)

Wykaz najważniejszych oznaczeń

EER wskaźnik efektywności energetycznej (ang. energy efficiency ratio)

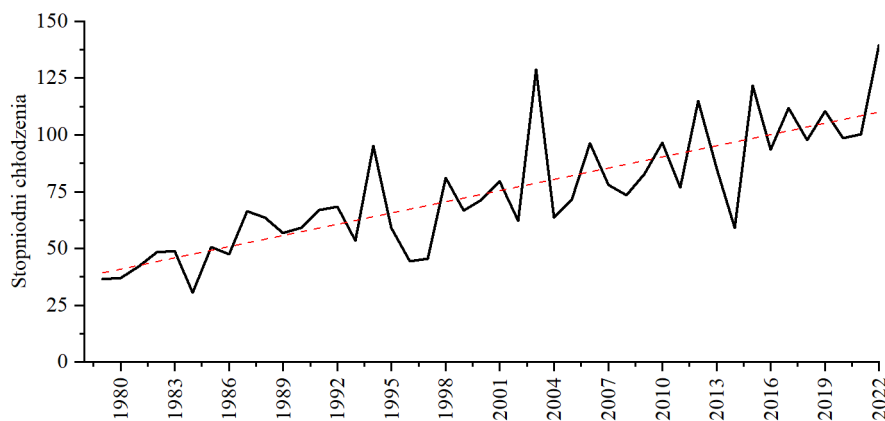
SEER wskaźnik sezonowej efektywności energetycznej (ang. seasonal energy efficiency ratio)

SEPR wskaźnik sezonowej wydajności energetycznej (ang. seasonal energy performance ratio)

Rozdział 1

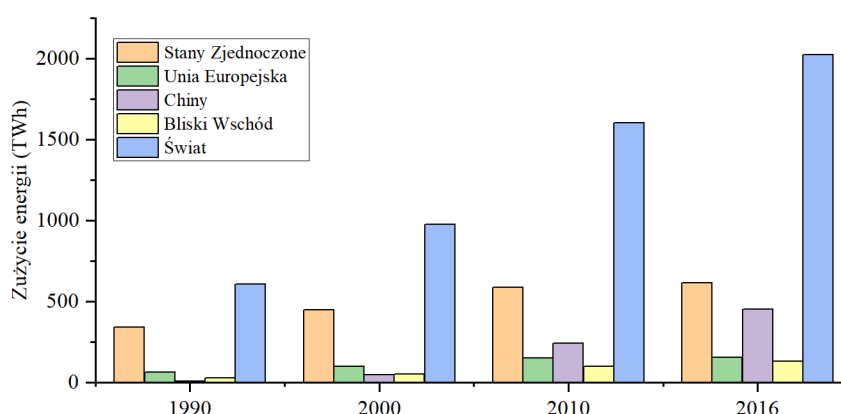
Wprowadzenie

Systematyczny wzrost gospodarczy, zwiększanie się światowej populacji, intensyfikacja procesów urbanizacyjnych, a przede wszystkim stale ocieplający się klimat prowadzą do ciągłego wzrostu zapotrzebowania na energię końcową do zasilania urządzeń chłodniczych [6, 24, 49]. Chłodzenie zyskało fundamentalne znaczenie dla kształtowania społeczeństwa w XX wieku, a w najbliższych dziesięcioleciach jego rola wciąż będzie rosła. Chłodzenie umożliwia zapewnienie akceptowalnego poziomu komfortu cieplnego w pomieszczeniach zamkniętych w rejonach świata charakteryzujących się wysoką temperaturą powietrza zewnętrznego oraz ma kluczowe znaczenie dla produkcji przemysłowej, rozwoju centrów danych i serwerowni oraz przechowywania żywności i leków [51]. Zgodnie z danymi Eurostat, w ciągu ostatnich czterech dekad zapotrzebowanie na chłodzenie, ze względu na wzrost średnich temperatur, w krajach członkowskich UE wzrosło blisko 4-krotnie [5] i w oparciu o wskazania trendów, wciąż będzie się zwiększać.



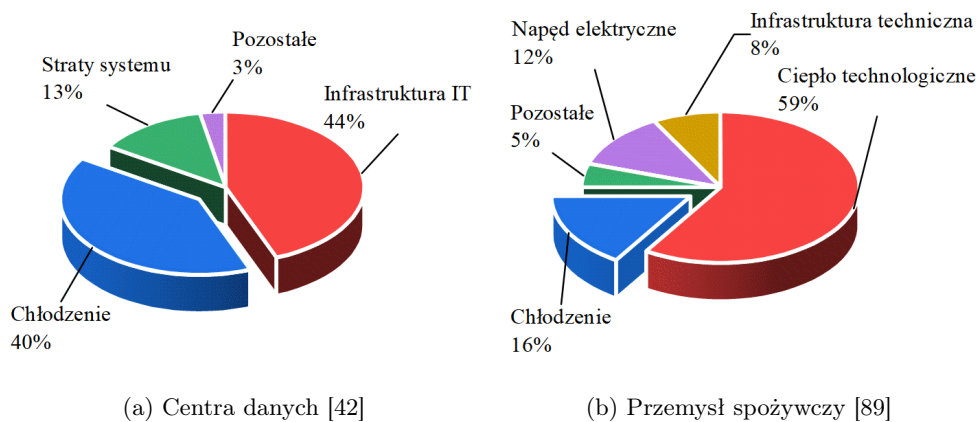
Rys. 1.1 Stopniodni chłodzenia w Europie [5]

Problem zwiększenia zapotrzebowania na chłodzenie dotyczy w dużej mierze pomieszczeń zamkniętych. Szacuje się, że w ich wypadku udział energii do chłodzenia w całkowitym zużyciu energii wynosi ponad 6%, a w odniesieniu do budynków handlowych jest to aż ok. 18,5%. Co więcej, od roku 1990, do 2016 zużycie energii na chłodzenie w tym sektorze wzrosło 3-krotnie (w 2016 r osiągnęło 2 021 TWh) [6].



Rys. 1.2 Światowe zużycie energii końcowej do chłodzenia pomieszczeń w budynkach [6]

Obok obiektów handlowych i użyteczności publicznej oraz budownictwa mieszkalnego, najistotniejszym konsumentem energii w wyniku chłodzenia jest przemysł. Szacuje się, że w produkcji żywności w USA ok. 25% energii jest zużywana do procesów chłodzenia, przy czym najbardziej energochłonnymi jego gałęziami są produkcja nabiału i mięsa, w przypadku których zużycie energii na cele chłodzenia może sięgać nawet 90% całkowitego jej zapotrzebowania [21, 90]. W ostatnich latach jednym z największych wyzwań w kontekście procesów chłodzenia staje się podlegający stałemu rozwojowi sektor IT, wymagający coraz większych przestrzeni w postaci centrów danych i serwerowni do gromadzenia i przetwarzania danych. W obiektach tego typu wykorzystanie tradycyjnych metod chłodzenia wiąże się ze znaczną konsumpcją energii, na poziomie nawet 40% całkowitego zapotrzebowania obiektu [105].



Rys. 1.3 Przykład podziału energii

Aby umożliwić utrzymanie temperatury w danym ośrodku na poziomie niższym od temperatury otoczenia, należy od tego ośrodka odprowadzić część energii cieplnej. Ten proces fizyczny w literaturze nazywany jest chłodzeniem [15]. Ilość energii cieplnej odebranej z jednego ośrodka musi zostać oddana do innego ośrodka, który ma wyższą temperaturę. Zgodnie z drugą zasadą termodynamiki, aby było możliwe przekazanie ciepła z ośrodka o niższej temperaturze do ośrodka o wyższej temperaturze, należy wykonać dodatkową pracę, ponieważ proces ten nigdy nie nastąpi samoistnie [72]. Do najczęściej stosowanych w technice układów chłodniczych należą [72]:

- sprężarkowe obiegi chłodnicze,
- sorpcyjne obiegi chłodnicze,
- termoelektryczne procesy chłodnicze.

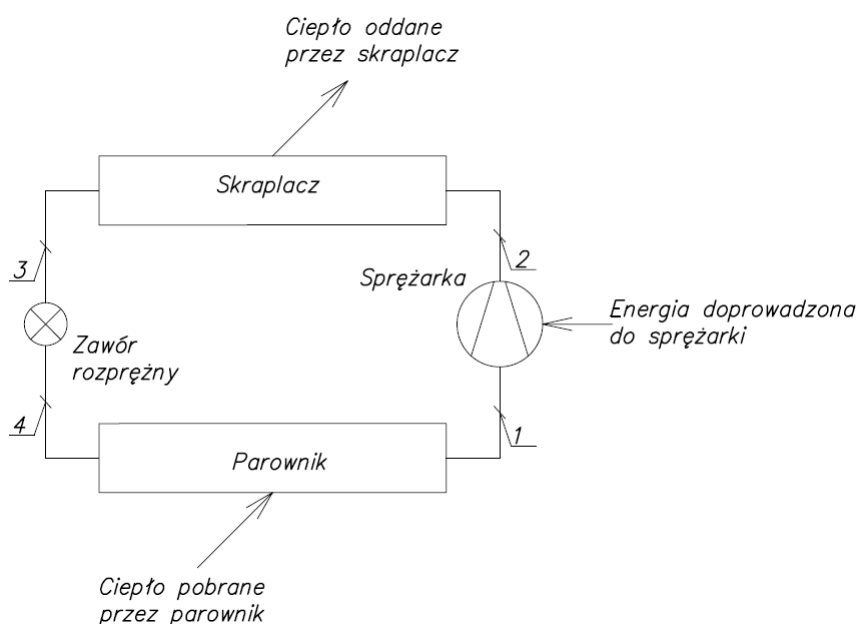
Urządzenia chłodnicze wykorzystywane do zastosowań takich jak klimatyzacja bytowa oraz technologiczna, przetwarzanie i konserwacja żywności, medycyna i produkcja farmaceutyczna, produkcja i przetwórstwo tworzyw sztucznych oparte są praktycznie wyłącznie o sprężarkowe, parowe obiegi chłodnicze [62, 92, 79]. W związku z powyższym, prace związane z poprawą wydajności sprężarkowych

1.1. Sprężarkowe systemy chłodnicze

układów chłodniczych wydają się być kluczowe z punktu widzenia globalnego ograniczenia zużycia energii na cele chłodnicze.

1.1 Sprężarkowe systemy chłodnicze

Schemat podstawowego urządzenia chłodniczego, opartego na sprężaniu par czynnika roboczego, został zaprezentowany na rysunku 1.4.



Rys. 1.4 Podstawowy schemat sprężarkowego urządzenia chłodniczego

Czynnik chłodniczy w stanie gazowym o niskim ciśnieniu i temperaturze (stan 1) wpływa do sprężarki, w której jest podnoszona jego temperatura i ciśnienie (stan 2). Przemiana ze stanu 1 do stanu 2 jest przemianą izentropową. W skraplaczu następuje odbiór ciepła od czynnika roboczego, powodując jego skroplenie (stan 3) przy stałym ciśnieniu. Ciekły czynnik chłodniczy przepływa przez zawór rozprężny, gdzie następuje jego izentalpowe dławienie do ciśnienia parowania. W trakcie tego procesu następuje odparowanie części czynnika (stan 4). Mieszanina cieczy oraz gazu wpływa do parownika, gdzie w wyniku dostarczenia ciepła następuje odparowanie reszty ciekłego czynnika, proces ten zachodzi przy stałym

1.1. Sprężarkowe systemy chłodnicze

ciśnieniu i temperaturze. Aby wyżej opisany proces mógł zajść, należy dostarczyć pewną ilość energii, najczęściej elektrycznej, do zasilenia sprężarki. Współczynnik efektywności energetycznej urządzenia w podstawowej formie wyrażony jest poniższą zależnością [62, 92]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_p}{\dot{W}_s} \quad (1.1)$$

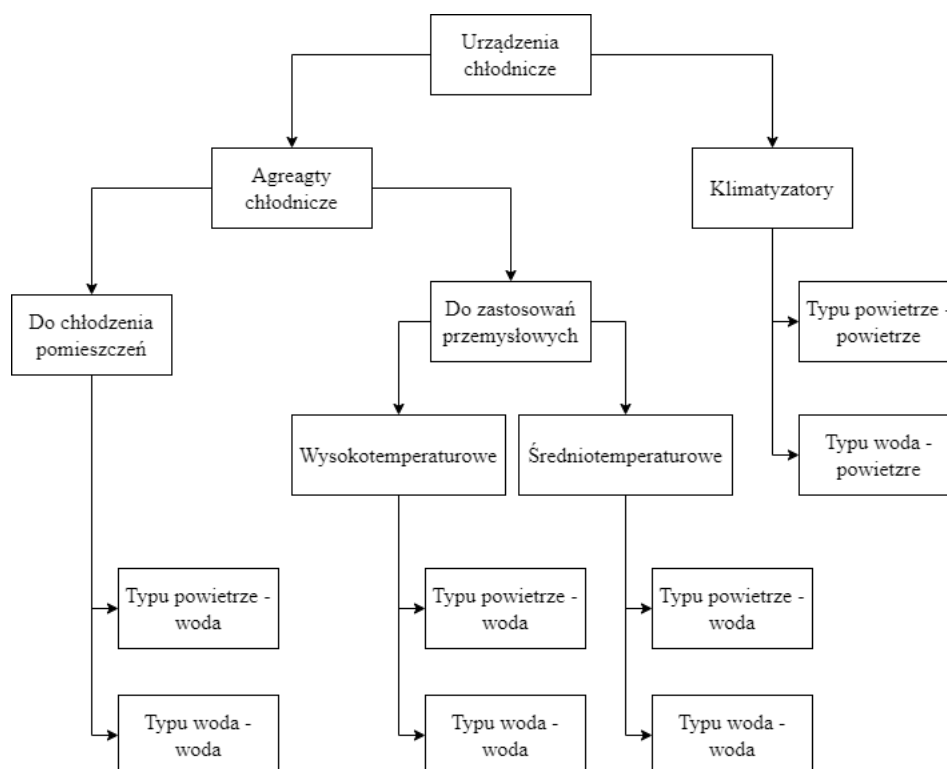
Zgodnie z powyższą definicją, współczynnik efektywności urządzenia to stosunek energii cieplnej pobranej przez parownik do energii elektrycznej dostarczonej do napędu sprężarki. Współczynnik efektywności energetycznej dla urządzeń chłodniczych dystrybuowanych na terenie Unii Europejskiej określają rozporządzenia Komisji (UE) dotyczące ekoprojektu. W oparciu o zapisy Dyrektywy 2009/125/WE [1] określenie przez KE wymogów dla ekoprojektu jest konieczne, gdy produkt:

- generuje istotną wielkość handlu i sprzedaży,
- może znacząco oddziaływać na środowisko, a ulepszenie jego projektu może ten wpływ istotnie zmniejszyć, jednocześnie nie powodując nadmiernych kosztów.

Na mocy powyższej dyrektywy, komisja Europejska przygotowała rozporządzenie 2016/2281 [2], które dotyczy między innymi sposobu określenia współczynników efektywności energetycznej produktów chłodzących, wykorzystywanych w klimatyzacji komfortu oraz wysokotemperaturowych i średniotemperaturowych agregatów chłodniczych o zastosowaniu przemysłowym. Na rysunku 1.5 przedstawiono dokonany w rozporządzeniu [2] podział urządzeń chłodniczych.

Jak wynika z rysunku 1.5 podstawą podziału urządzeń jest charakter pracy urządzenia oraz sposób doprowadzenia ciepła i jego odbioru z parownika oraz skraplacza. Główną różnicą między agregatem chłodniczym a klimatyzatorem jest sposób dostarczenia ciepła do parownika. W klimatyzatorach ciepło do parownika pobierane jest ze strumienia przepływającego powietrza, natomiast w przypadku

1.1. Sprężarkowe systemy chłodnicze



Rys. 1.5 Podział urządzeń chłodniczych wg. rozporządzenia Komisji (UE) 2016/2281 [2]

agregatów chłodniczych, ciepło niezbędne do odparowania czynnika roboczego pobierane jest ze strumienia przepływającej wody. Grupa agregatów chłodniczych została podzielona ze względu na obszar zastosowań. Wyszczególniono agregaty wykorzystywane do celów klimatyzacji komfortu oraz agregaty pokrywające zapotrzebowanie na energię chłodniczą do celów technologicznych. Powyższe grupy podzielono na urządzenia, w których ze skraplacza ciepło oddawane jest do strumienia przepływającego powietrza bądź wody. Powyższa klasyfikacja stanowi podstawę do wyboru metody wyznaczania współczynników efektywności energetycznej. W przypadku urządzeń chłodniczych w klimatyzacji komfortu wprowadzony jest współczynnik sezonowej efektywności energetycznej chłodzenia pomieszczeń ($\eta_{s,c}$) oraz sezonowy współczynnik efektywności energetycznej SEER. W odniesieniu do urządzeń przemysłowych wprowadzono wskaźnik sezonowej wydajności energetycznej SEPR. Wskaźnik SEER oraz SEPR wyznaczane są w oparciu o czę-

1.1. Sprężarkowe systemy chłodnicze

ściowe obciążenie cieplne układu chłodniczego oraz wartość wskaźnika efektywności energetycznej EER. Wskaźnik EER obliczany jest podobnie jak współczynnik COP, z tą różnicą, że przy wyznaczeniu poboru mocy elektrycznej przez urządzenie należy uwzględnić nie tylko sprężarki, ale również wentylatory, pompy obiegowe oraz pozostałe elementy pomocnicze. Wprowadzenie dwóch różnych zależności na obliczanie SEER oraz SEPR wynika z faktu, że stosunek obciążenia częściowego urządzeń służących do chłodzenia procesowego jest inny niż dla urządzeń chłodniczych w instalacji klimatyzacji komfortu.

Zmniejszenie zużycia energii elektrycznej przez agregaty chłodnicze można osiągnąć na kilka sposobów:

- przez zwiększenie wydajności odprowadzenia ciepła z skraplacza [32],
- przez zmniejszenie różnicy ciśnień między skraplaczem a parownikiem [32],
- przez zastosowanie sprężarek, wentylatorów oraz pomp z zmienną regulacją wydajności, dostosowaną do chwilowego zapotrzebowania na energię chłodniczą [33, 99]

Agregaty chłodnicze ze skraplaczem chłodzonym wodą charakteryzują się niższym zużyciem energii przez sprężarkę względem urządzeń ze skraplaczem chłodzonym powietrzem. Wynika to z faktu, że w układach chłodzonych wodą, przy zachowaniu tych samych warunków pracy, możliwe jest utrzymanie niższej temperatury w układzie chłodzenia skraplacza. Jak wykazują badania, wzrost temperatury chłodzącej skraplacza o 1 stopień Celsjusza powoduje zwiększenie zapotrzebowania na energię elektryczną do napędu sprężarki o od 1,8 do 4% [18, 97], w zależności od zastosowanego czynnika chłodniczego. Agregaty ze skraplaczem chłodzonym wodą wymagają jednak wykonania dodatkowej instalacji wodnej, której zadaniem jest odbiór generowanego ciepła. Ciepło to najczęściej oddawane jest do powietrza atmosferycznego. Powszechnie stosowanym urządzeniem do odprowadzenia ciepła do powietrza zewnętrznego z instalacji chłodzenia skraplaczy jest wieża chłodnicza [54, 55]. Charakteryzuje się ona otwartym przepływem wody

schładzanej, w którym woda ma bezpośredni kontakt z powietrzem odbierającym od niej ciepło. Rozwiązanie to ma szereg wad. Do najbardziej istotnych z nich należą m.in. duże ubytki wody nie tylko na skutek bezpośredniego odparowania, ale w wyniku porywania kropeł wody przez przepływające powietrze. Zjawisko to w literaturze nazywane jest dryfem [10]. Dodatkowo, na skutek dryfu do atmosfery uwalniane są zanieczyszczenia w postaci mikroorganizmów, które rozwijają się w ciepłym i wilgotnym środowisku wewnątrz chłodni [54]. Alternatywą dla wież chłodniczych są urządzenia nazywane suchymi chłodnicami cieczy. W tych urządzeniach powietrze nie ma bezpośredniego kontaktu z ochładzanym medium. Zaletą stosowania suchych chłodnic cieczy do odbioru ciepła skraplania jest możliwość ich wykorzystania do pokrycia zapotrzebowania na energię chłodniczą z pominięciem agregatu chłodniczego, w momencie występowania temperatur powietrza zewnętrznego niższych niż ochładzany czynnik. Wykorzystanie w ten sposób potencjału energii chłodniczej powietrza zewnętrznego w literaturze spotykane jest pod pojęciem „free-cooling” [23].

1.2 Suche chłodnice cieczy

Sucha chłodnica cieczy, spotykana również w literaturze pod pojęciem dry-cooler, jest elementem systemów chłodniczych odprowadzającym ciepło odpadowe do atmosfery. Ciepło to może powstawać nie tylko podczas chłodzenia skraplaczy sprężarkowych urządzeń chłodniczych [36], ale również w wyniku procesów technologicznych takich jak chłodzenie wtryskarek oraz form wtryskowych [70] czy chłodzenie mikroprocesorów w serwerowniach i centrach danych [48, 105, 34]. Ochładzana ciecz nie ma bezpośredniego kontaktu z powietrzem. Wymiana ciepła jawnego między ochładzanym medium a powietrzem atmosferycznym następuje poprzez przeponeę, którą jest ścianka wymiennika ciepła. Typowa sucha chłodnica cieczy (rys. 1.6) składa się z wentylatora (1), zazwyczaj o przepływie osiowym, wymiennika ciepła (2), przez który przepływa medium, które jest ochładzane strumieniem tłoczonego przez wentylatory powietrza, obudowy (3) oraz kolektora za-

1.2. Suche chłodnice cieczy

silającego i powrotnego (4), do którego, na skutek działania pompy obiegowej, dostarczane jest ochładzane medium. Standardowo dostępne są chłodnice o budowie horyzontalnej oraz w układzie V, niemniej możliwe jest również ich wykonanie z wymiennikiem ciepła ustawionym pionowo. W przypadku urządzeń z wymiennikami ciepła w układzie V, kąt między nimi zawiera się w przedziale $20^\circ - 30^\circ$ [102].



Rys. 1.6 Sucha chłodnica cieczy, rysunek poglądowy firmy Kelvion [4]. Oznaczenia : a) chłodnica wentylatorowa w układzie V, b) chłodnica wentylatorowa pozioma, 1 – wentylator o przepływie osiowym, 2 – wymiennik ciepła, 3 – obudowa wymiennika, 4 – kolektory przyłączeniowe

Zasadniczym elementem suchej chłodnicy cieczy jest wymiennik ciepła, przez który przepływa ochładzane medium. Standardowo stosuje się przeponowe wymienniki ciepła typu powietrze-ciecz. Wymienniki te składają się z rzędu rur, wewnątrz których przepływa ochładzane medium, natomiast po stronie zewnętrznej przepływa powietrze, odbierające ciepło. W praktyce rzadko stosuje się wymienniki ciepła typu gaz-ciecz wykonane z rur gładkich. Wynika to z faktu, że

konwekcyjny opór cieplny po stronie gazowej stanowi około 90 % całkowitego oporu cieplnego wymiennika [95]. Jedną z metod zmniejszenia oporu cieplnego po stronie powietrza jest zwiększenie czynnej powierzchni wymiany ciepła poprzez zastosowanie żeber. Wyróżnia się wymienniki ciepła wykonane z rur indywidualnie żebrowanych oraz z żebrami w postaci lamel. Rury indywidualnie żebrowane charakteryzuje większa wytrzymałość, natomiast wymienniki ciepła z lamelami są tańsze w przeliczeniu na jednostkę powierzchni wymiany ciepła [78]. W suchych chłodniach cieczy standardowo stosowane są wymienniki ciepła wykonane z rurami żebrowanymi w postaci lamel [43, 100, 101, 102].

1.2.1 Lamelowe wymienniki ciepła

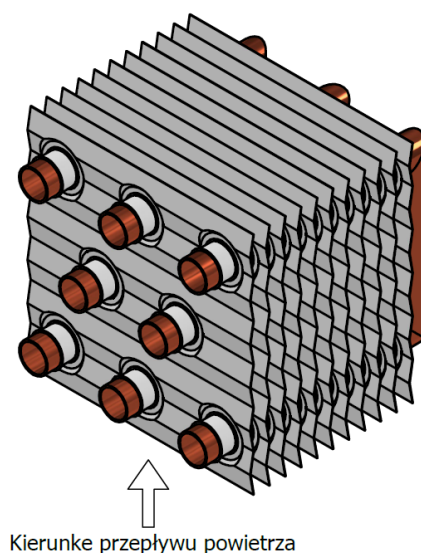
W lamelowych wymiennikach ciepła, ciecz o znacznie wyższym współczynniku przenikania ciepła przepływa wewnątrz rurek, natomiast powietrze, charakteryzujące się niższym współczynnikiem przenikania ciepła, przepływa na zewnątrz rur. Wymiana ciepła pomiędzy cieczą o wyższej temperaturze a powietrzem o temperaturze niższej następuje poprzez przewodzenie przez ściankę rur [78]. W lamelowych wymiennikach ciepła stosowanych w standardowych suchych chłodnicach cieczy wykorzystuje się rury miedziane, na które naciskane są pakiety lamel wykonanych z taśmy aluminiowej. Lamelle mogą być wykonane z taśmy płaskiej oraz falistej. Do najważniejszych parametrów konstrukcyjnych lamelowych wymienników ciepła, mających wpływ na charakterystykę wymiany ciepła i spadku ciśnienia należą [73]:

- średnica rury,
- liczba rzędów rur,
- ustawienie rur w poszczególnych rzędach,
- rozstaw lamel,
- kształt lameli,

1.2. Suche chłodnice cieczy

- kąt fali.

Badania wskazują, że zastosowanie lamel falistych powoduje poprawę wymiany ciepła nawet o 70 % w odniesieniu do lamel płaskich, jednak wykorzystanie ich powoduje znaczny wzrost oporów przepływu powietrza [40]. Przystawny układ rur, w tzw. szachownicę, powoduje zwiększenie współczynnika wnikania ciepła w zakresie od 14 do 32 %, w porównaniu z układem szeregowym [11]. Na podstawie przeglądu katalogów technicznych producentów suchych chłodnic cieczy [43, 100, 101, 102] stosowane lamelowe wymienniki ciepła wykonane są z rur o średnicy od 9 do 12 mm, liczba rzędów rur zawiera się w zakresie od 2 do 6. Praktycznie we wszystkich typach wymienników stosuje się ustawienie rur w szachownicę, a lamele mają kształt falisty. Rozstaw lamel zawiera się w przedziale od 2,1 do 3,5 mm. Suche chłodnice cieczy są urządzeniami narażonymi na zanieczyszczenie zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła frakcjami pochodzenia przemysłowego oraz naturalnego [61], większy rozstaw lamel mniej sprzyja osadzaniu się zanieczyszczeń [104].

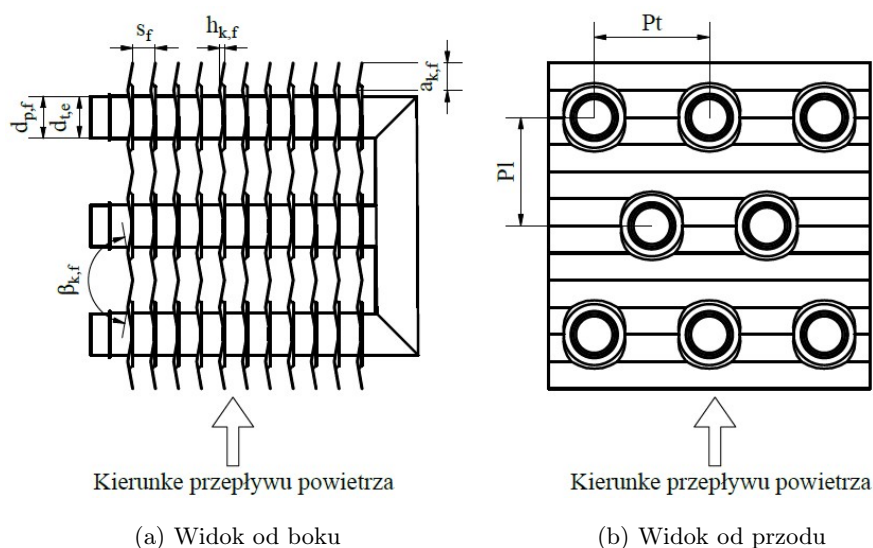


Rys. 1.7 Model geometryczny standardowego wymiennika ciepła z lamelami falistymi

Strumień ochładzanego czynnika dzielony jest w kolektorze na kilka obiegów

1.2. Suche chłodnice cieczy

wodnych. Liczba obiegów zależy od strumienia objętościowego ochładzanego medium. Poszczególne rury w rzędzie łączone są ze sobą w taki sposób, aby przepływ czynników względem siebie był przeciwnyprądowy. Na rysunku 1.7 przedstawiono model geometryczny standardowego lamelowego wymiennika ciepła, natomiast na rysunku 1.8 przedstawiono najważniejsze parametry geometryczne definiujące lamelowy wymiennik ciepła z lamelami falistymi.

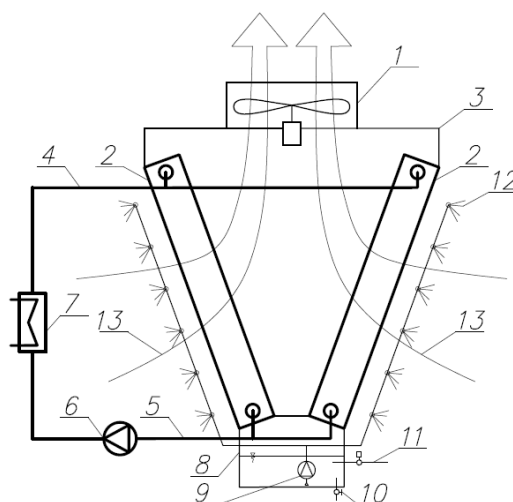


Rys. 1.8 Parametry geometryczne wymiennika ciepła z lamelami falistymi

1.2.2 Hybrydowe chłodnice cieczy

Jedne z najczęściej spotykanych w literaturze modyfikacji suchych chłodnic wentylatorowych, mające na celu poprawę wydajności cieplnej urządzenia, polegają na połączeniu suchej chłodnicy cieczy oraz wieży chłodniczej. Idea pracy urządzenia polega na wstępnym obniżeniu temperatury powietrza wlotowego na wymiennik ciepła (2), przez co wzrasta różnica temperatury między ochładzanym medium a przepływającym powietrzem (13). Na rysunku 1.9 przedstawiono schemat ideowy hybrydowej chłodnicy cieczy z wymiennikami ciepła w układzie V oraz system zraszania wodą obiegową. Standardowy układ zaprezentowany na rysunku

1.2. Suche chłodnice cieczy



Rys. 1.9 Schemat ideowy chłodnicy cieczy z instalacją wstępnego chłodzenia adiabatycznego. Oznaczenia : 1 – wentylator o przepływie osiowym, 2 – lamelowy wymiennik ciepła, 3 – obudowa, 4 – kolektor zasilający, 5 – kolektor powrotny, 6 – pompa obiegu medium schładzanego, 7 – wymiennik ciepła, 8 – tacka ociekowa, 9 – pompa obiegu systemu zraszania, 10 – spust wody z instalacji zraszania, 11 – uzupełnianie wody w instalacji zraszania, 12 – dysze zraszające, 13 – kierunek przepływu powietrza

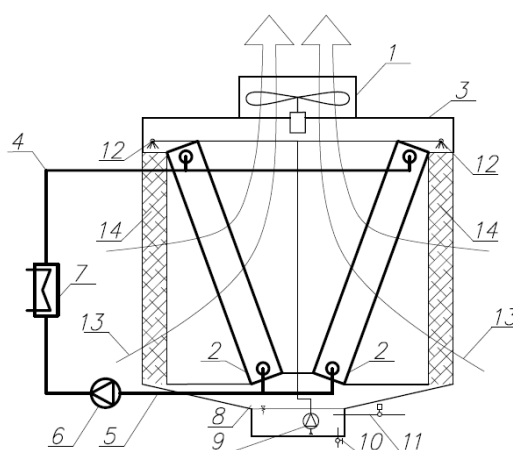
1.6 został doposażony w sieć instalacji wody zraszającej. Wylot dyszy zraszających (12) skierowany jest w kierunku przeciwnym do przepływającego powietrza (13). Ponieważ układ pracuje na wodzie obiegowej, w momencie włączenia zraszania następuje proces adiabatycznego ochładzania powietrza.

W literaturze spotkać można modyfikacje tego układu, polegające na zastosowaniu wysokociśnieniowych pomp obiegowych i dysz wytwarzających mgłę wodną. Badania wydajności mgły wodnej do wstępnego schłodzenia powietrza chłodzącego skraplacz przeprowadził w swojej pracy Yang i in. [96]. Wykazał, że w klimacie subtropikalnym możliwe jest obniżenie temperatury termometru suchego powietrza nawet o 9,4 °C, co pozwoliło o obniżenie temperatury skraplania pary czynnika chłodniczego o 7,2 °C. Zabieg ten w znacznym stopniu podniósł sprawność agregatu chłodniczego. Dodatkowej modyfikacji urządzenia w swojej pracy dokonuje Kabeel i in. [44]. Proponuje on dodatkowe schłodzenie mgiełki wodnej niewielką

1.2. Suche chłodnice cieczy

ilością wody lodowej wytworzonej w agregacie chłodniczym. W przeciwieństwie do układów zraszania pracujących na wodzie obiegowej, możliwe było schłodzenie powietrza do temperatury niższej od temperatury termometru mokrego powietrza otaczającego. Wadą powyższych rozwiązań jest konieczność uzdatnienia wody wykorzystywanej do chłodzenia adiabatycznego. Jest to niezbędne, aby minimalizować ryzyko powstawania kamienia wapniowego na powierzchni wymiennika ciepła, powodującego spadek wydajności chłodzenia.

Rozwiązanie niewymagające uzdatniania wody wykorzystywanej do wstępnego chłodzenia powietrza polega na zastosowaniu wstępnych chłodnic wyparnych. Schemat ideowy urządzenia został przedstawiony na rysunku 1.10.



Rys. 1.10 Schemat ideowy chłodnicy cieczy z instalacją wstępnego chłodzenia wyparnego. Oznaczenia : 1 – wentylator o przepływie osiowym, 2 – lamelowy wymiennik ciepła, 3 – obudowa, 4 – kolektor zasilający, 5 – kolektor powrotny, 6 – pompa obiegu medium schładzanego, 7 – wymiennik ciepła, 8 – tacka ociekowa, 9 – pompa obiegu systemu zraszania, 10 – spust wody z instalacji zraszania, 11 – uzupełnianie wody w instalacji zraszania, 12 – dysze zraszające wkład celulozowy, 13 – kierunek przepływu powietrza, 14 – celulozowy wkład chłodzący

Przed wymiennikiem ciepła (2) montowana jest wyparna wkładka chłodząca (14), wykonana z celulozy falistej. Strumień powietrza (13) przepływając przez

1.2. Suche chłodnice cieczy

zwilżoną powierzchnię wkładki (14) ulega ochłodzeniu na skutek odparowania części wody, a temperatura termometru suchego zbliża się do temperatury termometru mokrego.

W swoich badaniach Lucas i in. [55] wykazał, że przy temperaturze otoczenia równej 30 °C i wilgotności względnej na poziomie 50%, temperatura wody z chłodnicy cieczy z celulozowymi wkładkami wyparnymi była o 7,5 °C niż w przypadku suchej chłodnicy cieczy. Wadą powyższego rozwiązania jest konieczność zapewnienie większej mocy wentylatora, aby pokonać opory przepływu powietrza przez celulozową wkładkę wyparną. Należy również pamiętać, że w momencie spadku temperatury powietrza poniżej 0 °C, występuje konieczność każdorazowego opróżniania instalacji zraszania w celu uniknięcia jej uszkodzenia. Dodatkowo wydajność chłodzenia adiabatycznego uzależniona jest w dużej mierze od chwilowej wilgotności powietrza atmosferycznego.

1.2.3 Wentylatory

Przepływ powietrza pomiędzy lamelami wymuszony jest na skutek działania wentylatora. W suchych chłodnicach cieczy stosuje się wentylatory o przepływie osiowym, w których powietrze zasysane jest i tłoczone w kierunku osi obrotu wirnika wentylatora. Ruch powietrza w układzie wywołany jest pod wpływem siły, która wynika z tworzącej się różnicy ciśnienia związanej z obrotem wirnika wentylatora, na którym osadzone są łopatki pod odpowiednim kątem. Ruch powietrza opisany jest dwoma podstawowymi wielkościami, natężeniem przepływu oraz ciśnieniem. Aby możliwe było wytworzenie wymaganej różnicy ciśnienia przez wentylator, należy dostarczyć pewną ilość energii elektrycznej do zasilania silnika. Chwilową moc wentylatora wyrażoną w watach można opisać poniższą zależnością [72]:

$$N_{el,vent} = \frac{\Delta p_{vent} \dot{V}_{a,vent}}{\eta_{tot,vent}} \quad (1.2)$$

Jak wynika z równania 1.2, chwilowa moc wentylatora zależy od strumienia objętościowego przepływającego powietrza, wytworzonej całkowitej różnicy ciśnienia

oraz sprawności całkowitej wentylatora. Regulację strumienia objętości powietrza tłoczonego przez wentylator osiowy można przeprowadzić na kilka sposobów [72]:

- regulacja przez dławienie,
- regulacja za pośrednictwem kierownic,
- regulacja przez zmianę prędkości obrotowej wirnika,
- regulacja przez zmianę kąta ustawienia łopatek wirnika w trakcie pracy wentylatora.

Spśród wyżej wymienionych metod regulacji wydajności, z punktu widzenia zużycia energii elektrycznej, zaleca się stosowanie regulacji przez zmianę prędkości obrotowej wirnika oraz regulację poprzez zmianę kąta ustawienia łopatek wentylatora. Na podstawie prawa proporcjonalności dla wentylatorów, wynikającego z analizy trójkątów prędkości na odpływie powietrza z łopatek wirnika obowiązują następujące reguły [72]:

- strumień objętościowy (V) jest proporcjonalny do prędkości obrotowej wirnika (n),

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \frac{n_2}{n_1} \quad (1.3)$$

- ciśnienie wytworzone przez wentylator (Δp) jest proporcjonalne do kwadratu prędkości obrotowej wirnika,

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (1.4)$$

- zapotrzebowanie na moc (N) jest proporcjonalne do sześcianu prędkości obrotowej wirnika,

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (1.5)$$

Należy zwrócić uwagę, że w warunkach rzeczywistych pracy wentylatora, wraz ze zmianą prędkości obrotowej wirnika wentylatora, może ulec pogorszeniu jego sprawność całkowita, co w konsekwencji będzie skutkowało większym zapotrzebowaniem na moc niż to wynika z równania 1.5.

1.3 Podsumowanie

Jak przedstawiono we wstępie, ciągły wzrost zapotrzebowania na energię elektryczną do zasilania urządzeń chłodniczych wymusza prace ośrodków badawczych na całym Świecie w celu poszukiwania rozwiązań poprawiających efektywność pracy tych urządzeń. Najczęściej stosowane urządzenia do odbioru ciepła pochodzącego z klimatyzacji komfortu czy procesów technologicznych oparte są na sprężarkowej kompresji pary czynnika chłodniczego. Charakteryzują się one dużym zapotrzebowaniem na energię elektryczną do napędu takich urządzeń jak sprężarki, pompy obiegowe oraz wentylatory, dlatego usprawnienie ich działania w okresie całorocznym jest sprawą kluczową w kontekście redukcji zużycia energii elektrycznej. Jak wykazują badania, efektywność energetyczną urządzeń można podnieść poprzez efektywny odbiór ciepła generowanego w skraplaczu. Odchodzi się od stosowania wież chłodniczych z otwartym przepływem medium ochładzającego z powodu dużych ubytków medium oraz ryzyka zanieczyszczenia środowiska otaczającego. Alternatywą są suche chłodnice cieczy, w których medium ochładzane nie ma bezpośredniego kontaktu z powietrzem atmosferycznym. Jedną z modyfikacji suchych chłodnic cieczy, poprawiającą jej wydajność, jest wykorzystanie wymiany ciepła jawnego oraz utajonego. Modyfikacje te jednak dotyczą pracy chłodnicy cieczy w skrajnych warunkach obliczeniowych (wysoka temperatura powietrza otaczającego). W przypadku procesów technologicznych, wymagany jest odbiór ciepła na względnie stałym poziomie w okresie całego roku. Ponieważ wydajność suchej chłodnicy cieczy wzrasta wraz z rosnącą różnicą temperatury między powietrzem atmosferycznym a ochładzanym medium, zasadne jest stosowanie wentylatorów z płynną regulacją prędkości obrotowej wirnika w celu dostosowania chwilowego przepływu powietrza chłodzącego do aktualnego zapotrzebowania na moc chłodniczą. Pozwala to na częściowe ograniczenie zapotrzebowania na energię elektryczną przez suchą chłodnicę cieczy. Prędkość obrotowa wentylatorów może być zmniejszona jedynie do pewnej wartości granicznej, poniżej której wychodzi poza zakres

1.3. Podsumowanie

swojej charakterystyki pracy. Praca poniżej tej wartości skutkuje znaczącym pogorszeniem sprawności całkowitej wentylatora, co w konsekwencji powoduje wzrost zużycia energii elektrycznej.

Jedną z metod efektywnego odprowadzenia ciepła z wymienników w suchych chłodnicach cieczy może być konwekcja swobodna. W momencie wystąpienia odpowiednio dużej różnicy temperatury między powietrzem atmosferycznym a ochłodzonym medium możliwe jest wyłączenie wentylatorów, a przepływ powietrza przez wymiennik wymuszony będzie na skutek różnicy gęstości powstałej w wyniku ogrzewania się powietrza. Jednak wyznaczenie mocy lamelowego ciepła w warunkach swobodnego przepływu powietrza nie jest możliwe, ponieważ jak dotąd nie przeprowadzono badań w tym zakresie. W związku z tym, celem niniejszej pracy jest opracowanie metody odprowadzenia ciepła z wymienników przeponowych przeznaczonych do odprowadzenia ciepła z instalacji chłodniczych przy wykorzystaniu zjawiska konwekcji swobodnej oraz określenie racjonalnego wykorzystania w polskich warunkach klimatycznych.

Rozdział 2

Teza, cel i zakres pracy

Przedmiotem pracy jest doświadczalna oraz teoretyczna analiza procesów wymiany ciepła w warunkach konwekcyjnego przepływu powietrza przez przeponowy wymiennik ciepła typu powietrze – woda z rozwiniętą powierzchnią wymiany ciepła po stronie powietrza, w postaci pakietów lamelowych. Do badań wybrano rozwiązania reprezentatywne, najczęściej stosowane w urządzeniach odprowadzających ciepło do powietrza atmosferycznego.

W oparciu o analizę literatury dotyczącej systemów odprowadzania ciepła z układów chłodniczych sformułowano tezę prezentowanej rozprawy doktorskiej:

„Możliwe jest opracowanie pasywnego systemu odprowadzenia ciepła w przeponowych wymiennikach, w taki sposób, aby dla polskich warunków klimatycznych mógł efektywnie pracować przez okres 9 miesięcy w roku.”

Natomiast celem pracy doktorskiej jest:

„Opracowanie metody odprowadzenia ciepła z instalacji chłodniczych z wykorzystaniem zjawiska konwekcji swobodnej oraz określenie możliwości jego racjonalnego wykorzystania w polskich warunkach klimatycznych”

Postawiona teza oraz cel wymaga zrealizowania poniższego zakresu pracy:

- opis oraz analiza procesów cieplnych zachodzących w lamelowych wymiennikach ciepła w warunkach konwekcji swobodnej,
- wybór elementów konstrukcyjnych wymiennika ciepła, mających wpływ na intensyfikację procesów wymiany ciepła w warunkach konwekcji swobodnej,
- opracowanie modelu matematycznego wymiany ciepła w lamelowym wymienniku ciepła w warunkach konwekcji swobodnej,

-
- zaprojektowanie oraz konstrukcja stanowiska badawczego do wyznaczenia charakterystyki cieplnej wybranych wymienników ciepła,
 - przeprowadzenie pomiarów na stanowisku badawczym, pozwalających wyznaczyć charakterystykę cieplną wybranych wymienników ciepła,
 - opracowanie oraz analiza wyników badań,
 - walidacja opracowanych modeli matematycznych,
 - określenie czasu racjonalnych warunków pracy systemu odprowadzającego ciepło odpadowe do powietrza atmosferycznego przy wykorzystaniu zjawiska konwekcji swobodnej.

Rozdział 3

Wymiana ciepła w wymienniku o budowie lamelowej w warunkach konwekcji swobodnej

W niniejszym rozdziale przeprowadzono przegląd literatury dotyczący procesów cieplnych, zachodzących w lamelowych wymiennikach ciepła, a następnie opisano zjawisko konwekcji swobodnej.

3.1 Procesy cieplne w lamelowym wymienniku ciepła

Rozpatrywane w pracy wymienniki ciepła, jak już zostało opisane w rozdziale 1.2.1, składają się z połączonych ze sobą rzędów rur, tworzących poszczególne obiegi. Wewnątrz tych rur przepływa ochładzane medium, natomiast po stronie zewnętrznej rur przepływa powietrze atmosferyczne o temperaturze niższej od temperatury czynnika krążącego wewnątrz rur. Przepływ ciepła z jednego płynu do drugiego następuje przez przegrodę (przeponę), strumień przekazywanego ciepła opisuje równanie Pecleta.

$$\dot{Q} = kdA(T_1 - T_2) \quad (3.1)$$

Współczynnik przenikania ciepła określają poniższe procesy w wyniku których następuje ruch ciepła [35]:

- wnikanie ciepła do ścianki po stronie gorącego płynu,
- przewodzenie ciepła przez ściankę wymiennika,

3.1. Procesy ciepłone w lamelowym wymienniku ciepła

- wnikanie ciepła od ścianki po stronie zimniejszego powietrza.

W zawiązku z powyższym całkowity współczynnik przenikania ciepła może zostać przedstawiony poniższym równaniem.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.2)$$

Wartości w mianowniku powyższego równania definiowane są jako opór cieplny. Jeżeli jedna z wartości oporu cieplnego stanowi więcej niż 80% całkowitego oporu, wtedy określa się ją mianem oporu kontrolnego [78]. Sytuacja taka ma miejsce w rozpatrywanych wymiennikach ciepła, ponieważ współczynnik wnikania ciepła po stronie powietrza jest o rząd wielkości mniejszy niż po stronie cieczonej. W tym celu po stronie czynnika z niskim współczynnikiem wnikania ciepła, stosuje się rozwiniętą powierzchnię wymiany ciepła w celu obniżenia generowanego oporu, a średni współczynnik przenikania ciepła odniesiony do całego wymiennika przyjmuje postać:

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\eta_{tot}\alpha_1 A_1} + R_{wall} + \frac{1}{\alpha_2 A_2} \quad (3.3)$$

W tym przypadku konieczne staje się uwzględnienie sprawności temperaturowej zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła. Wynika to z faktu, że temperatura powierzchni żeber jest w rzeczywistości mniejsza niż temperatura na zewnętrznej powierzchni rury.

Ruch ciepła w wyniku przewodzenia, zachodzi w ciałach stałych oraz w warstwie nieruchomej płynu. Mechanizm ten polega na przekazywaniu energii kinetycznej ruchu cząsteczek w skali mikroskopowej. Podstawowe równanie dla przewodzenia w stanie ustalonym wynika z prawa Fouriera i przyjmuje postać:

$$Q_p = -\lambda A \frac{dT}{ds} \quad (3.4)$$

W powyższym równaniu człon $\frac{dT}{ds}$, wyraża gradient temperatury w kierunku prostopadłym do powierzchni izotermicznych.

3.2. Konwekcja swobodna

W momencie kiedy współczynnik przewodzenia ciepła λ ciała można uznać za stały w całej objętości ciała oraz powierzchnia przekroju F na drodze przewodzenia ciepła s nie ulega zmianie, wtedy po scałkowaniu zależności (3.4) otrzymuje się poniższe równanie:

$$Q_p = \begin{cases} \frac{\lambda}{A} (T_1 - T_2) & \text{dla powierzchni płaskich} \\ \frac{\lambda}{s} \frac{d_{ext} - d_{int}}{\ln \frac{d_{ext}}{d_{int}}} (T_1 - T_2) & \text{dla powierzchni cylindrycznych} \end{cases} \quad (3.5)$$

Wnikanie ciepła na granicy ciała stałego i omywającego go płynu zdefiniowane jest przez prawo Newtona. Konwekcyjny strumień ciepła jest wprost proporcjonalny do różnicy temperatury powierzchni ciała oraz płynu.

$$Q_k = \alpha A (T_{wall} - T_\infty) \quad (3.6)$$

Współczynnik wnikania ciepła zależy nie tylko od właściwości termofizycznych płynu ale również od charakteru i prędkości przepływającego płynu [47, 94]. Dlatego określenie współczynników konwekcyjnej wymiany ciepła jest zadaniem wymagającym, a ich wyznaczenie oparte jest na eksperymentach modelowych.

W niektórych sytuacjach istnieje konieczność uwzględnienia ruchu ciepła przez promieniowanie, co odnosi się do procesu przekazywania energii pomiędzy dwoma obiektami za pośrednictwem środowiska, które jest transparentne dla promieniowania. Promieniowanie to stanowi sposób transferu energii, gdzie ciepło jest przekazywane w formie fal elektromagnetycznych.

3.2 Konwekcja swobodna

W momencie, gdy temperatura powierzchni ciała stałego różni się od temperatury otaczającego go płynu, następuje przepływ ciepła z ośrodka o temperaturze wyższej do ośrodka o temperaturze niższej. Wymiana ciepła opiera się wtedy na dwóch zjawiskach: przewodzenia oraz unoszenia ciepła [60]. Zjawisko przejmowania ciepła charakteryzuje się złożonym przebiegiem, ponieważ jest ściśle zwią-

3.2. Konwekcja swobodna

zane z ruchem płynu w stosunku do powierzchni ciała stałego. W zależności od przyczyny powstania ruchu cieczy, można wyróżnić wymuszony oraz swobodny ruch cieczy. Jeżeli prędkość cząsteczkom cieczy nadana jest w sposób sztuczny, tj. na skutek działania wentylatorów, pomp czy wiatru, mówi się o ruchu wymuszonym, a proces przejmowania ciepła w literaturze nazywany jest konwekcją wymuszoną. W przypadku konwekcji swobodnej przepływ płynu w obszarze powierzchni wymiany ciepła następuje na skutek różnicy gęstości powstałej w związku ze zmianą temperatury cieczy. Wymiana ciepła w wyniku konwekcji naturalnej zachodzi w niejednorodnym polu sił masowych [57]. Główna różnica pomiędzy konwekcją naturalną a wymuszoną polega na odmiennym mechanizmie generowania przepływu. W przypadku konwekcji wymuszonej, zewnętrze wymuszony przepływ jest ogólnie znany, podczas gdy w przypadku konwekcji swobodnej wynika on z wzajemnego oddziaływania różnicy gęstości oraz siły grawitacji. Gęstość płynu natomiast związana jest z rozkładem pól temperatury. Ruch który powstaje na początku nie jest znany i musi być określony na podstawie analizy procesu wymiany ciepła i masy, które są powiązane z mechanizmem przepływu płynu. Prędkość przepływu płynu oraz ciśnienia wywołane siłą wyporu są znacznie mniejsze niż w konwekcji wymuszonej. Zaprezentowane wyżej różnice pomiędzy konwekcją naturalną a wymuszoną powodują, że analityczne oraz eksperymentalne badanie procesów z udziałem konwekcji swobodnej jest znacznie bardziej skomplikowane niż te z udziałem konwekcji wymuszonej [13].

Konwekcja swobodna może być opisana za pomocą układu równań różniczkowych i warunków jednoznaczności, obejmujących znaczną liczbę zmiennych, co stwarza istotne trudności matematyczne w przypadku prób ich rozwiązania. Ponadto, ze względu na dużą liczbę parametrów i trudności w przenoszeniu wyników uzyskanych na modelowych obiektach do rzeczywistych warunków, symulacja rzeczywistych urządzeń na stanowiskach doświadczalnych jest problematyczna. W celu ograniczenia wymienionych trudności stosuje się teorię zmiennych uogólnionych [58].

3.2. Konwekcja swobodna

Matematyczny opis ruchu płynów oraz wymiany ciepła opiera się o złożony układ cząstkowych równań nieliniowych, w tym równania bilansu pędu, energii oraz ilości substancji. Nadanie uogólnionej postaci wynikowi rozwiązania numerycznego umożliwia zastosowanie metody uogólnionych zmiennych, w której poszczególne parametry problemu są zastępowane zmiennymi uogólnionymi, tj. pewnymi kombinacjami parametrów problemu, zależnymi od użytych w równaniach postaci operatorów różniczkowych [58]. W celu uproszczenia opisanych układów równań, opracowanych zostało kilka przybliżeń, spośród których najbardziej istotnymi są przybliżenie Boussinesqa i przybliżenia warstwy granicznej. Zasady wykorzystywania przybliżeń warstwy granicznej dla konwekcji swobodnej są zbliżone do tych, używanych do opisu konwekcji wymuszonej, z tą różnicą, że zamiast ciśnienia dostarczanego z zewnątrz, do równań wprowadza się ciśnienie hydrostatyczne [13].

Z kolei na przybliżenie Boussinesqa składa się 5 równań determinujących zmienne prędkości, ciśnienia i temperatury oraz uzupełniające równania dla zależności parametrów termofizycznych (ρ , β , c_p , λ) od temperatury i ciśnienia. Przybliżenie Boussinesqa opiera się na dwóch założeniach. Po pierwsze zmienność gęstości w równaniu ciągłości jest pomijalna oraz różnica gęstości, która powoduje przepływ, jest przybliżona jako czysty efekt temperatury.

$$\rho_\infty - \rho = \rho\beta(T - T_\infty) \quad (3.7)$$

Powyższe przybliżenie jest szeroko stosowane w rozpatrywaniu konwekcji swobodnej. Istotnym warunkiem ważności przybliżenia (3.7) jest $\beta(T - T_\infty) \ll 1$ [13, 39]

W układzie kartezjańskim na płaszczyźnie x-y, ruch gazu w warunkach konwekcji swobodnej opisują równania (3.8 – 3.11).

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial v}{\partial \tau} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = F_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3.9)$$

3.2. Konwekcja swobodna

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3.10)$$

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = Q + \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \Phi \quad (3.11)$$

Zakładając, że konwekcja naturalna zachodzi jedynie pod wpływem różnicy temperatury i jest skierowana wzdłuż osi x, siły działające w kartezjańskim układzie współrzędnych kształtują się następująco:

$$\begin{aligned} F_x &= g\beta\Delta T \\ F_y &= 0 \end{aligned} \quad (3.12)$$

W celu sprowadzenia powyższych równań do wartości bezwymiarowych, wprowadzone zostały do równań skale redukcyjne. Dla bezwymiarowej skali liniowej został wybrany wymiar charakterystyczny l , dla prędkości u_0 , temperatury θ_0 , ciśnienia p_0 , czasu τ_0 , oraz wydzielającego ciepła Q_0 . Wartości bezwymiarowe zostały oznaczone kreskami powyżej oznaczeń.

$$\frac{l}{\tau_0 u_0} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{\tau}} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} = \frac{g\beta\theta_0 l}{u_0^2} \theta - \frac{p_0}{\rho u_0^2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \frac{\nu}{u_0 l} \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{y}^2} \right) \quad (3.13)$$

$$\frac{l}{\tau_0 u_0} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{\tau}} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} = -\frac{p_0}{\rho u_0^2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} + \frac{\nu}{u_0 l} \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{y}^2} \right) \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} = 0 \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} \frac{l}{\tau_0 u_0} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{\tau}} + \bar{u} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{y}} &= \frac{Q_0 l}{\rho c_p u_0 \theta_0} \bar{Q} + \frac{a}{u_0 l} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{y}^2} \right) \\ &+ \frac{\nu u_0}{l c_p \theta_0} \bar{\Phi} + \frac{p_0}{\rho c_p \theta_0} \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \right) \end{aligned} \quad (3.16)$$

3.2. Konwekcja swobodna

W równaniu (3.16) $\bar{\Phi}$ odpowiada za bezwymiarowe rozproszenie energii. Równania (3.13 – 3.16) zawierają szereg parametrów, które nie są określone w odniesieniu do warunków jednoznaczności i mogą być wybrane w oparciu o fizyczną naturę problemu [57]. Dotyczy to przede wszystkim skali prędkości u_0 oraz ciśnienia p_0 . Skalę prędkości można określić odwołując się do równania (3.16) i zakładając, że współczynnik siły objętościowej w równaniu pędu jest równy jedności [57].

$$u_0 = \sqrt{g\beta\theta l} \quad (3.17)$$

Natomiast skala ciśnienia jest dobierana tak, aby była równa podwójnej wartości ciśnienia dynamicznego [57].

$$p_0 = \rho u_0^2 \quad (3.18)$$

W oparciu o powyższe założenia, równania (3.13 – 3.16) mogą przyjąć następującą postać.

$$\frac{1}{St} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{\tau}} + \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} = \frac{1}{\sqrt{Gr}} \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{y}^2} \right) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \theta \quad (3.19)$$

$$\frac{1}{St} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{\tau}} + \bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} = \frac{1}{\sqrt{Gr}} \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial \bar{y}^2} \right) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{y}} \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial \bar{y}} = 0 \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{St} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{\tau}} + \bar{u} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{\partial \theta}{\partial \bar{y}} = & \frac{1}{Pr\sqrt{Gr}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{x}^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial \bar{y}^2} \right) \\ & + N\bar{Q} + \frac{\epsilon}{\sqrt{Gr}} \bar{\Phi} \end{aligned} \quad (3.22)$$

Rozwiązanie powyższych równań zależy od pięciu wielkości bezwymiarowych:

$$St = \frac{u_0 \tau_0}{l}; \quad Gr = \frac{g\beta\theta_0 l^3}{\nu^2}; \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha}; \quad \epsilon = \frac{g\beta l}{c_p}; \quad N = \frac{Q_0 l}{\rho c_p u_0 \theta_0}$$

3.2. Konwekcja swobodna

Pierwszą zależność określa liczba Strouhala, nazywana jest również kryterium homochroniczności (jednoczesności). Liczba ta określa zależność między siłami bezwładności ruchów niestacjonarnych i stacjonarnych. Kolejną wartością bezwymiarową to liczba Grashofa, która stanowi parametr określający ruch płynu w warunkach brzegowych drugiego rodzaju. Określa ona stosunek siły wyporu spowodowanego różnicą gęstości płynu do siły lepkości. Z kolei liczba Prandtla jest liczbą określającą właściwości fizyczne cieczy i gazów w konwekcyjnej wymianie ciepła. Liczba bezwymiarowa, oznaczona symbolem ϵ , odnosi się do generowania ciepła w wyniku tarcia i kompresji, odpowiada ona liczbie Eckerta w odniesieniu do konwekcji wymuszonej. Liczba N opisuje stosunek objętościowego wydzielania ciepła do entalpii w przepływie.

Równania prędkości oraz temperatury są funkcją następujących parametrów:

$$\begin{aligned}\bar{u} &= f_1(\bar{x}, \bar{y}, \bar{\tau}, St, Gr, Pr, \epsilon, N) \\ \bar{v} &= f_2(\bar{x}, \bar{y}, \bar{\tau}, St, Gr, Pr, \epsilon, N) \\ \theta &= f_3(\bar{x}, \bar{y}, \bar{\tau}, St, Gr, Pr, \epsilon, N)\end{aligned}\tag{3.23}$$

Do obliczenia strumienia ciepła wykorzystuje się warunki brzegowe na powierzchni separacji:

$$\alpha\theta_w = -\lambda \left(\frac{\partial\theta}{\partial x} \right)_w\tag{3.24}$$

Po przekształceniu powyższego równania do formy bezwymiarowej otrzymuje się postać:

$$\frac{\alpha l}{\lambda} \theta_w = - \left(\frac{\partial\theta}{\partial x} \right)_w\tag{3.25}$$

Liczba Nusselta wyraża intensywność przepływu ciepła na granicy płynu i ciała stałego. Postać ogólna bezwymiarowego współczynnika wnikania ciepła może być zdefiniowana jako funkcja następujących zmiennych [58]:

$$Nu = f_4(\bar{x}, \bar{y}, \bar{\tau}, St, Gr, Pr, \epsilon, N)\tag{3.26}$$

3.2. Konwekcja swobodna

Podczas określania średniego współczynnika wnikania ciepła nie uwzględnia się ani współrzędnych miejsca, ani czasu. Stąd średnia liczba Nusselta może być wyrażona funkcją następujących parametrów:

$$Nu_{av} = f_5(St, Gr, Pr, \epsilon, N) \quad (3.27)$$

Dokonując dalszych uproszczeń, w przypadku rozpatrywania ustalonego ruchu jednorodnego płynu bez wewnętrznych źródeł ciepła, można pominąć liczbę St oraz N . Z kolei liczba ϵ odgrywa istotną rolę wyłącznie dla układów o małej różnicy temperatur i dużych wymiarach liniowych [58].

Stąd, relacje wymiany ciepła w warunkach stacjonarnych przyjmuje postać:

$$Nu_{av} = f_6(Gr, Pr) \quad (3.28)$$

Badacze tworzą funkcje opisujące liczbę Nusselta, bazując zarówno na wynikach prac eksperymentalnych, jak i symulacji numerycznych. Większość dostępnej literatury dotyczy doświadczalnego wyznaczenia współczynników wnikania ciepła w warunkach konwekcji swobodnej dla pojedynczych rur gładkich lub indywidualnie ożebrowanych. Jedną z pierwszych prac ujmujących przejmowanie ciepła podczas konwekcji naturalnej dla drutów i rur ustawionych poziomo oraz pionowo, ale również dla ścinak pionowych opisał Michiejew [60]. Zwrócił on uwagę na występowanie trzech rodzajów ruchów powietrza, które w znaczący sposób wpływają na intensywność wymiany ciepła. Rodzaj ruchu uzależniony został od wartości iloczynu liczby Grashofa i Prandtla. Dla zakresu iloczynu $GrPr$ $10^{-2} \div 5 \cdot 10^2$ ruch powietrza jest czysto laminarny. Ruch przejściowy powietrza obserwowany był przy iloczynie $GrPr$ w zakresie $5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$. Ruch burzliwy powietrza odnotowano przy zakresie iloczynu $2 \cdot 10^7 \div 10^{13}$. W swojej pracy Churchill i Chu [20] opracowali formułę opisującą wymianę ciepła na drodze konwekcji swobodnej w poziomym, izotermicznym cylindrze. Ze względu na skalę prowadzonych badań, autorzy opracowali formułę dla szerokiego zakresu liczby Rayleigha oraz Prandtla. Kayansayan [46] w swojej pracy zbadał doświadczalnie wpływ trzech parametrów

3.2. Konwekcja swobodna

fizycznych na charakterystykę konwekcji naturalnej w poziomej, izotermicznej rurze z żebrami okrągłymi o stałej grubości. W doświadczeniu zmieniano takie parametry konstrukcyjne rury ożebrowanej, jak odległość między żebrami oraz średnica rury. Badania zostały przeprowadzone dla zmieniającej się różnicy temperatury między powierzchnią ożebrowaną a otaczającym powietrzem. Z przeprowadzonych badań wynika, że najwyższy współczynnik wnikania ciepła osiągany jest w przypadku rury ze stosunkiem rozstawu żeber do średnicy zewnętrznej w przedziale od 0,25 do 0,5. Hahne i in. [31] zbadali natomiast wpływ średnicy żebra na średni współczynnik wnikania ciepła po stronie powietrza oraz rozkład temperatury na powierzchni ożebrowanej w warunkach konwekcji swobodnej. Badania dowiodły, że współczynnik ten zależy od wysokości lameli, otrzymując wartości wyższe dla żebra o mniejszej średnicy. Należy zwrócić uwagę na fakt, iż wartość rozstawu żeber była stała i wynosiła 8 mm. Wpływ wysokości żebra okrągłego o grubości 1 mm oraz odstępów między żebrami na konwekcję swobodną był przedmiotem badań Yildiza i in. [98]. Średnica żebra zmieniała się w zakresie od 35 mm do 125 mm, natomiast rozstaw żeber zmieniał się od 3,6 mm do 31,7 mm. Średnica zewnętrzna rury wynosiła 24,9 mm. Wyniki badań wskazują, że dla zastosowań praktycznych, optymalny rozstaw żeber powinien wynieść 8 mm w zakresie badanych średnic żeber oraz dla różnicy temperatury między zewnętrzną powierzchnią wymiany ciepła a otaczającym powietrzem w zakresie od 50 do 150 °C. Unger i in. [85] przeprowadzili badania dotyczące procesów wymiany ciepła w warunkach konwekcji swobodnej od rury ożebrowanej ustawionej pod różnymi kątami nachylenia. Kąt nachylenia osi rury zawierał się w zakresie od 0° do 40°. Autorzy przeprowadzili badania dla trzech rur z rozstawem żeber wynoszącym 6, 11 oraz 16 mm. Poprzez zwiększenie dopływu ciepła do rury, liczba Rayleigha odniesiona do średnicy zewnętrznej rury zmieniała się w zakresie od 11 000 do 130 000. Z przeprowadzonych badań wynika, że wraz ze wzrostem kąta nachylenia, intensywność wymiany ciepła ulegała pogorszeniu. Badania numeryczne dla rury ożebrowanej, ustawionej poziomo przeprowadził Senapati i in. [76]. Dla laminarnego zakresu przepływów

3.2. Konwekcja swobodna

powietrza autorzy przeprowadzili szereg symulacji numerycznych w celu określenia optymalnego rozstawu żeber w odniesieniu do stosunku średnicy żebra do średnicy rury. Badania wykazały, że optymalny odstęp między żebrami dla maksymalnego przenoszenia ciepła waha się w przedziale od 5 do 6 mm. Ci sami autorzy przeprowadzili badania numeryczne dla pojedynczej rury ożebrowanej ustawionej pionowo [77]. Przeprowadzono badania numeryczne miały na celu wyznaczenie optymalnego rozstawu żeber w odniesieniu do stosunku średnicy żebra do średnicy rury. Symulacje przeprowadzono zarówno dla przepływu laminarnego, jak i turbulentnego. Autorzy stwierdzili, że dla przepływów laminarnych nie istnieje optymalny rozstaw żeber, natomiast w przypadku przepływów turbulentnych zaobserwowano najwyższą intensywność procesu wymiany ciepła dla żeber ustawionych w odległości od 7 do 7,7 mm.

Dla wiązki rur gładkich Bejan i in. [12] zbadali doświadczalnie oraz numerycznie wpływ odstępu między rurami umieszczonymi poziomo w stałej objętości na całkowitą wymianę ciepła w warunkach laminarnej konwekcji swobodnej. Efektem pracy było zaproponowanie korelacji na optymalny pod względem strumienia oddawanego ciepła odstęp między rurami. Efekt jednych z nielicznych badań dotyczących procesów wymiany ciepła w warunkach konwekcji swobodnej od wiązki rur ożebrowanych opisali Katsuki i in. [45]. Autorzy zaproponowali wymiennik ciepła wykonany z rur miedzianych indywidualnie żebrowanych. Rury o długości 300 mm i średnicy zewnętrznej 25,4 mm umieszczone były osiowo w kominie o szerokości 116,8 mm i wysokości jednego metra. Zastosowane żebra miały grubość 0,8 mm i średnicę 58,4 mm. Według autorów odstęp rur ożebrowanych w kierunku pionowym powinien być równy pięciu średnicom rury, ponieważ wtedy intensywność wymiany ciepła osiągała najwyższą wartość. Dodatkowo, średni współczynnik wnikania ciepła dla wiązki rur był 1,4 razy większy niż dla rury pojedynczej. Kuntysz i in. [50] w swojej pracy przeprowadzili badania dla pięciorzędowego wymiennika ciepła, wykonanego z aluminiowych rur indywidualnie ożebrowanych. W pracy skupili się na określeniu średniej wartości liczby Nusselta dla rur usta-

3.2. Konwekcja swobodna

wionych pod kątem od 0° do 60° . Na podstawie badań autorzy doszli do wniosku, że wraz ze zwiększeniem się kąta nachylenia rur, zmniejsza się wydajność cieplna wymiennika nawet o 67%. Określenie udziału promieniowania w procesie wymiany ciepła w warunkach konwekcji swobodnej podjęli się w swojej pracy Sukhotskii i in. [81]. Badania przeprowadzili na wymienniku czterorzędowym, wykonanym z rur bimetalicznych, indywidualnie żebrowanych. Badania pozwoliły na sformułowanie wniosku, że strumień ciepła oddawany na drodze promieniowania stanowi mniej niż 5% całkowitego strumienia ciepła oddawanego do otoczenia. Novozhilova i in. [65] podjęli próbę eksperymentalnego określenia zależności na obliczenie współczynników wnikania ciepła w warunkach konwekcji swobodnej od wymienników ciepła, zbudowanych z rur bimetalicznych indywidualnie żebrowanych. Wymienniki ciepła składały się z dwóch, trzech oraz czterech rzędów. Sukhotskii i in. w pracy [82] zwracają uwagę na istotę wysokości obudowy nad wymiennikiem ciepła w celu intensyfikacji procesów wymiany ciepła w warunkach konwekcji swobodnej. Badania były prowadzone dla wymiennika jedno, dwu oraz czterorzędowego, wykonanego z rur bimetalicznych indywidualnie żebrowanych. Badania wykazały, że zastosowanie obudowy o wysokości do 2,12 metra może nawet trzykrotnie zwiększyć intensywność wymiany ciepła w warunkach konwekcji swobodnej. Unger i in. [84] w swojej pracy zbadali jak kształtuje się średni współczynnik wnikania ciepła w warunkach konwekcji swobodnej dla wymiennika dwu oraz trzorzędowego umieszczonego w kominie o wysokości 6,5 metra. Badania zostały przeprowadzone dla trzech różnych typów żeber osadzonych na rurach owalnych. Wymiennik dwurzędowy charakteryzował się lepszym średnim współczynnikiem wnikania ciepła niż wymiennik trzorzędowy. Wymiennik ciepła z żebrami w kształcie szpilek charakteryzował się najwyższym współczynnikiem wnikania ciepła po stronie powietrza, zarówno w konfiguracji trzy- jak i dwurzędowej. Wynikało to z faktu, iż wymiennik ten charakteryzował się najniższym współczynnikiem oporów przepływu powietrza. Przy wykorzystaniu komercyjnego oprogramowania Ansys CFX Unger i in. [87] przeprowadzili serię symulacji numerycznych w celu określenia

3.3. Podsumowanie

wpływu geometrii komina oraz geometrii żeber wymiennika ciepła na wydajność wymiany ciepła w warunkach konwekcji swobodnej. Na podstawie obliczeń stwierdzono, że komin powyżej 11 metrów ma niewielki wpływ na zwiększenie wymiany ciepła. W badaniach wykazano, że parametrem konstrukcyjnym wymiennika ciepła, mającym największy wpływ na wydajność wymiany ciepła jest rozstaw żeber. W pracy określono, że żebra o rozstawie 3 mm, wysokości 17 mm i grubości 1,5 mm charakteryzowały się najwyższą wydajnością cieplną. W innej pracy Unger i in. [86] przeprowadzili symulacje numeryczne. Celem prac było określenie wpływu na proces wymiany ciepła konfiguracji takich parametrów konstrukcyjnych wymiennika ciepła z rozwiniętą powierzchnią wymiany ciepła, jak kształt rur, ustawienie rur oraz liczba rur. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń, autorzy pracy stwierdzili, że układ przestawny rur jest wydajniejszy niż układ szeregowy. Rury okrągłe oraz owalne przy stosunku osi 1:2,1 charakteryzowały się najlepszą wydajnością cieplną spośród badanych wariantów. Na podstawie symulacji autorzy określili, że zwiększanie liczby rzędów rur powyżej pięciu w sposób nieznaczny wpływa na zwiększenie ilości oddawanego ciepła, dlatego nie zaleca się stosować większej liczby rzędów rur. Zaprezentowane wyniki w pracy [86] oraz [87] należy traktować jednak orientacyjnie, ponieważ przedstawione modele numeryczne nie zostały zwalidowane doświadczalnie. Zastosowanie komina nad wymiennikiem ciepła może w znaczący sposób poprawić wydajność urządzenia. Chu i in. w swojej pracy [19] zwracają uwagę na efekt napływu zimnego powietrza do wnętrza komina, przez co ulega zmniejszeniu efektywna wysokość komina. Autorzy pracy na podstawie badań doszli do wniosku, że napływające powietrze w przekroju wylotowym komina generuje dodatkowy opór, co skutkuje ograniczeniem strumienia przepływającego powietrza przez wymiennik ciepła i pogorszeniem odbioru ciepła.

3.3 Podsumowanie

W proponowanych wymiennikach ciepła mechanizm wymiany ciepła oparty jest na dwóch podstawowych zjawiskach - przewodzeniu ciepła przez ściankę wymien-

3.3. Podsumowanie

nika oraz konwekcyjnym wnikanu ciepła. Podstawą analizy pracy wymienników ciepła jest określenie średniego współczynnika przenikania ciepła, odniesionego do całkowitej powierzchni wymiany ciepła. O ile współczynnik przenikania ciepła przez ścianę wymiennika jest względnie prosty do wyznaczenia, ponieważ jest wartością zależną od zastosowanego materiału, o tyle określenie współczynników konwekcyjnego wnikanu ciepła jest zadaniem trudnym. Na opis matematyczny ruchu płynów oraz wymiany ciepła składa się złożony układ równań różniczkowych cząstkowych. Układy tych równań muszą być uzupełnione o warunki jednoznaczności oraz warunki brzegowe. Analityczne ich rozwiązanie jest nie tylko skomplikowane, ale możliwe jedynie dla założeń upraszczających, które nie zawsze mogą dawać rozwiązania poprawne w kontekście rozpatrywanego wymiennika. Współczynniki wnikanu ciepła najczęściej określane są na podstawie badań eksperymentalnych na modelach. W celu uzyskania możliwości przeniesienia wyników badań na podobną grupę urządzeń wyniki prezentowane są w oparciu o związek funkcyjny bezwymiarowych liczb podobieństwa. Jak wynika z przeprowadzonego przeglądu prac badawczych, w literaturze przedmiotu brak jest badań dotyczących wydajności cieplnej lamelowych wymienników ciepła w warunkach konwekcji swobodnej. Niemniej, na podstawie badań podobnych wymienników ciepła, to jest złożonych z rzędów rur indywidualnie ożebrowanych, wywnioskować można, że efektywność cieplna wymiennika lamelowego w warunkach konwekcji swobodnej zależy może od następujących warunków:

- różnicy temperatury między zewnętrzną powierzchnią wymiany ciepła a powietrzem otaczającym,
- odległości między powierzchnią ożebrowaną,
- geometrii ustawienia rur w rzędach,
- kąta ustawienia powierzchni wlotowej wymiennika ciepła względem płaszczyzny normalnej do siły grawitacji,
- wysokości obudowy nad wymiennikiem ciepła.

3.3. Podsumowanie

W związku z powyższym, do określenia zasadności stosowania suchych chłodnic wentylatorowych w warunkach konwekcji swobodnej, konieczne jest przeprowadzenie analizy procesów wymiany ciepła oraz hydrauliki i dystrybucji powietrza.

Rozdział 4

Modele matematyczne

4.1 Przedmiot badań

Przedmiotem badań są przeprowone wymienniki ciepła z rozwiniętą zewnętrzną powierzchnią wymiany ciepła w postaci pakietów lamel aluminiowych. W oparciu o informacje otrzymane od producentów urządzeń oraz wykonanego przeglądu katalogów technicznych w rozdziale 1.2.1, wytypowano dwa standardowe wymienniki ciepła, najczęściej stosowane w suchych chłodnicach cieczy. Następnie zaproponowano modyfikację układu rur oraz geometrii lamel mogącą wpłynąć na poprawę efektywności cieplnej badanych wymienników. Zaproponowana modyfikacja polegała na usunięciu dwóch środkowych rzędów rur, przy zachowaniu takiej samej wysokości lamel. Jak wynika z przeprowadzonego w rozdziale 3.2 przeglądu literaturowego, duży wpływ na poprawę wydajności konwekcji swobodnej może mieć ustawienie powierzchni czołowej wymiennika względem płaszczyzny normalnej do wektora siły grawitacji oraz wysokość obudowy nad wymiennikiem ciepła. Wydajność cieplną wymiennika ciepła przeanalizowano dla czterech kątów ustawiania wymiennika. Kąt ten wynosił odpowiednio 0° , 30° , 45° oraz 60° . Założono, że maksymalna wysokość urządzenia wraz z obudową nie może przekraczać 2 metrów. Wybór ten był podyktowany faktem, że urządzenia wentylacyjno-klimatyzacyjne, takie jak centrale wentylacyjne, agregaty chłodnicze, czy chłodnice wentylatorowe posadowione są najczęściej na dachu budynku. Infrastruktura techniczna zazwyczaj osłonięta jest na dachu budynku dodatkową obudową z żaluzji, które nie tylko pełni rolę estetyczną, ale przede wszystkim stanowią środek minimalizujący oddziaływanie akustyczne. W związku z tym przeanalizowano wymienniki ciepła

4.1. Przedmiot badań

z zamontowaną obudową o wysokości 350 mm, 850 mm oraz 1350 mm. Obudowa o wysokości 350 mm jest standardowo stosowaną wysokością obudowy w przypadku suchych chłodziw ciecży.

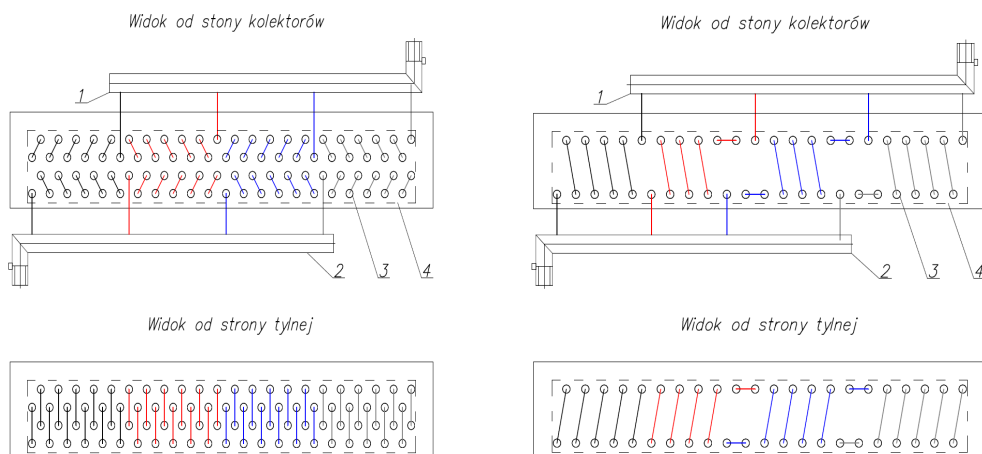
Wymienniki ciepła, będące przedmiotem badań, zostały wyprodukowane przez firmę PWPO-T Promont Sp. z o.o.. Najważniejsze parametry konstrukcyjne badanych wymienników ciepła zostały przedstawione w tabeli 4.1.

Tab. 4.1 Parametry konstrukcyjne wymienników ciepła

Oznaczenia	Symbol	Jednostka	Wymiennik I	Wymiennik II	Wymiennik III	Wymiennik IV
Długość wymiennika	a_{hex}	m	0,55	0,55	0,55	0,55
Szerokość wymiennika	b_{hex}	m	0,50	0,50	0,50	0,50
Liczba rzędów rur	n_r	—	4	4	2	2
Średnica zewnętrzna rury	$d_{t,ext}$	$m \cdot 10^{-3}$	10,0	10,0	10,0	10,0
Grubość ścianki rury	δ_t	$m \cdot 10^{-3}$	0,3	0,3	0,3	0,3
Rozstaw poprzeczny rur	Pt	$m \cdot 10^{-3}$	25,0	25,0	25,0	25,0
Rozstaw podłużny rur	Pl	$m \cdot 10^{-3}$	21,6	21,6	86,6	86,6
Liczba obiegów wodnych	n_c	—	4	4	4	4
Liczba rur	n_t	—	88	88	44	44
Odległość między lamelami	s_f	$m \cdot 10^{-3}$	2,8	5,6	2,8	5,6
Wysokość lamel	H_f	$m \cdot 10^{-3}$	86,6	86,6	86,6	86,6
Grubość lameli	δ_f	$m \cdot 10^{-3}$	0,12	0,20	0,12	0,20
Liczba lamel	n_f	$m \cdot 10^{-3}$	168	84	168	84

4.1. Przedmiot badań

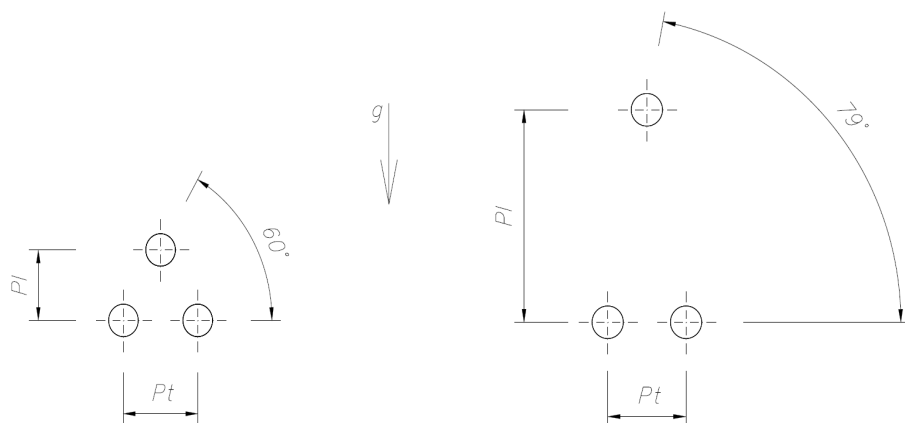
Każdy z wymienników został podzielony na cztery obiegi wodne, które zasilane są z wspólnego kolektora. Schemat połączenia poszczególnych rur w wymienniku dwu- oraz czterorzędowym został zaprezentowany na rysunku 4.1. Poszczególne obiegi wodne zostały zaznaczone na rysunkach innymi kolorami.



(a) Wymiennik oznaczony jako I oraz II

(b) Wymiennik oznaczony jako III oraz IV

Rys. 4.1 Schemat połączenia rur w badanych wymiennikach. Oznaczenia: 1 – kolektor powrotny, 2 – kolektor zasilający, 3 – rury w wymienniku, 4 – obrys pakietu lamel



(a) Wymiennik oznaczony jako I oraz II

(b) Wymiennik oznaczony jako III oraz IV

Rys. 4.2 Schemat ułożenia rur w wymienniku ciepła

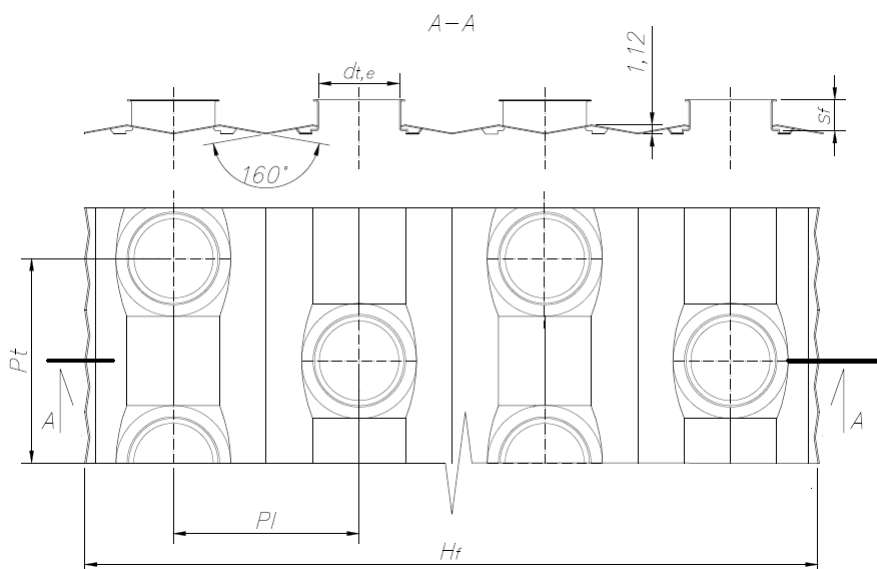
W badanych wymiennikach ciepła rury zostały ustawione w układzie przestaw-

4.1. Przedmiot badań

nym, w tzw. szachownicę. Szczegółowe wymiarowanie ustawienia rur w wymiennikach ciepła zostało przedstawione na rysunku 4.2. W wykorzystywanych do badań wymiennikach ciepła zastosowano rury miedziane o średnicy zewnętrznej równej 10 mm. Grubość ścianki rury wynosiła natomiast 0,3 mm. Wewnętrzna powierzchnia wymiany ciepła jednej rurki została określona na podstawie zależności (4.1).

$$A_{t,int} = \pi b_{hex}(d_{t,ext} - 2\delta_t) \quad (4.1)$$

Rzędy rurek w wymienniku ciepła zostały przeprowadzone prostopadłe przez lamele, które ustawiono względem siebie równoległe. Lamelle w wymiennikach ciepła z rozstawem 5,6 mm zostały wykonane z blachy aluminiowej o grubości 0,2 mm. W pozostałych przypadkach grubość blachy wykorzystanej do wykonania lameli wynosiła 0,12 mm. Na rysunku 4.3 przedstawiono uproszczony schemat lameli wraz z zaznaczeniem najważniejszych wymiarów. Jak można zauważyć, lamela jest pofalowana poprzecznie do przepływającego powietrza, natomiast odstępy między poszczególnymi lamelami determinowane są wysokością kołnierzy.



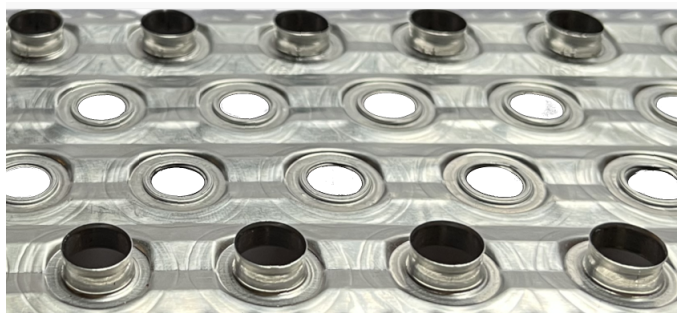
Rys. 4.3 Poglądowy schemat lameli zastosowanej w wymienniku ciepła I oraz II

4.1. Przedmiot badań

Zewnętrzna powierzchnia wymiany ciepła dla pojedynczej lameli została określona na podstawie równania (4.2).

$$A_f = 2 \left(a_{hex} H_f - n_t \frac{\pi (d_{t,ext} + 2\delta_f)^2}{4} \right) + \pi (d_{t,ext} + 2\delta_f) s_f n_t \quad (4.2)$$

Lamela zastosowana w wymienniku dwurzędowym tj. z numerem III oraz IV, posiada nieco inny kształt. Aby zachować taką samą wysokość lameli w badanych wymiennikach, konieczne było sprasowanie kołnierzy w środkowych rzędach, przez które nie przechodziły rury, tak aby nie generowały dodatkowych oporów przepływu. Jednocześnie, z powodu ograniczeń technologicznych producenta wymienników, nie było możliwe wykonanie lameli bez wytłoczenia środkowych kołnierzy. Zdjęcie lameli zastosowanej w wymienniku IV przedstawione zostało na rysunku 4.4 W przypadku wymiennika III pakiet lamel został wykonany identycznie, różniła się tylko wysokość wytłoczonych kołnierzy oraz grubość wykorzystanej blachy. Średnica otworów dla sprasowanych kołnierzy wynosiła 8,6 mm. Przy określeniu zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła dla wymiennika dwurzędowego, należało wprowadzić korektę do równia (4.2), związanego z powierzchnią otworu po sprasowaniu kołnierza. W tabeli zestawiono obliczeniową zewnętrzną oraz wewnętrzną powierzchnię wymiany ciepła dla poszczególnych wymienników.



Rys. 4.4 Zdjęcie poglądowe pojedynczej lameli w wymienniku IV

Tab. 4.2 Zewnętrzna oraz wewnętrzna powierzchnia wymiany ciepła

Wymiennik ciepła	Powierzchnia wymiany ciepła, m ²	
	Zewnętrzna	Wewnętrzna
I	14,61	1,27
II	7,95	1,27
III	14,30	0,64
IV	7,66	0,64

4.2 Model CFD

W pierwszej kolejności, rozpatrywane w pracy wymienniki ciepła, zostały poddane analizie numerycznej w celu przybliżenia mechaniki zjawiska wymiany ciepła i przepływu powietrza w warunkach konwekcji swobodnej. Obliczenia dynamiki płynów (CFD) zostały przeprowadzone przy wykorzystaniu komercyjnego oprogramowania Ansys Fluent 2021 R2. Program wykorzystuje metodę objętości skończonych (FVM) do rozwiązywania równań różniczkowych, opisujących zachowanie płynów w przestrzeni i czasie. FVM polega na podziale przestrzeni na objętości kontrolne zwane siatką numeryczną, a następnie na dyskretyzację równań ruchu na poszczególne elementy siatki. Dzięki tej metodzie możliwe jest rozwiązanie równań dla każdego punktu w przestrzeni. Podstawowe równania zachowania w CFD to równania pędu, które opisują ruch płynu. Równania te opierają się na zasadzie zachowania masy (4.3), pędu (4.4) i energii (4.6). Mogą być rozwiązane dla różnych typów przepływu, m.in. dla przepływów laminarnych i turbulentnych. W symulacji jest analizowany przepływ, w którym wartości liczby Reynoldsa nie przekraczają wartości krytycznej. Płyn jest traktowany jako nieściśliwy. Interpretacja dyskretnego równania (4.3) zakłada, że ilość masy wpływającej i wypływającej z każdej komórki przestrzennej jest równoważna [27]. Przy dostarczaniu ciepła do płynu, jego gęstość zmienia się wraz z temperaturą, co prowadzi do przepływów związanych z siłą ciężkości działającą w wyniku różnic gęstości. Aby modelować konwekcję

swobodną, należy uwzględnić zmienność gęstości w czasie i przestrzeni. Oprogramowanie Fluent wykorzystuje w tym celu model incompressible ideal gas, który opisuje zachowanie płynu jako gaz doskonały o stałej gęstości. Wartość gęstości w modelu obliczana jest z równania gazu idealnego względem gęstości referencyjną będącą średnią gęstością w całej domenie. Dzięki temu modelowi możliwe jest uwzględnienie wpływu zmian temperatury na gęstość i przeprowadzenie symulacji konwekcji swobodnej [88].

Równanie zachowania masy przyjmuje następującą postać.

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (4.3)$$

W równaniu (4.4) pierwszy człon reprezentuje zmiany pędu wynikające ze zmian prędkości w czasie. Drugi wynika ze zmian prędkości w przestrzeni, co jest związane z zmianą pędu przez przepływ. Trzeci człon reprezentuje wartość siły wynikającą z gradientu ciśnienia, która przyspiesza lub spowalnia ruch płynu. Środkowy człon po prawej stronie równania reprezentuje siłę wynikającą z gradientu tensora naprężeń ścinających, która jest związana z lepkością płynu i oddziaływaniem turbulencji. Ostatni człon uwzględnia efekt działania ciśnienia hydrostatycznego, który zmienia się wraz ze zmianami gęstości związanych z temperaturą w modelu nieściśliwego gazu doskonałego. Jest to wynik działania siły wyporu w konwekcji swobodnej, w równaniu wyrażonej jako iloczyn skalaru gęstości z wektorem normalnym działania przyspieszenia grawitacyjnego [64].

Równanie zachowania pędu przyjmuje następującą postać.

$$\frac{\partial \rho \mathbf{u}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T) + \rho \mathbf{g} \quad (4.4)$$

W przypadku rozważanej symulacji porównane zostały modele turbulencji takie jak $k - \omega$ i $k - \varepsilon$. Oba modele opierają się na równaniach transportu dla dwóch zmiennych: kinetycznej energii turbulencji k i turbulencyjnego współczynnika dyfuzji. Pomimo wielu podobieństw, istnieją między nimi różnice. Model $k - \varepsilon$ jest bardziej odpowiedni dla przepływów o dużej intensywności turbulencji, natomiast model $k - \omega$ lepiej sprawdza się w przypadku przepływów o niskiej

intensywności turbulencji. Wynika to z faktu, że model $k - \varepsilon$ może prowadzić do niedokładnych wyników w przypadku słabych strumieni turbulencji, natomiast model $k - \omega$ jest mniej skłonny do zaniku rozwiązania dla słabych strumieni [93]. Charakterystycznym parametrem mogącym posłużyć do wyboru siatki jest w tym przypadku parametr y^+ . Stosuje się go do scharakteryzowania odstępów między siatkami w pobliżu ściany w odniesieniu do grubości warstwy granicznej. Wartość y^+ jest określona przez stosunek odległości od ściany do pierwszego węzła siatki (y) i lepkości (μ) płynu, pomnożonej przez gradient prędkości prostopadły względem ściany ($\frac{du}{dy}$). Zależność tę opisać można następującym wzorem [74].

$$y^+ = \frac{\rho du}{\nu dy} \quad (4.5)$$

Model $k - \varepsilon$ jest bardziej stabilny numerycznie i ma mniejsze wymagania dotyczące jakości siatki w porównaniu do modelu $k - \omega$, ze względu na stosowalność dla wysokich wartości y^+ . Model $k - \omega$ może wymagać bardziej zagęszczonej siatki, aby zapewnić dokładne wyniki, co może prowadzić do wyższych kosztów obliczeniowych. Ostatnią różnicą między tymi modelami jest liczba wolnych parametrów. Model $k - \omega$ posiada więcej wolnych parametrów niż model $k - \varepsilon$. Oznacza to, że wymaga on więcej danych do skalibrowania i dostosowania do konkretnego przypadku. Jednocześnie jednak, większa liczba wolnych parametrów daje większą elastyczność i pozwala na lepsze dostosowanie modelu do konkretnych warunków przepływu[38]. W oprogramowaniu Fluent istnieją komercyjne rozwiązania, skorelowane z określonymi zjawiskami, takimi jak np. production limiter[9].

Modelem, który łączy korzyści $k - \varepsilon$ i $k - \omega$ jednocześnie i został wykorzystany w analizie numerycznej, jest 4-równaniowy model SST (Shear Stress Transport). Podobnie jak dwa wcześniejsze modele, SST wykorzystuje mechanizm opisujący turbulencję poprzez energię i jej dyssypację. Jednakże, SST rozszerza swoje możliwości o dodatkowy człon, który kontroluje nadprodukcję energii kinetycznej turbulencji w obszarach o silnych dodatnich gradientach ciśnienia, takich jak punkty spiętrzenia oraz obszary oderwania warstwy przyściennej. Podział równania dys-

sypacji energii na trzy człony jest podstawą modelu. Pierwszy człon odpowiada za dyssypację energii kinetycznej turbulencji, a pozostałe dwa człony są odpowiedzialne za dyfuzyjną dyssypację zmiennych γ i ω , które zmieniają swoją wartość w zależności od warunków przepływu. γ jest zmienną, która służy do określenia stanu przejścia warstwy przyściennej. Gdy przepływ jest laminarny, wartość γ wynosi 1, a energia kinetyczna turbulencji jest równa zero. Kiedy przepływ staje się turbulentny, wartość γ maleje do zera, a energia kinetyczna turbulencji zaczyna rosnąć. W ten sposób model opisuje przejście warstwy przyściennej z przepływu laminarnego na turbulentny. Model SST uwzględnia szczegółowe zjawiska fizyczne występujące podczas tego zjawiska, co pozwala na uzyskanie dokładniejszych wyników symulacji. Jednakże, z racji swojej złożoności, model ten jest bardziej wymagający obliczeniowo i czasochłonny [7].

Ostatnim równaniem odpowiedzialnym za analizę cieplną wewnątrz domeny jest równanie zachowania energii. W wypadku modelowania konwekcji swobodnej w wymienniku ciepła uwzględnione będą dwa mechanizmy przenoszenia ciepła, konwekcja oraz dyfuzja cieplna. W celu uwzględnienia wymienionych zjawisk solver oblicza iloczyn pola temperatury wraz z dystrybucją wektora prędkości pod operatorem dywergencji w celu uwzględnienia konwekcji oraz po prawej stronie równania laplasjan temperatury pomnożony przez współczynnik przewodzenia ciepła dla powietrza, który odpowiedzialny jest za zjawisko dyfuzji. W równaniach uwzględniono również zmianę temperatury po czasie, która dla symulacji w stanie ustalonym dąży do zera.

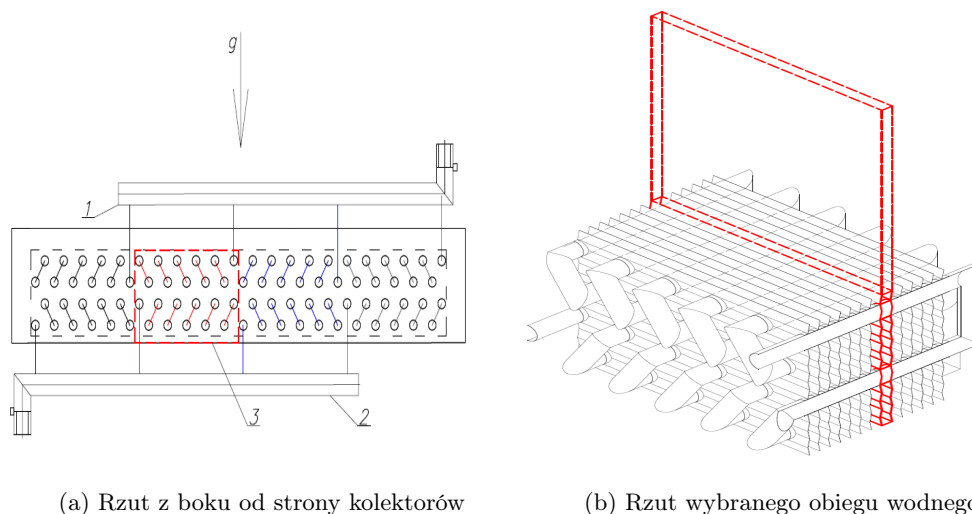
Równanie zachowania energii przedstawia się następująco.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (\mathbf{u}T) = \frac{k}{\rho c_p} \nabla \cdot \nabla T + \dot{S}_e \quad (4.6)$$

4.2.1 Wybór geometrii

Geometria wykorzystana w symulacjach numerycznych została zaprezentowana na rysunku 4.5. Ponieważ analizowane wymienniki ciepła składają się z dużej liczby elementów, dyskretyzacja domeny obliczeniowej dla całego wymiennika wymaga-

4.2. Model CFD



Rys. 4.5 Wybrany obieg wodny do analizy. Oznaczenia: 1– kolektor powrotny, 2– kolektor zasilający, 3– zakres wybranego obiegu wodnego

łaby dużej liczby komórek obliczeniowych, co przekłada się na duże zapotrzebowanie na moc obliczeniową oraz znacząco wydłuża czas potrzebny do wykonania obliczeń. Jednym z powszechnie stosowanych uproszczeń, prowadzącym do ograniczenia ilości komórek obliczeniowych jest modelowanie pojedynczych elementów, a następnie ich duplikowanie przy zastosowaniu warunku brzegowego typu *periodic* [41]. W przypadku rozpatrywanych wymienników ciepła można założyć, że przepływ powietrza jest jednorodny w odniesieniu do wszystkich lamel w obrębie wymiennika [52, 56]. W związku z powyższym, w celu ograniczenia wymaganych zasobów obliczeniowych oraz czasu potrzebnego na przeprowadzenie pojedynczej symulacji numerycznej, zdecydowano się przeprowadzić modelowanie fragmentu wymiennika ciepła obejmującego dwie sąsiadujące lamele z środkowego obiegu wodnego wraz z powietrzem przepływającym między tymi lamelami. Wybrany obszar został zaznaczony poprzerywaną linią na rysunku 4.5b.

Na rysunku 4.6 przedstawiony został model geometryczny użyty w obliczeniach numerycznych wraz z zaznaczeniem najważniejszych wymiarów oraz wykorzystanych w symulacji warunków brzegowych. Wysokość obudowy nad wymienni-

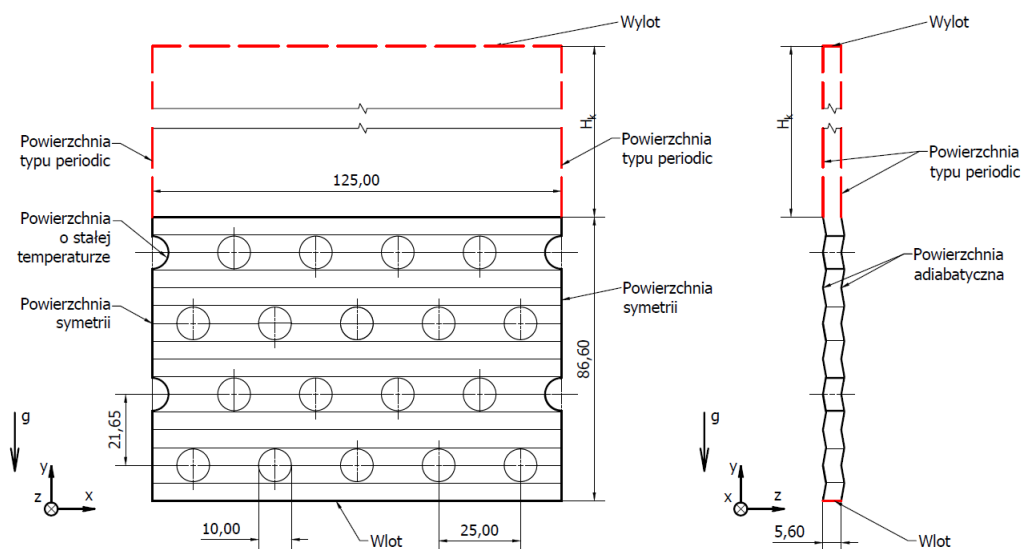
kiem H_k , zgodnie z przyjętymi założeniami w rozdziale 4.1, wynosi od 350 mm do 1350 mm. Siła grawitacji ma zwrot przeciwny do osi y . Model numeryczny składa się z dwóch domen, ciała stałego oraz płynu. Lamela wykonana jest z aluminium, natomiast powietrze zostało zamodelowane jako nieściśliwy gaz doskonały. Na wlocie użyty został warunek brzegowy wlotu ciśnienia, gdzie ciśnienie początkowe równe jest ciśnieniu otoczenia, temperatura powietrza na wlocie, w trakcie trwania obliczeń zadana jest na stałym poziomie. Na powierzchni wylotowej zastosowano warunek brzegowy ciśnienia w płaszczyźnie wylotowej. Wartość ciśnienia oraz temperatury w momencie rozpoczęcia obliczeń równa się ciśnieniu i temperaturze otoczenia. Na powierzchni styku między rurą a lamelą zadana została temperatura, która jest stała w trakcie trwania obliczeń. Powierzchnia zewnętrzna lameli modelowana jest jako adiabatyczna, natomiast na krawędziach bocznych ustawiane zostały warunki brzegowe symetrii. Na powierzchniach bocznych domeny płynu w obrębie lameli został ustawiony warunek brzegowy symetrii, a dla objętości płynu nad wymiennikiem ustawiono okresowy warunek brzegowy typu periodic.

4.2.2 Siatka obliczeniowa

Przeprowadzono dyskretyzację modelu geometrycznego przy użyciu niestrukturalnej siatki w oprogramowaniu Ansys Meshing. Doboru rozdzielczości siatki obliczeniowej dokonano na podstawie przeprowadzonych testów niezależności siatki. Obliczenia wykonano dla pięciu przypadków z różną liczbą elementów i węzłów. Analizę przeprowadzono dla przypadku, kiedy spodziewane są najwyższe prędkości przepływu powietrza oraz strumienia ciepła. Wysokość obudowy nad wymiennikiem wynosi 1350 mm a różnica między średnią temperaturą powierzchni wymiany ciepła a temperaturą powietrza otaczającego wynosi około 50 °C.

Kryterium przyjętym do analizy niezależności siatki jest spadek ciśnienia pomiędzy średnimi wartościami w płaszczyźnie wlotowej i wylotowej, średnią temperaturą w płaszczyźnie wylotowej oraz średnim strumieniem masowym przepływa-

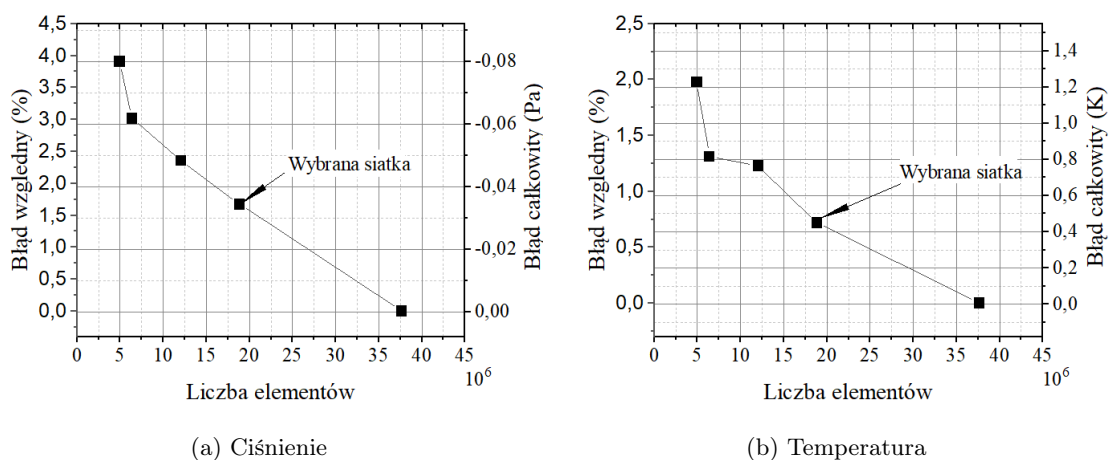
4.2. Model CFD



Rys. 4.6 Uproszczony model geometryczny wraz z zastosowanymi warunkami brzegowymi wykorzystanymi w obliczeniach numerycznych

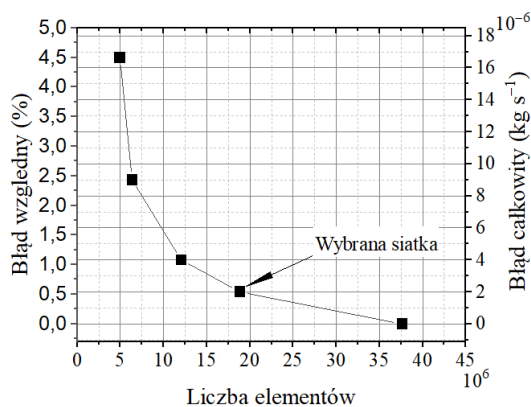
jącego powietrza w płaszczyźnie wlotowej. Na rysunku 4.7 przedstawiona została zmiana błędów względnych oraz całkowitych w funkcji liczby elementów siatki obliczeniowej oraz została zaznaczona wielkość siatki, użytej w dalszej części badań. Jak można zauważyć, na rysunku 4.7 różnica w dokładności obliczeń między siatką mającą 18,8 mln elementów a siatką z 37,6 mln elementów jest nieznaczna. Dla wartości ciśnienia błąd względny wynosi 1,67%, dla temperatury 0,72% natomiast w przypadku strumienia masy, błąd względny wynosi 0,54%. Średnia wartość y^+ dla wybranej siatki obliczeniowej wynosi 0,61. W przypadku modelowania wymiennika ciepła z obudową o niższej wysokości, ilość elementów siatki będzie malała, jednak nie ulega zmianie rozmiar pojedynczej komórki obliczeniowej. Czas potrzebny na wykonanie obliczeń do momentu ustabilizowania się warunków na wybranej siatce obliczeniowej wynosi 12 godzin. Obliczenia wykonywane były na stacji roboczej, zawierającej dwa procesory Intel(R) Xeon(R) Gold 5218R CPU@ 2.10GHz, 512 GB pamięci ram oraz 4 karty graficzne Nvidia RTX A4000.

4.2. Model CFD



(a) Ciśnienie

(b) Temperatura



(c) Strumień masowy

Rys. 4.7 Błąd całkowity oraz względny w zależności od liczby elementów siatki

4.2.3 Wstępne wyniki modelowania CFD

Przeprowadzono wstępne obliczenia modelowe w celu poznania przybliżonych rozplywów strugi powietrza, kształtujących się w analizowanych wymiennikach ciepła w warunkach konwekcji swobodnej oraz określeniu sprawności temperaturowej zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła. Otrzymane wyniki były podstawą do przyjęcia niektórych założeń do modelu wymiany ciepła, który został opisany w następnym podrozdziale pracy (podrozdział 4.3). W tabeli 4.3 zestawione zo-

4.2. Model CFD

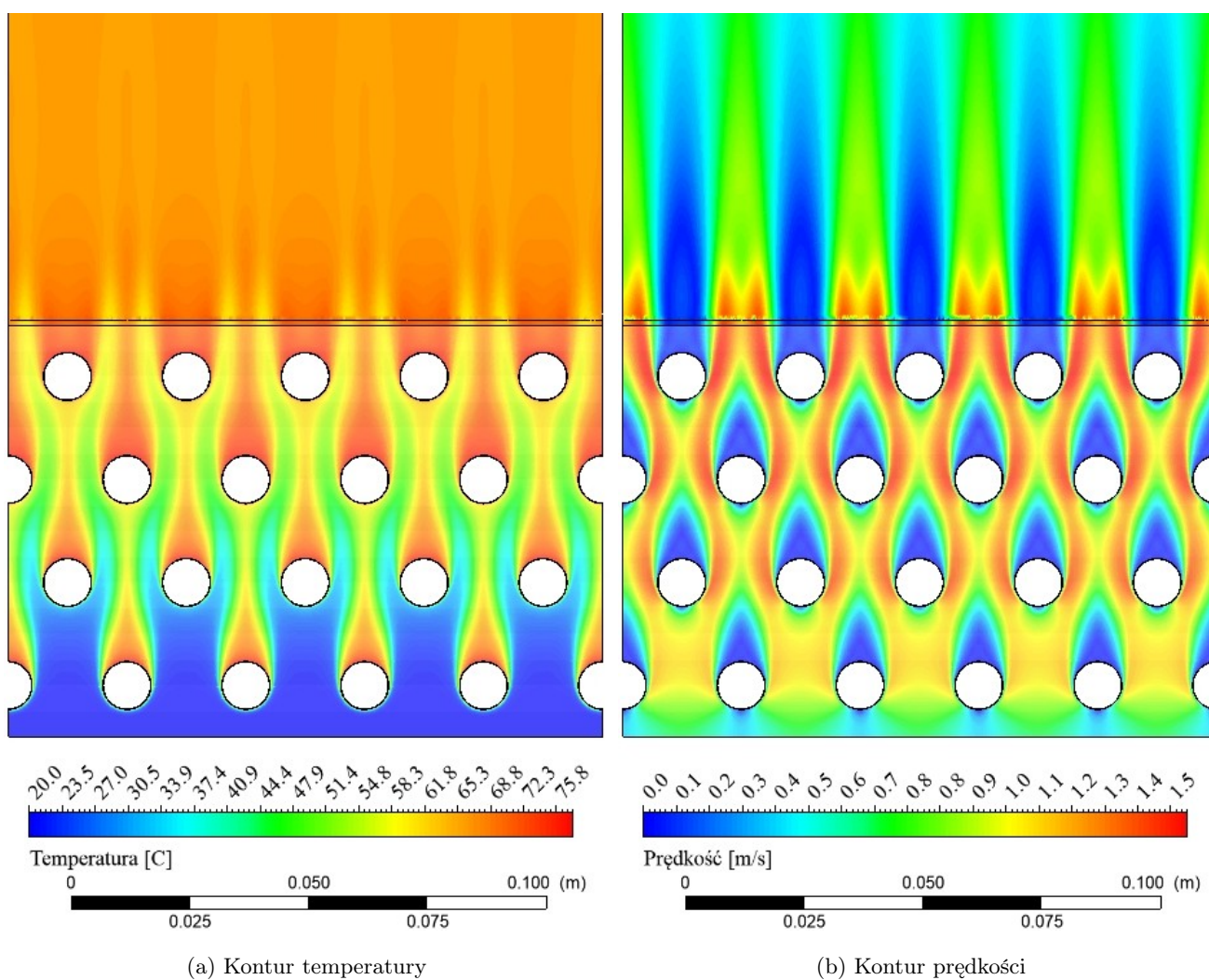
stały wartości początkowe. Przyjęto, że na każdej z powierzchni, w miejscu gdzie lamela ma kontakt z rurką, zadana będzie stała temperatura. Obliczenia przeprowadzono dla wariantu z wysokością obudowy nad wymiennikiem ciepła równą 1350 mm oraz odległością między lamelami 5,6 mm. Obliczenia przeprowadzono z uwzględnieniem modelu turbulencji $k-\varepsilon$. Gęstość odniesienia została przyjęta jak dla temperatury powietrza 20 °C i ciśnienia 1013,25 hPa, i wynosiła $1,204 \text{ kg m}^{-3}$.

Tab. 4.3 Wartości zadane na warunkach brzegowych podczas symulacji wstępnej

Domena/Materiał	Lokalizacja	Warunek brzegowy	Jednostka	Wartość
Powietrze/ Nieściśliwy gaz idealny	Wlot	Wlot-ciśnienie	<i>hPa</i>	1013,25
		Wlot-temperatura	<i>°C</i>	20
	Wylot	Wylot-ciśnienie	<i>hPa</i>	1013,25
		Wylot-temperatura	<i>°C</i>	20
Lamela/ Aluminium	Powierzchni styku lamela-rurka	Ściana-temperatura	<i>°C</i>	77,5

Na rysunku 4.8a przedstawiono jak kształtują się kontury temperatury, natomiast na rysunku 4.8b zobrazowano kontury prędkości przepływającego strumienia powietrza wyznaczony na płaszczyźnie zlokalizowanej pośrodku domeny płynu. Zamieszczone kontury temperatury oraz prędkości dla przeprowadzonych symulacji wskazują, że strumień powietrza rozplywa się równomiernie w całej domenie płynu. Na rysunku 4.9 zaznaczono płaszczyzny, na których wyznaczono średnią wartość przepływu strumienia masowego powietrza, który był wywołany jedynie siłą wyporu wynikającą z ogrzewania się objętości płynu.

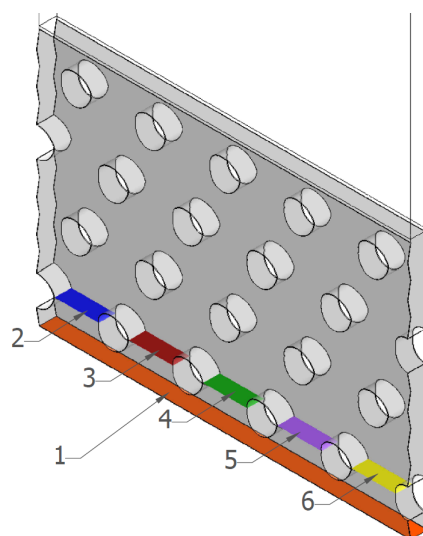
W tabeli 4.4 zestawiono wyznaczone wartości średniego strumienia masowego odniesionego do płaszczyzn oznaczonych na rysunku 4.9. Jak można zauważyć, w zanalizowanej geometrii wymiennika następuje równomierny rozptyw powietrza między poszczególne rzędy rurek.



Rys. 4.8 Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji wstępnej

Sprawność lameli została określona na podstawie zależności 4.7. Sprawność temperaturowa zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła została określona na podstawie stosunku strumienia ciepła w warunkach rzeczywistych do strumienia ciepła dla przypadku idealnego, czyli w momencie, kiedy temperatura zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła równa się temperaturze na powierzchni styku lamela-rurka.

4.2. Model CFD



Rys. 4.9 Lokalizacja płaszczyzn do określenia rozplływów strumieni powietrza. Oznaczenia: 1–6 oznaczenie płaszczyzn

Tab. 4.4 Zestawienie wartości strumienia masowego

Powierzchnia	1	2	3	4	5	6
Strumień masowy, $kg\ s^{-1} \times 10^{-5}$	40,530	8,108	8,107	8,105	8,104	8,106

$$\eta_{ext} = \frac{Q_{real}}{Q_{ideal}} \quad (4.7)$$

Sprawność zewnętrznej powierzchni obliczeniowej w oparciu o przeprowadzone symulacji numerycznych i określona na podstawie zależności 4.7 wynosi 98%. Na tej podstawie można stwierdzić, że powierzchnia ożebrowana cechuje się bardzo wysoką sprawnością i nie ma konieczności uwzględniać rozkładu temperatury przy analizie wymiany ciepła.

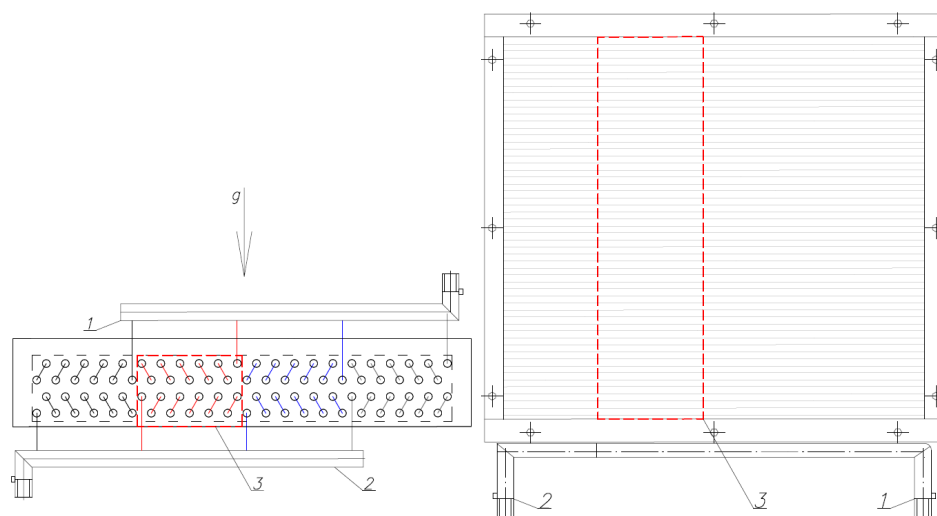
4.3 Model wymiany ciepła

W celu analizy układu odprowadzenia ciepła z wymienników lamelowych przy wykorzystaniu konwekcji swobodnej niezbędne jest opracowanie modelu matematycznego procesów wymiany ciepła zachodzących na tego typu jednostkach w warunkach operacyjnych. Generalne założenia dotyczące procesów wymiany ciepła na układzie lamelowej w warunkach konwekcji swobodnej zostały opisane w rozdziale 3. Przedstawiona została zależność konwekcyjnego średniego współczynnika wnikania ciepła od bezwymiarowej liczby Grashofa oraz Prandtla. Analiza tych liczb oraz przegląd dostępnych badań w wymiennikach złożonych z rur indywidualnie żebrowanych pozwala sformułować podstawowe założenia do modelu matematycznego, opisującego proces wymiany ciepła w wymienniku lamelowym w warunkach konwekcji swobodnej.

Problemem krytycznym do rozwiązania pozostaje kwestia adekwatnego odwzorowania charakteru przepływu czynników w analizowanych wymiennikach lamelowych. Urządzenia tego typu wykorzystują mieszany schemat przepływu czynników, który nosi cechy przepływu krzyżowego oraz przeciwprądowego i współprądowego. Wynika to ze sposobu połączeń obiegów wodnych w poszczególnych poziomach wymiennika, przez który przepływa strumień powietrza. Przykład przedstawiono na rysunku 4.10.

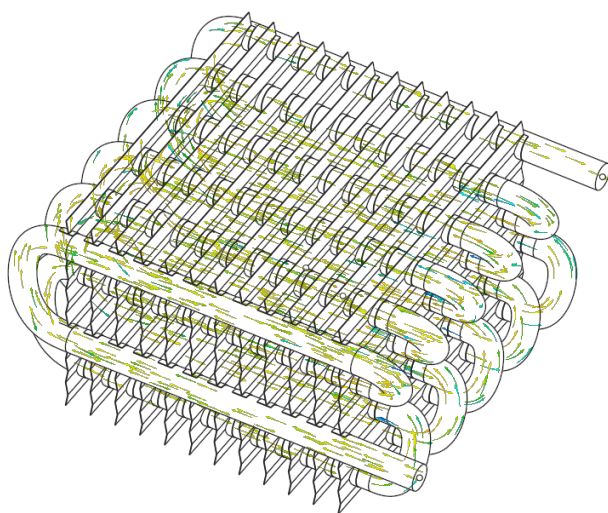
Analizowany wymiennik ciepła składa się z czterech powtarzalnych obiegów wodnych. Obiegi te są połączone względem siebie w sposób równoległy. Kolektor zasilający oraz powrotny połączony jest z obiegami wodnymi w systemie Tichelmana [72, 92], w związku z tym można przyjąć założenie, że do każdego z obiegów wpływa identyczny strumień masowy wody. W wymienniku można wydzielić pojedynczy, powtarzalny segment, z którego składa się cała jego struktura: został on zaznaczony na rysunku 4.10 oraz przedstawiony w formie powiększonej na rysunku 4.10c. Przy założeniu pełnej izolacji obudowy wymiennika ciepła od otoczenia oraz równomiernego rozprzysku czynnika oddającego ciepło wewnątrz rurek jednostki,

4.3. Model wymiany ciepła



(a) Rzut z boku od strony kolektorów

(b) Rzut z góry

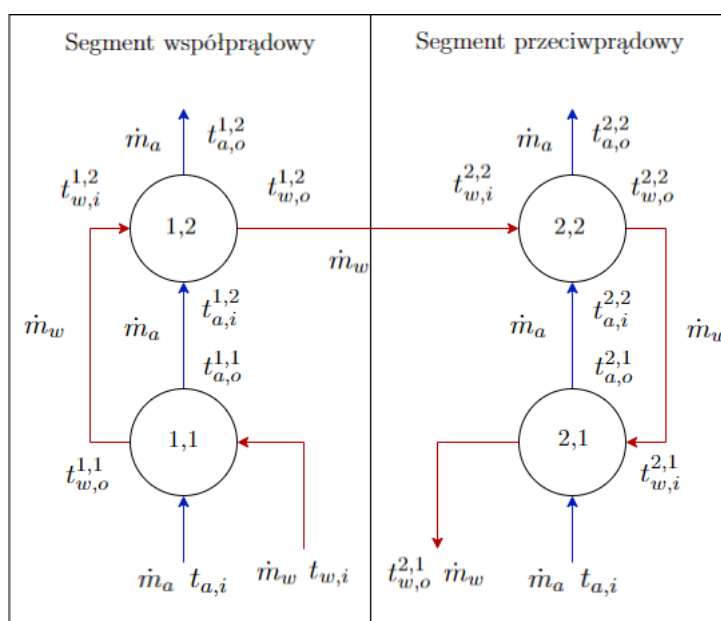


(c) Szczegół wybranego fragmentu wymiennika z zaznaczonym kierunkiem przepływu w poszczególnych rurach

Rys. 4.10 Wybrany obieg wodny do analizy. Oznaczenia: 1– kolektor powrotny, 2– kolektor zasilający, 3– zakres wybranego obiegu wodnego

4.3. Model wymiany ciepła

można stwierdzić, że każdy z obiegów wodnych średnio oddaje taką samą ilość ciepła do powietrza. Jeden obieg wodny składa się z 22 rur, które są połączone ze sobą szeregowo. Dokładny schemat połączenia rur zaprezentowany został na rysunku 4.1a zamieszczonym w podrozdziale 4.1. Na rysunku 4.11 przedstawiono wydzielony, powtarzalny schemat czterech rur wraz ze schematycznym oznaczeniem charakteru przepływu powietrza oraz wody.



Rys. 4.11 Powtarzalny schemat przepływu strumieni czynników w analizowanym wymienniku ciepła

Na rysunku 4.11 można zauważyć, że w przypadku kontaktu strumienia powietrza z pojedynczą rurką wymiennika ciepła (a zatem w miejscu, gdzie zachodzi bezpośredni proces wymiany ciepła), występuje przepływ typowo krzyżowy (dotyczy to wszystkich pojedynczych rur, oznaczonych kolejno jako 1,1; 1,2; 2,1; 2,2). Jednakże, w przypadku przepływu strumienia powietrza pomiędzy kolejnymi parami rur w segmencie współprądowym, strumień cieczy przepływa najpierw zgodnie z kierunkiem ruchu powietrza. Wynikiem tego jest fakt, że w rurze 1,2 zachodzi wymiana ciepła pomiędzy cieczą i powietrzem o parametrach końcowych otrzymanych w sekcji 1,1 ($t_{w,o}^{1,1} = t_{w,i}^{1,2}$; $t_{a,o}^{1,1} = t_{a,i}^{1,2}$). Taki charakter przepływu nosi cechy

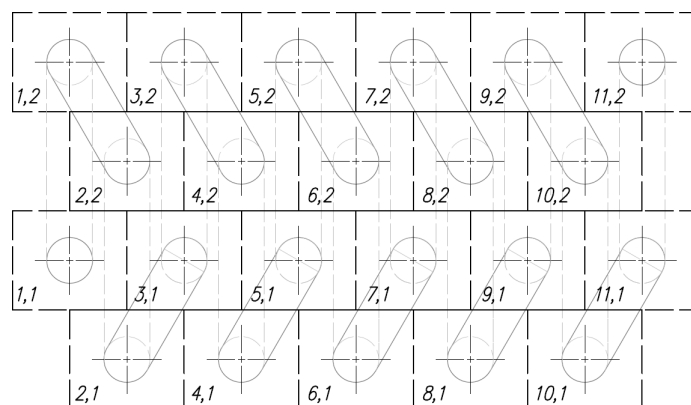
4.3. Model wymiany ciepła

współprądowego (czynnik o najwyższej temperaturze kontaktuje się z czynnikiem o najniższej temperaturze). W przypadku segmentu przeciwpłądowego występuje sytuacja odwrotna: strumień powietrza w rurze 2,1 kontaktuje się z wodą wstępnie ochłodzoną w rurze 2,2, natomiast ciecz w sekcji 2,2 kontaktuje się ze wstępnie ogrzonym powietrzem z sekcji 2,1 ($t_{w,o}^{2,2} = t_{w,i}^{2,1}$; $t_{a,o}^{2,1} = t_{a,i}^{2,2}$). Taki przepływ czynników nosi znamiona przepływu przeciwpłądowego (czynnik grzewczy o najwyższej temperaturze kontaktuje się z czynnikiem ogrzewanym o najwyższej temperaturze). Widoczne jest zatem, że w jednostce występuje mieszany ruch czynników, mający cechy trzech charakterystycznych przepływów: krzyżowego (wymiana ciepła na pojedynczej rurce), współprądowego (rurki połączone w segmencie współprądowym) oraz przeciwpłądowego (rurki połączone w segmencie przeciwpłądowym).

Ze względu na mieszany charakter przepływu czynników przez wymiennik, nie można wykorzystać logarytmicznej różnicy temperatur do opisu procesów wymiany ciepła na analizowanej strukturze. Z tego powodu zdecydowano się na opisanie wymiennika za pomocą metody sekcji [68]. W tej metodzie wymiennik dzielony jest na pojedyncze, wyizolowane sekcje, w których można jednoznacznie opisać charakter przepływu. Pojedyncze sekcje są następnie „łączone” w pełną strukturę wymiennika za pomocą algorytmicznego przepisywania odpowiednich warunków początkowych i końcowych pomiędzy poszczególnymi sekcjami. W przypadku proponowanego wymiennika za wydzieloną sekcję można uznać pojedynczą rurkę wymiennika ciepła (przepływ krzyżowy). Pojedyncze rurki mogą być następnie połączone w odpowiednią strukturę wymiennika za pomocą przepisywania warunków początkowych i końcowych przy obliczaniu pojedynczych rurek. Rozwiązanie algorytmiczne zostało opisane w następnym podrozdziale.

4.3.1 Opis algorytmiczny przepływu czynników w lamelowym wymienniku ciepła za pomocą metody sekcji

Schematyczny podział na sekcje powtarzalnego modułu wymiennika ciepła został przedstawiony na rysunku 4.12. Sekcje zostały ponumerowane dwiema liczbami (i,j) , gdzie liczba i odpowiada liczbie sekcji w kierunku osi x , natomiast liczba j odpowiada liczbie sekcji wzdłuż osi y . Liczba i zmienia się od 1 do 11, natomiast liczba j od 1 do 2. W ramach modułu wydzielono zatem 22 sekcje. Wybrany układ jest reprezentatywny dla całej struktury wymiennika ciepła, ponieważ pozostałe obiegi wodne charakteryzują się takimi samymi parametrami geometrycznymi.



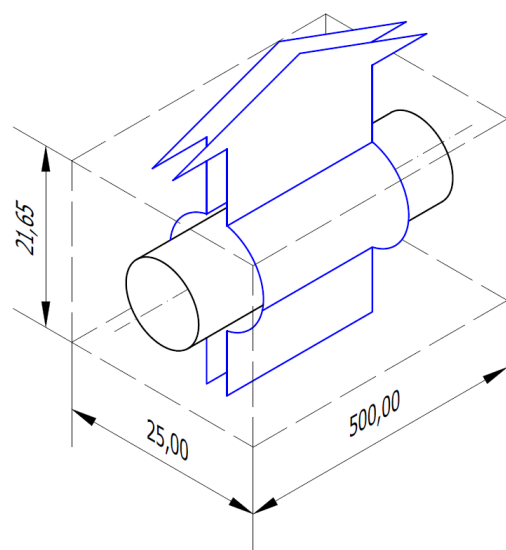
Rys. 4.12 Schemat numeracji sekcji

Każda z sekcji stanowi indywidualny wymiennik krzyżowy, składający się z rurki wraz z ożebrowaniem (rys. 4.13). Przepływ powietrza przez wymiennik ciepła wymuszony jest na skutek działającej siły wyporu, wynikającej ze zmiany jego gęstości w wyniku ogrzewania się. Zwrot wektora prędkości przepływającego strumienia powietrza przez wymiennik, jest przeciwny do działającej siły grawitacji.

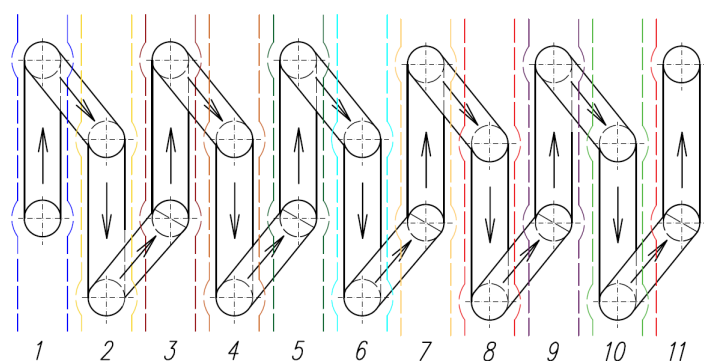
Na podstawie wstępnych symulacji CFD opisanych w sekcji 4.2.3 stwierdzono, że strumień przepływający przez analizowaną sekcję wymiennika jest w przybliżeniu równomiernie rozdzielony pomiędzy parami rur, jak przedstawiono na rysunku 4.14.

W celu odwzorowania charakterystycznych cech wymiany ciepła w układzie

4.3. Model wymiany ciepła



Rys. 4.13 Schemat pojedynczej sekcji

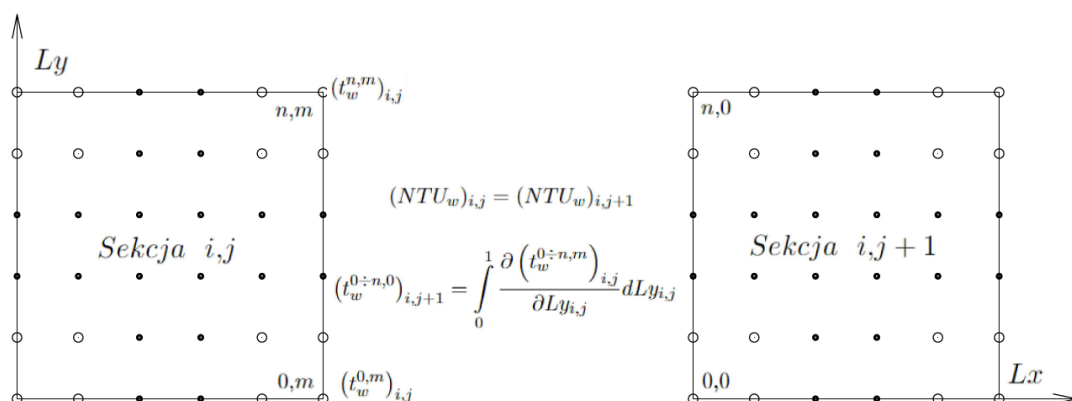


Rys. 4.14 Przyjęte rozkłady rozplywu strumienia powietrza w zastosowanej metodzie

sekcji pomiędzy sobą, zastosowano dedykowany algorytm przepisywania warunków końcowych i początkowych pomiędzy sekcjami. Przyjęto, że parametry wyjściowe (rozkład temperatur) w poszczególnych sekcjach ulega uśrednieniu przy przejściu do następnej sekcji, zarówno w przypadku strumienia powietrza, jak i strumienia cieczy (rys. 4.15), zatem $t_{a,i}^{i,j+1} = \bar{t}_{a,o}^{i,j}$.

W przypadku strumienia powietrza przepisywanie warunków początkowych odbywa się zawsze w kierunku pionowym (wzdłuż osi y), ze względu na kierunek ruchu powietrza, zatem $t_{a,i}^{i=0\dots i=n,j+1} = \bar{t}_{a,o}^{i=0\dots 1=n,j}$. W odniesieniu do strumie-

4.3. Model wymiany ciepła



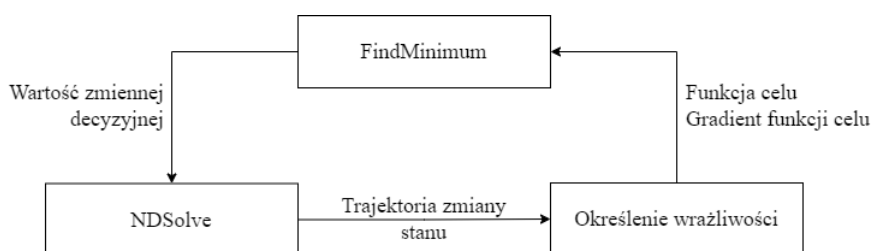
Rys. 4.15 Schemat przepływu czynników pomiędzy objętościami kontrolnymi

nia cieczy przepisywanie warunków początkowych i końcowych odbywa się zgodnie z algorytmem obliczeniowym dla dwóch typów segmentów: współprądowym i przeciwpładowym, przedstawionych na rysunku 4.11. W tym przypadku przepisywanie wartości temperatur wody pomiędzy sekcjami przeprowadza się zgodnie z algorytmem doborowym. W przypadku segmentu współprładowego, przepisanie warunków jest realizowane w sposób bezpośredni, ponieważ w tym przypadku przepływ wody pomiędzy sekcjami jest zgodny z kierunkiem ruchu powietrza, zatem $t_{w,i}^{i,j+1} = \bar{t}_{w,o}^{i,j}$. W przypadku segmentów przeciwpładowych ruch wody jest przeciwny do ruchu powietrza, stąd $t_{w,i}^{i,j} = \bar{t}_{w,o}^{i,j+1}$. Ze względu na fakt, że w przypadku segmentu przeciwpładowego znane są wartości początkowe powietrza i wody dla przeciwnych sekcji, do obliczeń wymiennika zastosowano podejście sekwencyjne do sformułowanego problemu optymalizacji dynamicznej. Idea podejścia sekwencyjnego przedstawiona została na rysunku [25]. Polega ona na rozwiązywaniu zadania optymalizacji poprzez wielokrotne (iteracyjne) wykonywanie sekwencji 3 kroków, reprezentowanych przez 3 bloki funkcyjne zaimplementowa w programie Wolfram Mathematica: NDSolve, obliczenie wrażliwości oraz FindMinimum.

W zadaniu optymalizacji określane są zmienne decyzyjne oraz ich sugerowane, początkowe wartości. Blok NDSolve dla tak przyjętej wartości początkowej rozwiązuje układ równań różniczkowych. Otrzymane trajektorie, wraz z rozwiązaniem

4.3. Model wymiany ciepła

początkowym, są następnie wykorzystywane przez blok „obliczenie wrażliwości” do zbadania wpływu, jaki na otrzymane rozwiązanie i funkcję celu ma przyjęta wartość zmiennej decyzyjnej wraz z jej otoczeniem. Tak otrzymany wektor gradientu funkcji celu jest przekazywany do funkcji FindMinimum. Funkcja FindMinimum aktualizuje, czyli poprawia dotychczasowe rozwiązanie na podstawie wektora gradientu i obliczeń, które na nim bazują. Procedura jest wykonywana do osiągnięcia określonej zbieżności.



Rys. 4.16 Ideowy schemat podejścia sekwencyjnego do wyznaczenia parametrów w segmencie przeciwpłdowym

4.3.2 Model matematyczny procesów wymiany ciepła w pojedynczej sekcji wymiennika ciepła

Proces wymiany ciepła w ramach przepływu krzyżowego w warunkach konwekcji swobodnej w pojedynczej sekcji może być opisany za pomocą różnych metod modelowania matematycznego. Do najpopularniejszych metod należy zaliczyć [68]:

- metodę średniej logarytmicznej różnicy temperatur,
- modele oparte na równaniach Reynoldsa oraz warstwy granicznej,
- modele jednowymiarowego przenoszenia ciepła oparte na zmodyfikowanej metodzie ε -NTU.

Do opisu procesów zachodzących w analizowanych wymiennikach ciepła zdecydowano się na wykorzystanie modelu jednowymiarowego przenoszenia ciepła.

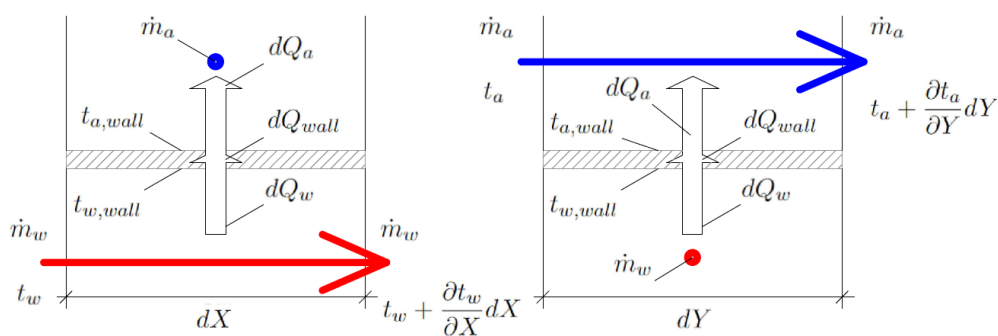
4.3. Model wymiany ciepła

Dla wielu zagadnień, w tym dla rozpatrywanego, rozdział parametrów termodynamicznych w przekrojach poprzecznych czynników pośredniczących w wymianie ciepła nie jest istotny, w przeciwieństwie do ich uśrednionych wartości masowych, dlatego też przy opisie matematyczno-fizycznym procesów wymiany ciepła i masy w lamelowym wymienniku ciepła w warunkach konwekcji swobodnej, przyjęto model jednowymiarowego przenoszenia. W tym przypadku ruch powietrza rozpatrywany jest jak strumień płynu ze stałymi (wzdłuż poszczególnych przekrojów poprzecznych) prędkością i temperaturą, które są równe średnim wielkościom masowym. Model oparty na zmodyfikowanej metodzie ε -NTU posiada istotną przewagę w stosunku do pozostałych możliwych do wykorzystania metod. Model oparty na średniej logarytmicznej różnicy temperatur pozwala na obliczenie przepływu krzyżowego, jednakże ma on niski potencjał rozwojowy. Model ten będzie mieć utrudnione zastosowanie w przypadku uwzględnienia potencjalnych prac rozwojowych nad konstrukcją lamelowych wymienników z odbiorem ciepła przy wykorzystaniu konwekcji swobodnej. Przykładowo, opis za pomocą ww. metody uniemożliwia zwiększenie odbioru ciepła przez dodanie elementów zraszających powierzchnie wymiany ciepła. Metoda średniej logarytmicznej różnicy temperatur nie może być wykorzystywana do opisu jednoczesnej wymiany ciepła i masy [68]. Modele skonstruowane na podstawie równań Reynoldsa lub warstwy granicznej pozwalają na uzyskanie szczegółowych informacji o warunkach temperaturowych w każdym obszarze rozpatrywanego układu. Jednakże opis parametrów systemu za pomocą ww. metod jest utrudniony, gdyż wymaga określenia turbulentnych charakterystyk przepływu, które istotnie wpływają na procesy wymiany ciepła. Przyjęcie uproszczonych lub niepewnych założeń może skutkować dużym poziomem błędu, co należy także uwzględnić w potencjalnych pracach rozwojowych. Z tego powodu zdecydowano się na zastosowanie modeli opartych na równaniach Reynoldsa przede wszystkim do opisu hydrauliki procesu, jednakże założenia dotyczące wymiany ciepła przyjęto na podstawie modelu opartego na numerycznej metodzie ε -NTU. Jednocześnie, uzyskane wyniki obliczeń hydraulicznych oraz dystrybucji powietrza

4.3. Model wymiany ciepła

między rurkami wymiennika ciepła mogły zostać wykorzystane do sformułowania założeń do modelu numerycznego wymiany ciepła (na zasadzie sprzężenia zwrotnego).

Zaprezentowany model matematyczny dla pojedynczej sekcji układu opiera się na równaniach bilansu ciepła dla dwóch płynów oddzielonych przegrodą. Przepływ czynników względem siebie odbywa się w sposób krzyżowy. Schemat przepływu dla objętości kontrolnej został przedstawiony na rysunku 4.17.



Rys. 4.17 Schemat przepływu czynników dla objętości kontrolnej

Przepływ ciepła następuje od ośrodka o wyższej temperaturze do ośrodka o niższej temperaturze. W tym przypadku temperatura wody płynącej wewnątrz rur jest wyższa niż temperatura powietrza przepływającego po zewnętrznej stronie powierzchni wymiany ciepła, zatem strumień ciepła kierowany jest zawsze od wody do powietrza. Jak można zauważyć na rysunku 4.17, między dwoma ośrodkami następuje wymiana jedynie ciepła jawnego. Poniżej zestawiono założenia dla modelu matematycznego:

- przepływ ciepła odbywa się w stanie ustalonym,
- powietrze jest traktowane jako gaz doskonały o stałych parametrach termicznych i dynamicznych, równych średnim wielkościom masowym,
- występuje równomierny rozptyw powietrza i wody na powierzchni wymiany ciepła,

4.3. Model wymiany ciepła

- w każdej sekcji występuje stały współczynnik wnikania ciepła dla strumienia powietrza i wody,
- rozkład temperatury na ożebrowaniu ma pomijalny wpływ na efektywność wymiany ciepła.

Model matematyczny wykonany jest w kartezjańskim układzie współrzędnych. Równania modelu przyjmują postać równań różniczkowych zwyczajnych, zestawianych oddzielnie dla strumienia powietrza i wody. Równanie ciepła jawnego dostarczanego do strumienia wody wewnątrz rurki ma poniższą postać

$$dQ_w = \alpha_w dA_w (t_{w,wall} - t_w) \quad (4.8)$$

Po przekształceniu, równanie przyjmuje poniższą postać:

$$dt_w m_w c_{pw} = \alpha_w dA_w (t_{w,wall} - t_w) \quad (4.9)$$

Po dalszym przekształceniu oraz przy uwzględnieniu jednostek przenikania ciepła, wyrażoną poniższym wzorem:

$$NTU_w = \frac{\alpha_w A_w}{m_w c_{pw}} \quad (4.10)$$

otrzymano finalną postać równania:

$$\frac{dt_w}{dx} = NTU_w \frac{(t_{w,wall} - t_w)}{Lx} \quad (4.11)$$

Po stronie powietrza strumień ciepła odebrany od zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła przyjmuje postać:

$$dQ_a = \alpha_a dA_a (t_{a,wall} - t_a) \quad (4.12)$$

Po analogicznych przekształceniach otrzymano ostateczną postać równania:

$$\frac{dt_a}{dy} = NTU_a \frac{(t_{a,wall} - t_a)}{Ly} \quad (4.13)$$

4.3. Model wymiany ciepła

Równanie bilansu ciepła jawnego dla wymiennika ciepła wyrażane jest następującym równaniem.

$$\left(\frac{W_w}{W_a}\right) \frac{\partial t_w}{\partial X} + \frac{\partial t_a}{\partial Y} = 0 \quad (4.14)$$

Powyższy zestaw równań różniczkowych został uzupełniony o równanie przepływu ciepła przez ściankę wymiennika:

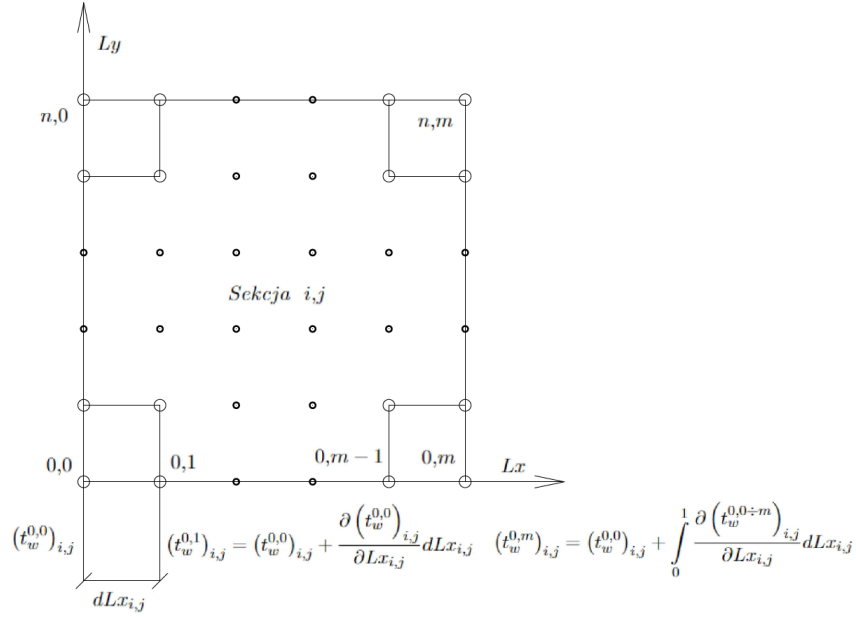
$$t_{w,wall} = t_{a,wall} - \alpha_a \left(\frac{\delta_{wall}}{\lambda_{wall}}\right) (t_a - t_{a,wall}) \quad (4.15)$$

Oraz o warunki początkowe, obrazujące parametry powietrza i wody na wejściu do poszczególnych sekcji.

$$\left. \begin{array}{l} t_w \\ X \\ Y \end{array} \right| = \begin{array}{l} t_{w,i} \\ (0,0 \dots Lx) \\ 0,0 \end{array} \quad \left. \begin{array}{l} t_a \\ X \\ Y \end{array} \right| = \begin{array}{l} t_{a,i} \\ 0,0 \\ (0,0 \dots Ly) \end{array}$$

Poniżej przedstawiono algorytm obliczeniowy pojedynczej sekcji. Każda sekcja posiada wewnętrzną sieć obliczeniową, której węzły zmieniają się od (0) do (m) wzdłuż osi $X_{i,j}$ oraz od (0) do (n) wzdłuż osi $Y_{i,j}$ (rys. 4.18). Wewnątrz każdej sekcji rozwiązywane są równania różniczkowe wymiany ciepła za pomocą dedykowanego algorytmu zaimplementowanego w Wolfram Mathematica. Proces przykładowych obliczeń dla węzłów $(0,0 \div m)$ w przekroju podłużnym ($i = 0$) wzdłuż osi $X_{i,j}$ przedstawiono na rysunku 4.18. Elementarny strumień wody $(\dot{m}_w)_{i,j} = (m_w)_{i,j} \frac{dY_{i,j}}{l_{sec}}$ wchodzi do węzła (0,0) o znanych parametrach $(t_w^{0,0})_{i,j}$. Po przebyciu elementarnego odcinka $dLx_{i,j}$ pomiędzy węzłem (0,0) a (0,1) temperatura strumienia zmienia się o wartość $\frac{\partial(t_w^{0,0})_{i,j}}{\partial Lx_{i,j}} dLx_{i,j}$, dlatego parametry w węzle (0,1) są równe $(t_w^{0,1})_{i,j} = (t_w^{0,0})_{i,j} + \frac{\partial(t_w^{0,0})_{i,j}}{\partial Lx_{i,j}} dLx_{i,j}$. Proces ten jest powtarzany wzdłuż osi $X_{i,j}$ dla wszystkich węzłów obliczeniowych w przekroju podłużnym ($i = 0$). Parametry przepływającej wody w ostatnim węzle (0,m) są równe $(t_w^{0,m})_{i,j} = (t_w^{0,0})_{i,j} + (\Delta t_w^{0,0 \div m})_{i,j}$ gdzie $(\Delta t_w^{0,0 \div m})_{i,j} = \int_0^1 \frac{\partial(t_w^{0,0 \div m})_{i,j}}{\partial Lx_{i,j}} dLx_{i,j}$

4.3. Model wymiany ciepła



Rys. 4.18 Węzły obliczeniowe wewnątrz przykładowego przekroju

Po zakończeniu obliczeń pojedynczej sekcji ustalane są średnie wartości końcowe uzyskanych parametrów powietrza i wody, które następnie mogą zostać przepisane pomiędzy sekcjami. Średnie parametry powietrza i wody wyznaczone są zgodnie z następującymi wzorami:

$$(\bar{t}_{w,o})_{i+1,j} = \frac{\sum_{k=0}^{k=n} (t_w^{k,m})_{i+1,j}}{n+1} \quad (4.16)$$

$$(\bar{t}_{a,o})_{i,j+1} = \frac{\sum_{k=0}^{k=m} (t_a^{k,n})_{i,j+1}}{m+1} \quad (4.17)$$

Do otrzymania rozwiązania numerycznego wykorzystano dyskretny model wg implementowanego algorytmu własnego Wolfram Mathematica, którego dokładność i stabilność jest wystarczająca do rozwiązania tego typu zagadnień [68]. Opisany algorytm realizowany jest przy użyciu wielomodułowego programu obliczeniowego. Sprawdzenie poprawności działania odbywało się zarówno za pomocą obliczeń wariantów ze znanymi rozwiązaniami, jak i poprzez obliczenia tych samych

4.3. Model wymiany ciepła

wariantów przy założonych różnych wartościach kroku całkowania. Określono, że najmniejsza liczba węzłów siatki obliczeniowej, przy przyjętej dokładności obliczeń, osiągnięta była przy kroku dyskretyzacji równym 0,05.

Rozdział 5

Badania eksperymentalne: opis stanowiska i analiza błędu pomiarowego

Badania zaprezentowane w tym rozdziale zostały opublikowane w "M. Matuszczak, S. Pietrowicz, An experimental investigation of increasing the thermal efficiency of a finned tube heat exchanger by using the chimney effect. Energies, 15(19), 7310 "[59].

W poniższym rozdziale opisana została procedura przeprowadzenia badań eksperymentalnych mających na celu wyznaczenie charakterystyki cieplnej wybranych wymienników lamelowych w momencie, kiedy przepływ powietrza przez wymiennik następuje w wyniku termicznej konwekcji naturalnej. Otrzymane wyniki posłużyły do przeprowadzenia walidacji opisanych w rozdziale 4 modeli matematycznych.

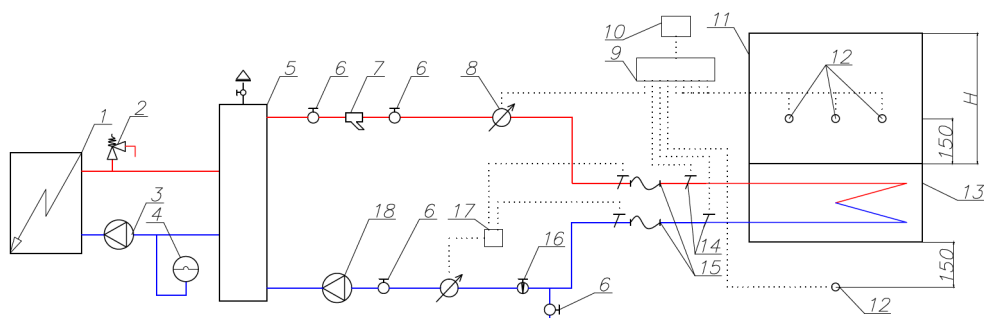
5.1 Zasada działania

Stanowisko badawcze zostało zaprojektowane tak, aby było możliwa doświadczalna weryfikacja wpływu na wydajność cieplną wymiennika takich parametrów, jak:

- różnica temperatury między zewnętrzną powierzchnią wymiany ciepła a powietrzem otaczającym,
- kąt ustawienia wymiennika względem płaszczyzny normalnej do siły grawitacji,

5.1. Zasada działania

- wysokość obudowy nad wymiennikiem ciepła.

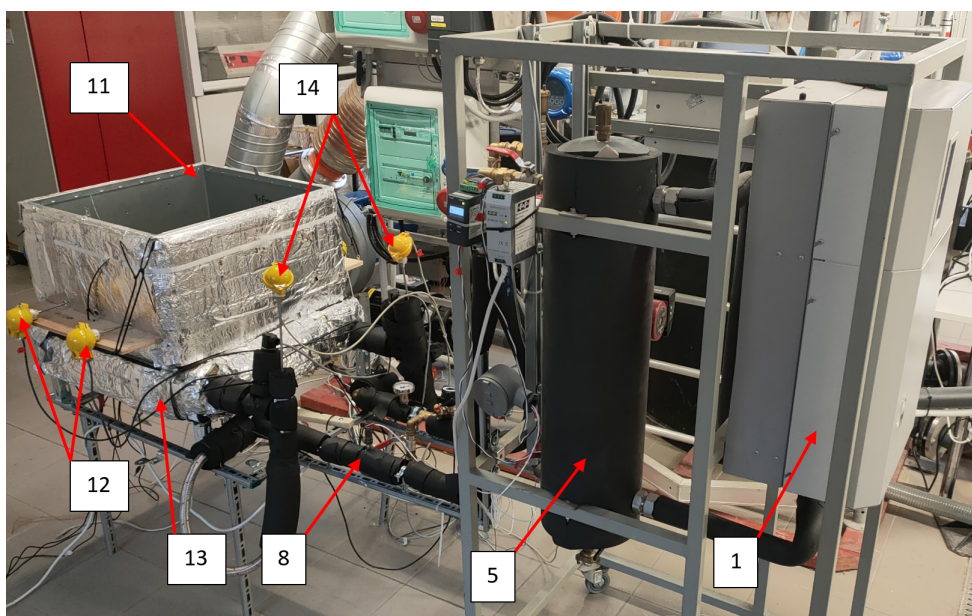


Rys. 5.1 Schemat stanowiska badawczego [59]. Oznaczenia w tekście

Dla zaprezentowanych w sekcji 4.1 wymienników ciepła, po osiągnięciu stanu względnie ustalonego, wyznaczona została gęstość strumienia ciepła, odniesiona do zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła oraz współczynnik wnikania ciepła po stronie powietrza.

Stanowisko zostało umieszczone w hali technologicznej o dużej kubaturze, zabieg ten miał na celu wyeliminowanie wpływu czynników zewnętrznych, takich jak wiatr, opady atmosferyczne, czy zanieczyszczenia mechaniczne. Schemat stanowiska badawczego wraz z oznaczeniami, został przedstawiony na rysunku 5.1, natomiast na rysunku 5.2 widoczne jest zdjęcie stanowiska w hali technologicznej wraz z oznaczeniem wybranych elementów.

Instalacja wodna została podzielona na dwa obiegi. Obieg kotłowy, w którego skład wchodził kocioł elektryczny (1), zawór bezpieczeństwa (2), pompa obiegowa (3) oraz przeponowe naczynie wzbiornicze (4). Obieg badanego wymiennika ciepła (13) składał się z armatury pomocniczej, takiej jak zawory odcinające (6) oraz filtr skośny (7). Część pomiarową stanowił przepływomierz turbinowy (8), para czujników temperatury (14), które zostały zamontowane na zasilaniu i powrocie wymiennika ciepła oraz ciepłomierz (17). System przetwarzania i archiwizacji danych składał się z rejestratora danych (9) i komputera (10). Przepływ wody w instalacji wymuszony był przez pompę obiegową (18), natomiast regulowany był przy



Rys. 5.2 Zdjęcie stanowiska badawczego [59]. Oznaczenia w tekście

użyciu ręcznego zaworu nastawczego (16). Badany wymiennik ciepła połączony był z instalacją węzami elastycznymi w oplocie stalowym (15). Opisane wyżej obiegi wodne rozdzielone były zwrotnicą hydrauliczną (5). Poprzez zastosowanie zwrotnicy hydraulicznej możliwe było ustawienie różnych strumieni objętościowych po stronie kotła oraz badanego wymiennika ciepła. Sprzęgło hydrauliczne zwiększyło również bezwładność cieplną układu, która kompensowała skoki temperatury wody, spowodowane załączeniem się grzałek w kotle elektrycznym. Instalacja wodna została wykonana z rur miedzianych oraz tworzywowych. Na rurach zastosowano izolację termiczną w postaci kauczuku syntetycznego o grubości 13 mm i nominalnym współczynniku przewodzenia ciepła $0,035 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Wymiennik ciepła przed zamontowaniem na stanowisku badawczym, był dokładnie zaizolowany wełną mineralną o grubości 80 mm i nominalnym współczynniku przewodzenia ciepła $0,036 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Temperatura mierzona była po stronie powietrza przed oraz za wymiennikiem (12). Obudowa wymiennika (11), w której były zamontowane czujniki temperatury była wykonana z blachy ocynkowanej o grubości 0,5 mm oraz do wysokości 350 mm zaizolowana wełną mineralną.

5.2 Układ pomiarowy

Na stanowisku badawczym prowadzony był ciągły pomiar strumienia objętościowego wody, temperatury wody na zasilaniu i powrocie z wymiennika oraz temperatury powietrza, przed oraz za wymiennikiem ciepła. Strumień objętościowy wody, wpływającej do wymiennika mierzony był z wykorzystaniem przepływomierza turbinowego Blancett typ 1100 firmy Badger Meter. Zgodnie z informacjami zawartymi w karcie produktu, dokładność pomiaru wynosi $\pm 1\%$ mierzonej wartości z powtarzalnością $\pm 0,1\%$. Temperatura zarówno wody, jak i powietrza mierzona była z wykorzystaniem czujników termorezystancyjnych Pt 100 model CTX firmy Aplisens. Sygnał pochodzący z elementów pomiarowych był skanowany przy użyciu 20-kanalowego multipleksera model 34901A firmy Keysight Technologies, następnie dane były przetwarzane przez rejestrator Agilent 34901A i zapisywane na dysku twardym komputera z wykorzystaniem oprogramowania Agilent BenchLink Data Logger, wersja 4.3.00. Przeprowadzona została kalibracja czujników temperatury względem termometrów rtęciowych Labortherm-N ze skalą pomiaru $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ w zakresie temperatury od $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $85\text{ }^{\circ}\text{C}$. Skalowanie przepływomierza turbinowego, odbyło się przy użyciu przepływomierza z elektromagnetyczną głowicą pomiarową model Optiflux 4000 firmy Krohne. Przepływomierz turbinowy charakteryzował się dokładnością pomiaru na poziomie $\pm 0,3\%$ wartości mierzonej z powtarzalnością $\pm 0,1\%$. Przed przepływomierzem został zamontowany filtr skośny w celu zabezpieczenia turbiny przed uszkodzeniem frakcjami stałymi, mogącymi znajdować się w instalacji wodnej. Na instalacji został zamontowany dodatkowo ciepłomierz model 2WR5050 firmy Simens. Redundancja pomiaru przepływu objętościowego miała na celu jedynie okresową weryfikację wskazań przepływomierza turbinowego. Parametry powietrza w hali technologicznej, takie jak ciśnienie barometryczne oraz wilgotność względna mierzone były przy wykorzystaniu miernika mikroklimatu model SensoData 5500 firmy Sensor electronic. Sonda wilgotności względnej charakteryzowała się dokładnością pomiarową na poziomie $\pm 3\%$

5.3. Charakterystyka badanych wariantów

Tab. 5.1 Charakterystyka elementów pomiarowych

Rodzaj czujnika	Producent, model	Zakres pomiaru	Tolerancja
Czujnik temperatury	Aplisens CTX Pt 100	$-30 \dots +300 \text{ } ^\circ\text{C}$	$\pm(0,15 + 0,002 T)$
Przepływomierz turbinowy	Blancett typ 1100	$0,048\text{--}0,416 \text{ l s}^{-1}$	$\pm 1\%$
Wilgotność względna	Sensor electronic SensoData 5500	$0\% - 100\% \text{ RH}$	$\pm 3\%$
Ciśnienie barometryczne	Sensor electronic SensoData 5500	$500 \dots 1500 \text{ hPa}$	$\pm 3 \text{ hPa}$

w zakresie od 10 – 90% wilgotności względnej. Dokładność pomiaru ciśnienia barometrycznego wynosiła $\pm 3 \text{ hPa}$. W tabeli 5.1 zestawiono wszystkie wykorzystywane w eksperymencie elementy pomiarowe wraz z zakresem pomiarowym oraz dokładnością pomiarową.

Schemat rozmieszczenia elementów pomiarowych, zamontowanych po stronie powietrza przed oraz za wymiennikiem ciepła, zaprezentowany został dla różnych wariantów ustawienia wymiennika oraz obudowy w podrozdziale 5.3.1

5.3 Charakterystyka badanych wariantów

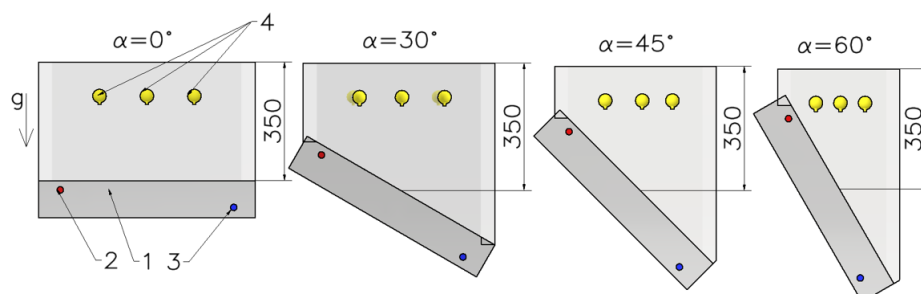
Dla wybranych przepływomierzowych wymienników ciepła, przedstawionych w podrozdziale 4.1, przeprowadzono badania, mające na celu wyznaczeniu ich wydajności cieplnej w warunkach konwekcji swobodnej.

5.3.1 Ustawienie wymiennika ciepła

W pracy postanowiono zbadać wpływ kąta ustawiania wymiennika ciepła względem płaszczyzny normalnej do wektora siły grawitacji na wydajność cieplną wymiennika. Na rysunku 5.3 przedstawiono analizowane warianty kąta ustawiania

5.3. Charakterystyka badanych wariantów

wymiennika ciepła oraz sposób wykonania obudowy wymiennika dla poszczególnych wariantów wraz z miejscem montażu czujników temperatury.



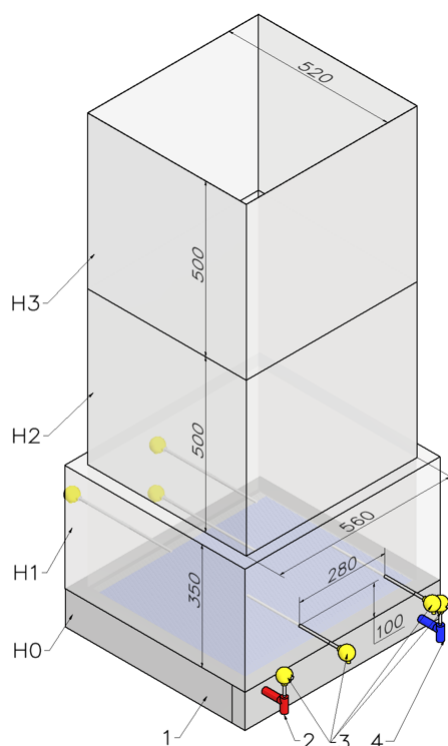
Rys. 5.3 Warianty ustawienia wymiennika. Oznaczenia: 1 – Wymiennik ciepła, 2 – Zasilanie, 3 – Powrót, 4 – Czujniki temperatury, g – wektor siły grawitacji, α – kąt ustawienia zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła względem płaszczyzny normalnej do wektora siły grawitacji

Na rysunku 5.3 przedstawiono warianty ustawienia wymiennika ciepła pod kątem 0° , 30° , 45° , oraz 60° . Zmiana kąta ustawienia wpływała nie tylko na pole powierzchni otworu wylotowego. Ponieważ w warunkach konwekcji swobodnej przepływ powietrza jest równoległy do wektora siły grawitacji, zmianie uległa również geometria ustawienia rur w rzędzie oraz długość drogi kontaktu powietrza z powierzchnią ożebrowaną. W przypadku ustawienia wymiennika pod kątem 30° oraz 60° , rury w wymienniku były ustawione równoległe.

5.3.2 Obudowa wymiennika ciepła

Wysokość obudowy nad wymiennikiem była kolejnym rozpatrywanym parametrem mogącym wpływać na intensyfikację procesów wymiany ciepła. W tym przypadku, wymiennik ciepła ustawiony był poziomo. Na rysunku 5.4 przedstawiono jak zmieniała się wysokość obudowy wymiennika dla poszczególnych przypadków, została również zaznaczona lokalizacja czujników temperatury. Wysokość obudowy zmieniała się w zakresie od 0 do 1350 mm. W przypadku H2 oraz H3, obudowa powyżej 350 mm nie była izolowana termicznie.

5.4. Procedura pomiarowa



Rys. 5.4 Warianty wysokości obudowy wymiennika. Oznaczenia: 1 – Wymiennik ciepła, 2 – Zasilanie, 3 – Czujniki temperatury, 4 – Powrót, H0 – Wymiennik bez obudowy, H1 – Wysokość obudowy 350 mm, H2 – Wysokość obudowy 850 mm, H3 – Wysokość obudowy 1350 mm

5.4 Procedura pomiarowa

W trakcie trwania wszystkich serii pomiarowych, strumień objętościowy wody po stronie wymiennika ciepła wynosił 210 l/h, natomiast temperatura wody utrzymywana była na stałym poziomie w zakresie od 40 °C do 80 °C w kroku co 10 °C. Wahania temperatury wody, wynikające z załączania się grzałek w kotle nie przekraczały $\pm 0,5$ °C. Temperatura powietrza w hali technologicznej zmieniała się w zakresie od 19 °C do 23°C, a wilgotność względna powietrza w zakresie od 34% do 63%. Wilgotność względna powietrza w pomieszczeniu hali była uzależniona od pory roku. W okresie zimowym, wilgotność względna powietrza osiągała naj-

niższą wartość. Natomiast w okresie letnim i przejściowym wilgotność względna powietrza w hali charakteryzowała się najwyższymi wartościami. Temperatura powietrza w hali technologicznej w trakcie trwania serii pomiarowej zmieniała się nie więcej niż $\pm 0,5$ °C, natomiast wilgotność względna zmieniała się w zakresie dokładności pomiarowej urządzenia.

Po osiągnięciu stanu ustalonego, seria pomiarowa trwała 3600 sekund z częstotliwością rejestrowania wartości mierzonych na poziomie 5 Hz, co daje 750 obserwacji rejestrowanych wielkości na serię pomiarową. Zauważono, że czas stabilizowania się warunków przy zmianie temperatury wody zasilającej między seriami pomiarowymi wynosił 40 minut, natomiast w przypadku zmiany wymiennika lub wysokości obudowy, czas ten wynosił w przybliżeniu 3 godziny.

5.5 Analiza danych pomiarowych

Podstawą projektowania oraz analizy wymienników ciepła jest znajomość średnich współczynników wnikania ciepła po obu stronach przegrody, przez którą następuje przepływ ciepła. W kontekście lamelowych wymienników ciepła, doświadczalne wyznaczenie rozkładu pola prędkości płynu czy temperatury na powierzchni wymiany ciepła i określenie z równania 3.6 lub 3.24 lokalnych współczynników wnikania ciepła jest bardzo trudne, ponieważ pomiar tych wartości powinien odbywać się w sposób bezinwazyjny, niepowodujący zaburzeń w profilu prędkości przepływającego płynu [80].

W rozpatrywanych wymiennikach doświadczalne określenie średniego współczynnika przenikania ciepła, wyznaczonego dla całego wymiennika na podstawie równania Pécleta 3.1, przy wykorzystaniu średniej logarytmicznej różnicy temperatury czynników nie stanowi problemu.

Średnią moc cieplną badanych wymienników oszacowano na podstawie wartości zmierzonych po stronie wody, przy wykorzystaniu zależności 5.1. Ponieważ obudowa wymiennika ciepła została dokładnie zaizolowana termicznie, założono, że cały strumień ciepła pobrany od wody został przekazany do otaczającego powie-

5.5. Analiza danych pomiarowych

trza przez zewnętrzną powierzchnię wymiany ciepłą. Bilans cieplny wymienników, opisuje zależność 5.2.

$$Q_w = m_w c_{pw} (t_{w,in} - t_{w,out}) \quad (5.1)$$

$$Q_w \approx Q_a \quad (5.2)$$

Stąd strumień objętościowy powietrza przepływającego przez wymiennik został określony na podstawie poniższej zależności.

$$V_a = \frac{Q_a}{\rho_a c_{pa} (t_{a,out} - t_{a,in})} \quad (5.3)$$

Gęstość strumienia ciepła została odniesiona do zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła według poniższej zależności.

$$q_j = \frac{Q_w}{A_{ext}} \quad (5.4)$$

Analiza przepływu czynników przeprowadzona w momencie konstruowania modelu matematycznego wymiany ciepła w podrozdziale 4.3 wykazała, że przepływ czynników względem siebie odpowiada układowi mieszanemu [78, 91]. W związku z tym, należy zastosować poprawkę korygującą do średniej logarytmicznej różnicy temperatur. W pierwszej kolejności wyznaczono średnią logarytmiczną różnicę temperatur, odpowiadającą przepływowi przeciwpłdowemu - równanie 5.5, a następnie wyznaczono współczynnik poprawkowy z równania 5.6 [78].

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{w,in} - t_{a,out}) - (t_{w,out} - t_{a,in})}{\ln \left(\frac{t_{w,in} - t_{a,out}}{t_{w,out} - t_{a,in}} \right)} \quad (5.5)$$

$$F = \frac{\ln [(1 - RP)/(1 - P)]}{(1 - 1/R) \ln [1 + \ln(1 - p)]} \quad (5.6)$$

gdzie: $P = \frac{t_{a,out} - t_{a,in}}{t_{w,in} - t_{a,in}}$ $R = \frac{t_{w,in} - t_{w,out}}{t_{a,out} - t_{a,in}}$

Całkowity opór cieplny, w przypadku badanych wymienników, zależy od następujących oporów:

5.5. Analiza danych pomiarowych

- konwekcyjny opór cieplny po stronie wewnętrznej powierzchni wymiany ciepła,
- opór cieplny na drodze przewodzenia ciepła przez ścianę cylindryczną,
- konwekcyjny opór cieplny po stronie zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła.

Ponieważ poszczególne opory połączone są ze sobą szeregowo, całkowity opór cieplny wymiennika można zapisać w postaci poniższego równania.

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\eta_{ext}\alpha_{ext}A_{ext}} + \frac{1}{2\pi b_{hex}n_t} \sum_{j=1} \frac{\ln(d_{j+1}/d_j)}{\lambda_{wall,j}} + \frac{1}{\alpha_{int}A_{int}} \quad (5.7)$$

Średni współczynnik wnikania ciepła po stronie wody przy założeniu równomiernego rozplywu wody w każdym z obiegów określono na podstawie bezwymiarowej liczby Nusselta, która została obliczona na podstawie zależności opracowanej przez Gnielińskiego [29]. Zależność ta została sformułowana dla liczby Reynoldsa w zakresie od 2300 do 5×10^6 oraz liczby Prandtla w zakresie od 0,5 do 2000.

$$Nu_w = \frac{(Re_w - 1000)Pr_w \left(\frac{f}{2}\right)}{1 + 12,7\sqrt{\left(\frac{f}{2}\right)} \left(Pr_w^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (5.8)$$

Współczynnik tarcia dla przepływu przejściowego ($2100 \leq Re_w \leq 4000$) został określony na podstawie następującej formuły [14].

$$f = 0,0054 + 2,3 \times 10^{-8} Re_w^{\frac{3}{2}} \quad (5.9)$$

Natomiast dla przepływu wody w reżimie turbulentnym, kiedy liczba Reynoldsa zawiera się w zakresie ($4000 \leq Re_w \leq 10^7$), współczynnik tarcia określono na podstawie zależności [14].

$$f = 0,00128 + 0,1143 Re_w^{-0,311} \quad (5.10)$$

5.5. Analiza danych pomiarowych

Wymiarem charakterystycznym dla określenia liczby Reynoldsa oraz Nusselta jest średnica wewnętrzna rury.

Parametry wody, takie jak gęstość, lepkość dynamiczna, współczynnik przewodzenia ciepła czy liczba Prandtla, zostały odczytane z tablic zawartych w pracy [91] dla średniej temperatury płynu oraz ciśnienia 0,101 MPa.

Sprawność zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła określono w oparciu o przybliżenie Schmidta [75].

$$\eta_{ext} = 1 - \frac{A_f}{A_{ext}}(1 - \eta_f) \quad (5.11)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \quad (5.12)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_{ext}}{\lambda_f \delta_f}} \quad (5.13)$$

$$\phi = \left(\frac{Re_q}{r} - 1 \right) \left(1 + 0,35 \ln \left(\frac{Re_q}{r} \right) \right) \quad (5.14)$$

$$\frac{Re_q}{r} = 1,27 \frac{0,5P_t}{r} \left(\frac{0,5\sqrt{(0,5P_t)^2 + P_t^2}}{0,5P_t} - 0,3 \right)^{0,5} \quad (5.15)$$

Wartość współczynnika przenikania ciepła dla strony powietrza jest przedstawiona w postaci bezwymiarowej liczby Nusselta, natomiast wyniki zostały sparametryzowane liczbą Grashoffa. Wymiarem charakterystycznym jest zastępcza średnica hydrauliczna, wyznaczona na podstawie poniższego równania [47].

$$d_{h,a} = \frac{4L_f A_{ext,min}}{A_{ext}} \quad (5.16)$$

Minimalny obszar swobodnego przepływu wymiennika,

Na podstawie pomiarów ciśnienia atmosferycznego oraz wilgotności względnej, przyjęto właściwości cieplne jak dla powietrza suchego, na podstawie pracy [91], dla średniej temperatury płynu oraz ciśnienia 1013 hPa.

5.6. Analiza niepewności pomiarowej

Tab. 5.2 Wymiar charakterystyczny do wyznaczenia bezwymiarowych liczb podobieństwa po stronie powietrza

Wymiennik ciepła	Wymiar charakterystyczny, m · 10 ⁻³
I	3,6
II	6,5
III	3,9
IV	7,3

W tabeli 5.2 zestawiono wartość wymiaru charakterystycznego, obliczoną na podstawie równania 5.16 dla badanych wymienników ciepła.

5.6 Analiza niepewności pomiarowej

Analizę niepewności pomiarowej przeprowadzono na podstawie pracy [83, 63]. Dla wykonanych pomiarów można wyróżnić dwa rodzaje niepewności doświadczalnych. Pierwszą z nich jest niepewność losowa, która wynika z wykonania wielu pomiarów tej samej wielkości fizycznej w losowo zmieniających się warunkach przypadkowych, wpływających na pomiar. Drugą z nich jest niepewność systematyczna, zwana również niepewnością wzorcowania, która wynika z niedokładności zastosowanych przyrządów pomiarowych, tzw. tolerancja.

Przyjęto, że najlepszym przybliżeniem zmierzonej wartości x jest jej średnia arytmetyczna \bar{x} określona równaniem 5.17

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} \quad (5.17)$$

Jako miarę średniej niepewności losowej każdego z pomiarów, przyjęto odchylenie standardowe, określone jako pierwiastek ze średniego kwadratowego odchylenia pomiarów.

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2} \quad (5.18)$$

Niepewność losowa wyniku odniesionego do wartości średniej została określona na podstawie równania 5.19. W literaturze spotykana jest pod pojęciem odchylenia standardowego średniej lub błędem standardowym średniej.

$$\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma_x}{\sqrt{N}} \quad (5.19)$$

Odchylenie standardowe wzorcowania przy założeniu prostokątnego rozkładu prawdopodobieństwa przyjmuje następującą postać.

$$\sigma_{x_{wz}} = \frac{\Delta x_{wz}}{\sqrt{3}} \quad (5.20)$$

Niepewność wzorcowania poszczególnych elementów pomiarowych wykorzystanych w badaniu, przedstawiono w tabeli 5.1 zamieszczonej w rozdziale 5.2. Przy wyznaczeniu błędu pomiarowego, uwzględniającego niepewność losową, wyznaczoną na podstawie równania 5.19, oraz niepewność wzorcowania 5.20, skorzystano z poniższego równania.

$$\delta x = \sqrt{(\sigma_{x_{wz}}^2 + \sigma_{\bar{x}}^2)} \quad (5.21)$$

Wyznaczenie błędu standardowego średniej nie jest jednak wystarczające, ponieważ zmierzone i uśrednione wartości służą do obliczenia wartości, będących funkcją zmierzonych parametrów. Ogólna reguła przenoszenia błędów w momencie, kiedy wszystkie błędy są od siebie niezależne i przypadkowe opisana jest poniższym równaniem.

$$\delta f = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\left| \frac{\partial f}{\partial x_i} \right| \Delta x \right)^2} \quad (5.22)$$

Na podstawie zmierzonych wartości, przy wykorzystaniu elementów pomiarowych, zestawionych w 5.1, wyznaczono takie parametry, jak średnia moc cieplna,

5.6. Analiza niepewności pomiarowej

średnia gęstość strumienia ciepła, liczba Nusselta czy liczba Grashofa. W tabeli 5.3 zestawiono maksymalną oraz minimalną całkowitą niepewność obliczonych wartości docelowych dla badanych wymienników. Na wykresach wartości niepewności zostały przedstawione w postaci słupków błęd.

Tab. 5.3 Całkowity błąd dla wartości obliczeniowych

Parametr	f	x_i	Minimalny błąd całkowity	Maksymalny błąd całkowity
Moc cieplna	Q	$t_{w,in}, t_{w,out}, V_w$	45	61
Gęstość strumienia ciepła	q_j	Q	3	12
Liczba Grashofa	Gr	$t_{w,in}, t_{w,out}, t_{a,in}$	2	3
Liczba Nusselta	Nu_a	$\alpha_e x t$	0,1	0,2

Rozdział 6

Wyniki badań eksperymentalnych, walidacja modeli matematycznych

W pierwszej kolejności zostały omówione wyniki badań eksperymentalnych analizowanych w pracy wymienników ciepła dla różnych wariantów kąta ustawienia oraz wysokości obudowy nad wymiennikiem. Następnie dla wybranych wymienników przeprowadzono obliczenia z wykorzystaniem opisanych metod matematycznego modelowania i zamieszczono wyniki walidacji modeli. Opisane w podrozdziale 4.1 wymienniki ciepła zostały poddane badaniom na stanowisku opisanym w rozdziale 5. W pierwszej kolejności została określona wydajność cieplna wymienników w warunkach konwekcji swobodnej dla różnych ustawień płaszczyzny wlotowej względem płaszczyzny normalnej do wektora siły grawitacji. Następnie zaprezentowane zostały wyniki badań eksperymentalnych dla rozpatrywanych w pracy wymienników ciepła przy ustawieniu poziomym, dla trzech wysokości obudowy zamontowanych nad wymiennikiem ciepła. W dalszej części rozdziału przeprowadzono walidację jednowymiarowego modelu matematycznego wymiany ciepła oraz zaprezentowano najważniejsze wyniki. Następnie opisane zostały wyniki walidacji modelu CFD dla czterech rozpatrywanych modeli turbulencji oraz omówiono w oparciu o kontury prędkości przepływu strumienia powietrza oraz kontury temperatury wyniki modelowania numerycznego.

6.1 Wyniki badań eksperymentalnych

Na rysunkach od 6.1 do 6.4 przedstawione zostały wyniki badań eksperymentalnych, ujmujące wpływ kąta ustawienia wymiennika na średnią gęstość strumienia

6.1. Wyniki badań eksperymentalnych

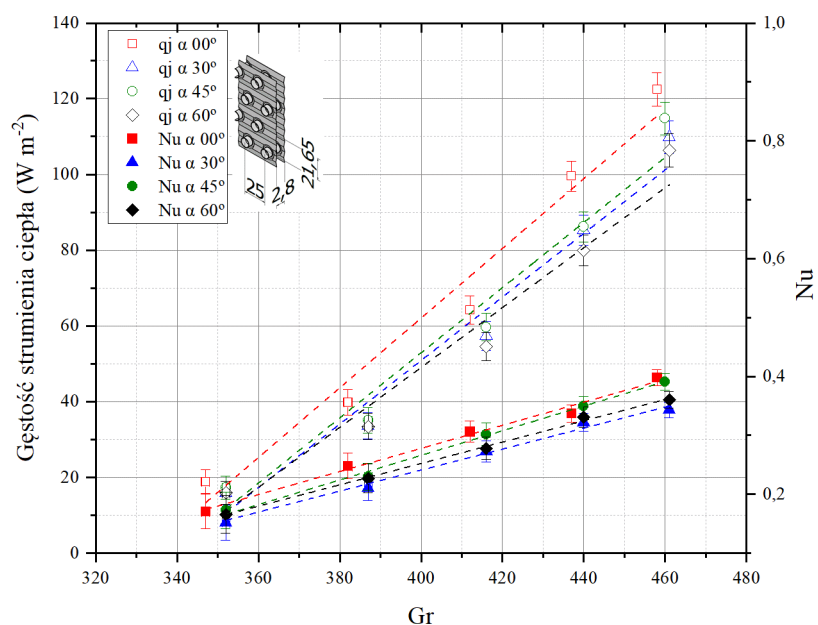
ciepła oraz liczbę Nusselta w funkcji bezwymiarowej liczby Grashofa, natomiast na rysunkach od 6.5 do 6.8 zaprezentowano wyniki oceny wpływu wysokości obudowy nad wymiennikiem na gęstość strumienia ciepła oraz liczbę Nusselta. Na osi odciętych została zaznaczona skala liczby Grashofa. Na osi rzędnych, zlokalizowanej z lewej strony wykresu, naniesiona została skala gęstości strumienia ciepła, wyrażona w ($W m^{-2}$), natomiast na osi rzędnych znajdującej się po prawej stronie wykresu, naniesiono skalę liczby Nusselta. Na wykresach umieszczono wartości pomiarowe wraz z naniesioną wartością niepewności pomiarowych oraz wyznaczone zostały krzywe regresji liniowej. Na wykresach punkty wypełnione kolorem odnoszą się do liczby Nusselta, natomiast kontury kształtów bez wypełniania odnoszą się do gęstości strumienia ciepła.

6.1.1 Wpływ kąta ustawienia wymiennika na wydajność cieplną

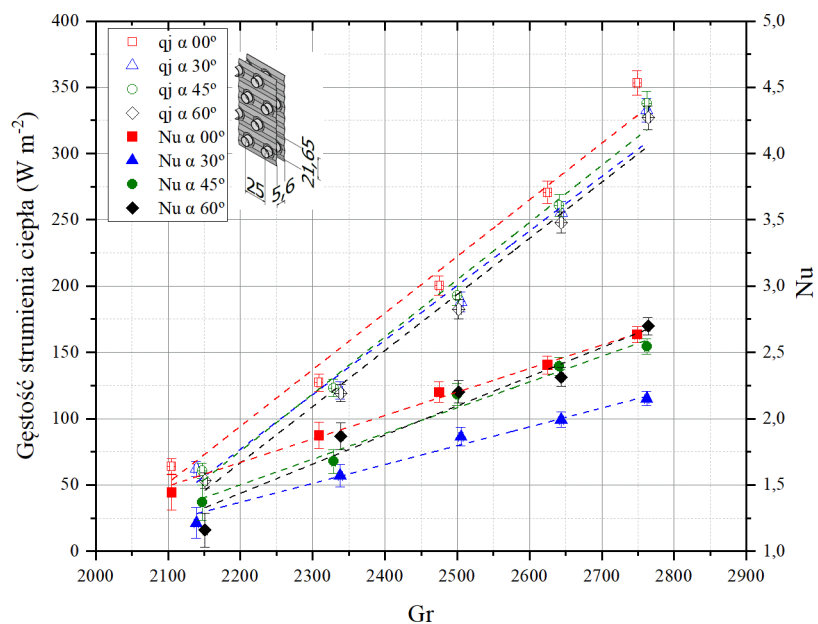
Pierwsza seria badań była poświęcona określeniu wpływu kąta (α), jaki tworzy płaszczyzna wlotowa do wymiennika z płaszczyzną normalną do wektora siły grawitacji na wydajność cieplną oraz średnią liczbę Nusselta. Temperatura wody zasilającej wymiennik zmieniała się w zakresie od 40 do 80°C, co w konsekwencji powodowało, że liczba Grashofa dla wymiennika I oraz III zmieniała się w zakresie od 320 do 460, natomiast dla wymiennika II oraz IV liczba ta zmieniała się w zakresie od 2100 do 2900. Jak pokazują wyniki badań, najwyższe wartości średniej gęstości strumienia ciepła osiągnęte są w momencie, kiedy wymiennik ustawiony jest w pozycji poziomej ($\alpha = 0^\circ$) oraz pod kątem 45°. W przypadku ustawiania wymiennika pod kątem 60° obserwowana jest najmniejsza wydajność cieplna wymiennika. Trend ten powtarza się niezależnie od konfiguracji geometrii wymiennika ciepła. W kontekście liczby Nusselta, wymiennik ustawiony poziomo oraz pod kątem 60° osiąga najwyższą wartość, natomiast najniższe wartości liczby Nusselta osiągnęte są dla ustawienia wymiennika pod kątem 30°.

W momencie ustawienia wymiennika ciepła pod kątem 30° oraz 60°, rzędy rur układają się w sposób równoległy względem przepływającego powietrza, co bezpo-

6.1. Wyniki badań eksperymentalnych

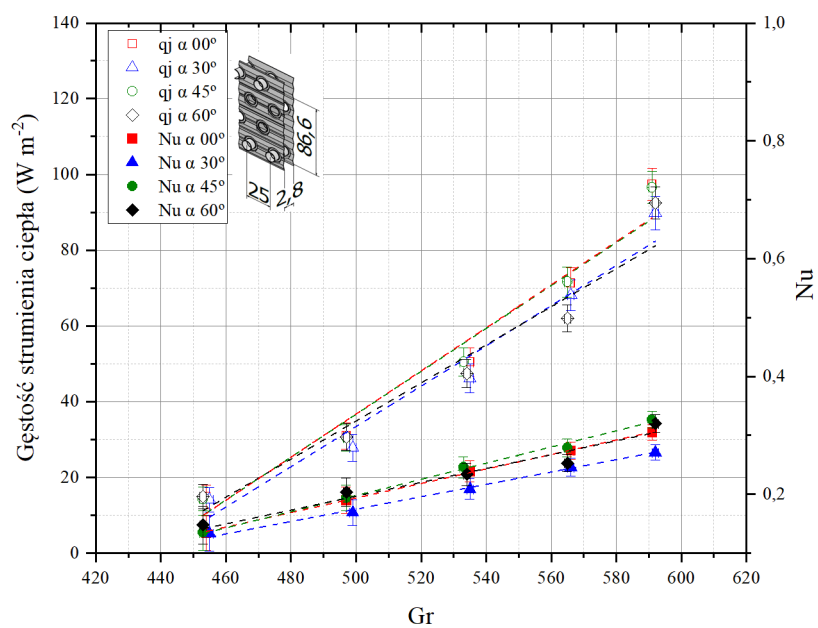


Rys. 6.1 Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer I ustawianego pod różnymi kątami

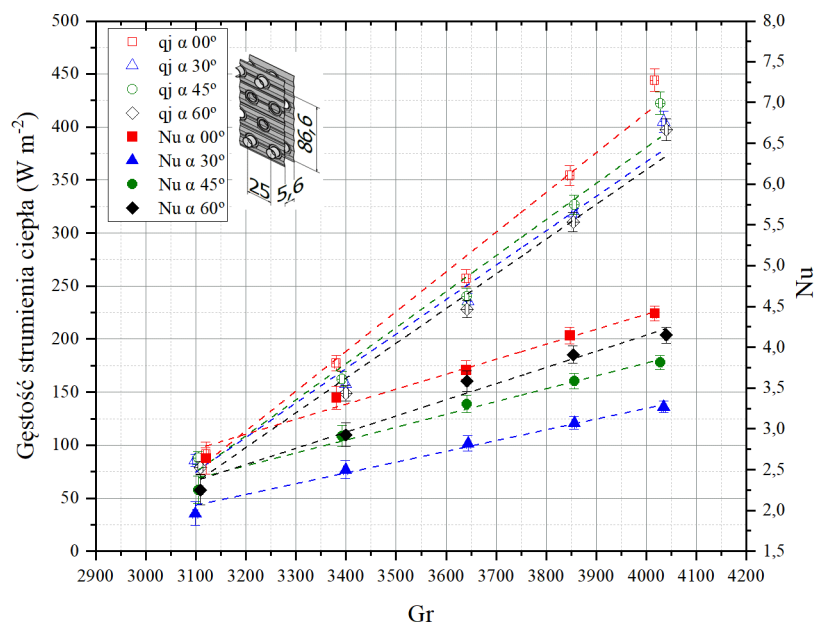


Rys. 6.2 Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer II ustawianego pod różnymi kątami

6.1. Wyniki badań eksperymentalnych



Rys. 6.3 Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer III ustawianego pod różnymi kątami



Rys. 6.4 Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer IV ustawianego pod różnymi kątami

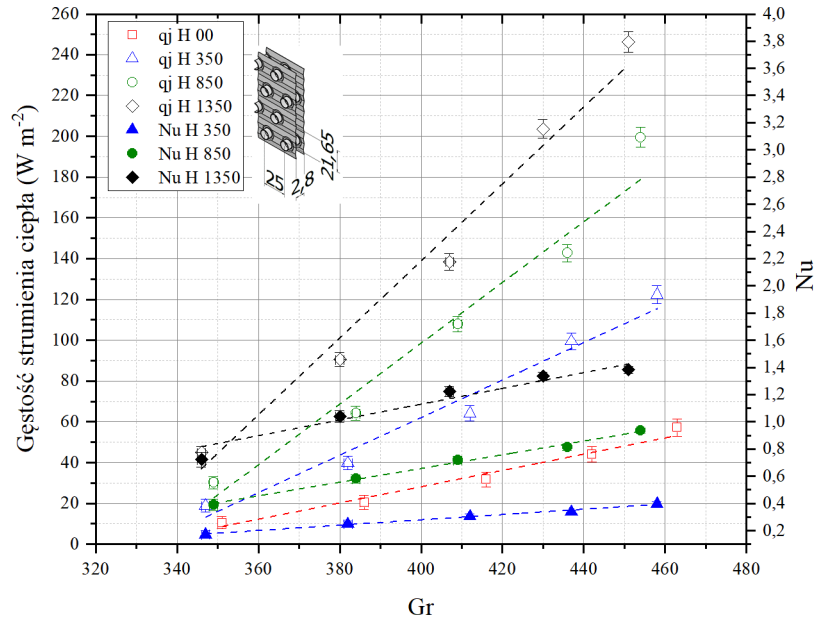
6.1. Wyniki badań eksperymentalnych

średnio przekłada się na wydajność cieplną wymiennika, pomimo że wartość liczby Nusselta dla usytuowania pod kątem 60° osiąga najwyższe wartości. Wraz ze wzrostem kąta α wzrasta również droga przepływu powietrza przez wymiennik ciepła. Przykładowo, dla wymiennika ustawionego poziomo droga ta wynosi w przybliżeniu 86,6 mm, natomiast dla kąta 60° wynosi 179 mm. Dodatkowo, w wyniku ustawienia wymiennika pod kątem, zmniejsza się powierzchnia wylotowa z obudowy.

6.1.2 Wpływ wysokości obudowy

Na podstawie otrzymanych wyników badań dotyczących kąta ustawienia wymiennika, zdecydowano się na dalsze badanie wymiennika ustawionego poziomo. Z tego względu wpływ wysokości obudowy sprawdzono doświadczalnie dla takiego ustawienia wymiennika. Zakres liczby Grashofa był podobny jak dla poprzednich badań, ponieważ zakres temperatury wody zasilającej wymiennik oraz temperatura powietrza w hali nie uległy zmianie. Dla wariantu, w którym wymiennik ciepła jest pozbawiony obudowy, nie wyznaczono liczby Nusselta, ponieważ w tym przypadku nie prowadzono pomiaru temperatury powietrza za wymiennikiem, przez co nie można było jednoznacznie wyznaczyć średniej logarytmicznej różnicy temperatury. Dla wskazanego wariantu zamieszczone zostały jedynie średnie wartości strumienia gęstości ciepła. Każdy z badanych wymienników ciepła charakteryzował się najmniejszą wydajnością cieplną dla wariantu pozbawionego obudowy ($H = 0$). Wraz z zastosowaniem wyższej obudowy, obserwuje się znaczący wzrost wydajności cieplnej i różnica ta rośnie wraz z wzrostem liczby Grashofa. Podobnie liczba Nusselta przyjmuje najwyższe wartości dla wariantu z obudową o wysokości 1350 mm. Znaczący wzrost wydajności cieplnej wymiennika przy jednoczesnym wzroście liczby Grashofa oraz wysokości obudowy wynika ze wzrostu generowanej różnicy ciśnienia powietrza między płaszczyzną wlotową wymiennika a płaszczyzną wylotową z obudowy. W wyniku tworzącego się tzw. „efektu kominowego” oraz wzrostu wysokości czynnej obudowy, zwiększeniu ulega wartość tworzącego

6.1. Wyniki badań eksperymentalnych



Rys. 6.5 Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer I dla różnej wysokości obudowy nad wymiennikiem

się podciśnienia. Generowane podciśnienie można określić przy użyciu poniższego równania [53].

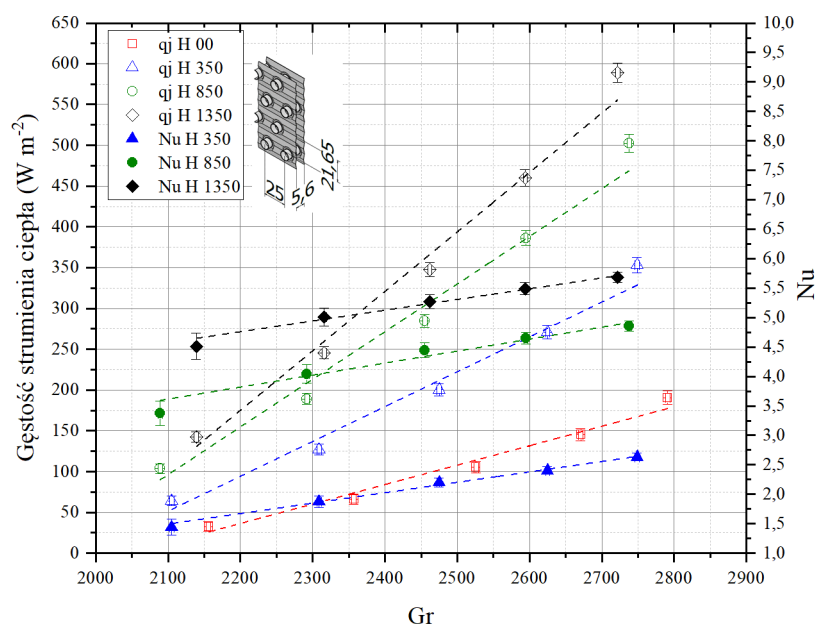
$$\Delta p = (\rho_{a,i} - \rho_{a,o}) gH \quad (6.1)$$

Wzrost różnicy ciśnienia wywołany efektem kominowym sprawia, że przez wymiennik przepływa więcej powietrza, co przekłada się na lepszy odbiór ciepła i zwiększenie się lokalnych wartości współczynników wnikania ciepła. Obudowa nad wymiennikiem pełni również inną istotną rolę powodując, że powietrze nie napływa od boku wymiennika, ale przepływa przez wymiennik.

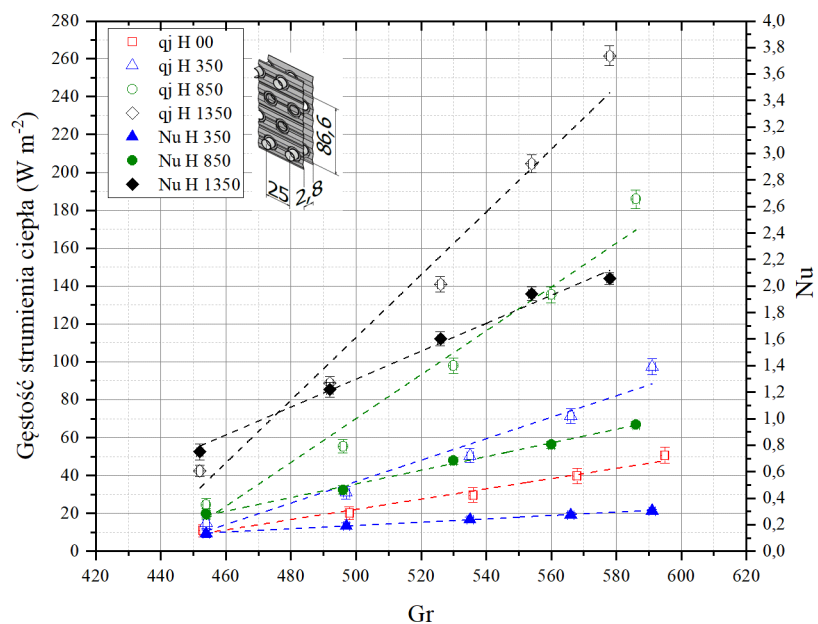
6.1.3 Podsumowanie wyników badań eksperymentalnych

Zaprezentowane wyniki badań eksperymentalnych wskazują na znaczące uzależnienie wydajności cieplnej wymiennika od wartości liczby Grashofa. Na wartość liczby Grashofa wpływa nie tylko wartość wymiaru charakterystycznego, w tym wypadku zastępczej średnicy hydraulicznej, wyznaczonej na podstawie zależno-

6.1. Wyniki badań eksperymentalnych

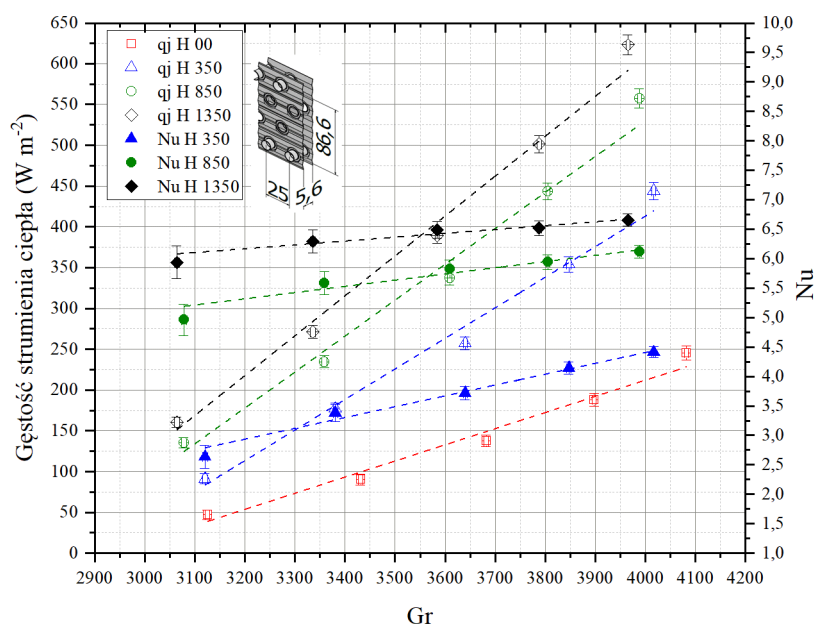


Rys. 6.6 Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer II dla różnej wysokości obudowy nad wymiennikiem



Rys. 6.7 Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer III dla różnej wysokości obudowy nad wymiennikiem

6.1. Wyniki badań eksperymentalnych



Rys. 6.8 Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer IV dla różnej wysokości obudowy nad wymiennikiem

ści 5.16. Równie istotnym parametrem jest różnica między średnią temperaturą powierzchni wymiany ciepła a temperaturą powietrza otaczającego.

Kąt ustawienia wymiennika ciepła nie ma znaczącego wpływu na wydajność cieplną w warunkach konwekcji swobodnej. Różnica między ustawieniem poziomym a pod kątem 60° średnio nie przekraczała 16% w przypadku wymiennika I, natomiast dla pozostałych wymienników średnia różnica w wydajności nie przekraczała 13%.

W badaniach wykazany został istotny wpływ wysokości obudowy nad wymiennikiem na średnią wydajność cieplną. Tworzenie się tzw „efektu kominowego” znacznie zwiększa wydajność wymiennika ciepła. W odniesieniu do wymiennika ciepła bez zamontowanej obudowy, możliwy jest czterokrotny wzrost wydajności cieplnej przy zastosowaniu obudowy o wysokości 1350 mm.

Przeprowadzone prace miały na celu również określenie wpływu najważniejszych parametrów konstrukcyjnych wymiennika, tj. rozstawu powierzchni ożebro-

6.2. Wyniki modelowania matematycznego

wanej oraz konfiguracji ustawienia rur w wymienniku ciepła. Dwukrotne zwiększenie rozstawu lamel, z 2,8 mm do 5,6 mm spowodowało wzrost średniej gęstości ciepła blisko dwukrotnie w odniesieniu do wymiennika czterorzędowego, natomiast w przypadku wymiennika dwurzędowego wzrost ten był ponad trzykrotny. Konfiguracja ustawienia rur w wymienniku powodowała średni spadek gęstości strumienia ciepła o około 10% w przypadku wymiennika z rozstawem lamel 2,8 mm, natomiast w przypadku kiedy rozstaw lamel wynosił 5,6 mm, wymiennik dwurzędowy charakteryzował się średnio o 24% wyższą wydajnością.

Dalsza część pracy koncentruje się na analizie pracy oraz modelowaniu matematycznym wymienników w wykonaniu standardowym, to jest złożonych z czterech rzędów rur w zakresie rozstawu lamel od 2,8 mm do 5,6 mm. Poprawa wydajności cieplnej w przypadku wymienników dwurzędowych w wykonaniu niestandardowym nie była wystarczająco znacząca, aby rekompensowała wzrost kosztów wykonania wymiennika.

6.2 Wyniki modelowania matematycznego

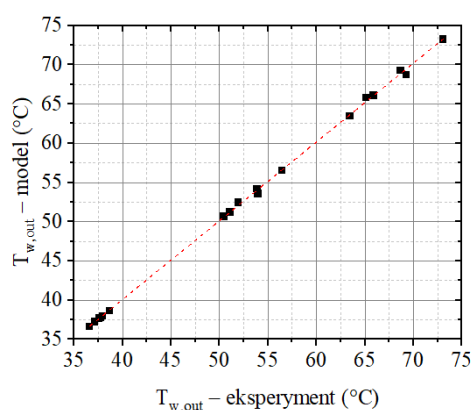
W pierwszej kolejności omówione zostaną wyniki modelowania matematycznego oparte na zmodyfikowanej metodzie ε -NTU. W drugiej części rozdziału omówiona została walidacja modelu matematycznego CFD, oraz zostały omówione najważniejsze wyniki modelowania numerycznego.

6.2.1 Model wymiany ciepła

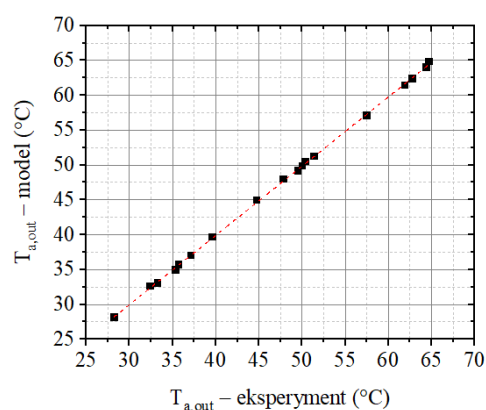
Weryfikację modelu przeprowadzono poprzez porównanie trzech parametrów. Pierwszym z nich jest średnia temperatura na wyjściu z wymiennika po stronie wody oraz po stronie powietrza. Kolejnym parametrem, który posłużył do weryfikacji poprawności obliczeń symulacyjnych jest średnia moc wymiennika wyznaczona po stronie wodnej. Model został ustawiony dla takich samych parametrów wejściowych jak dla przypadku eksperymentu. Wyniki walidacji przedstawiono na

6.2. Wyniki modelowania matematycznego

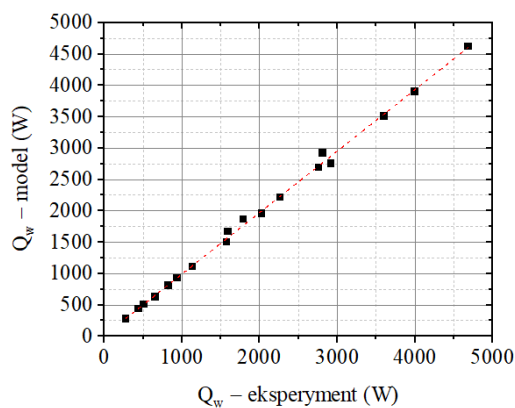
rysunku 6.9. Obserwowana odchyłka temperatury wylotu strumienia wody wynosi co najwyżej $0,72\text{ }^{\circ}\text{C}$ przy średniej odchyłce $0,14\text{ }^{\circ}\text{C}$. W przypadku temperatury strumienia powietrza na wlocie maksymalna odchyłka wynosiła $0,44\text{ }^{\circ}\text{C}$ przy odchyłce wartości średniej $0,13\text{ }^{\circ}\text{C}$. Dla mocy cieplnej wymiennika wyznaczonej po stronie wody, maksymalna różnica między wartością predykcijną a wartością otrzymaną z eksperymentu wynosiła 156 W , przy odchyłce wartości średniej 25 W .



(a) Temperatura wody na wyjściu



(b) Temperatura powietrza na wyjściu



(c) Moc cieplna po stronie wody

Rys. 6.9 Korelacja pomiędzy modelem numerycznym a eksperymentem

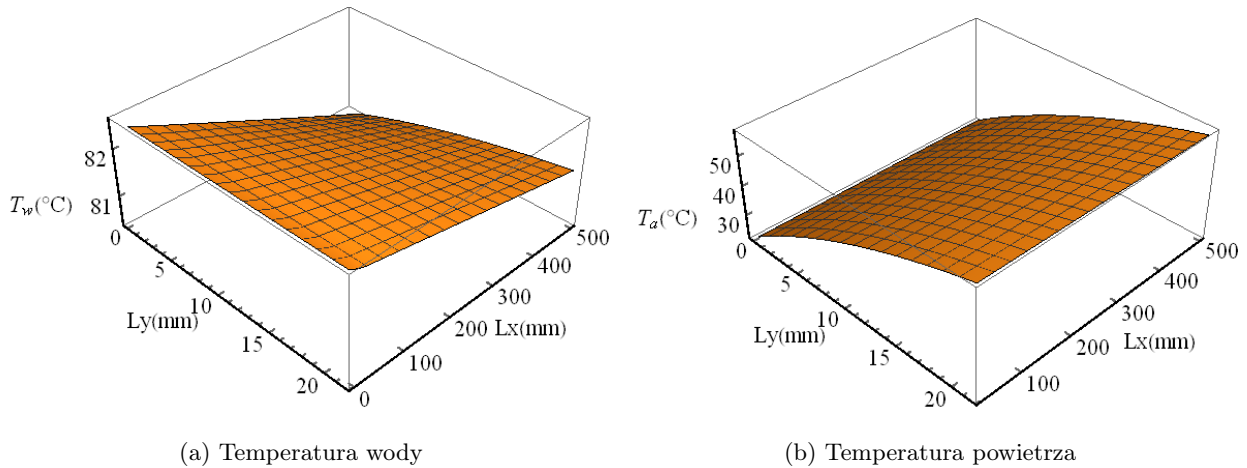
Do oceny dopasowania wyników predykcyjnych do danych eksperymentalnych posłużono się pierwiastkiem błędu średniokwadratowego, obliczonym dla wybra-

6.2. Wyniki modelowania matematycznego

nych parametrów przy użyciu zależności 6.2.

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - y_i)^2}{n}} \quad (6.2)$$

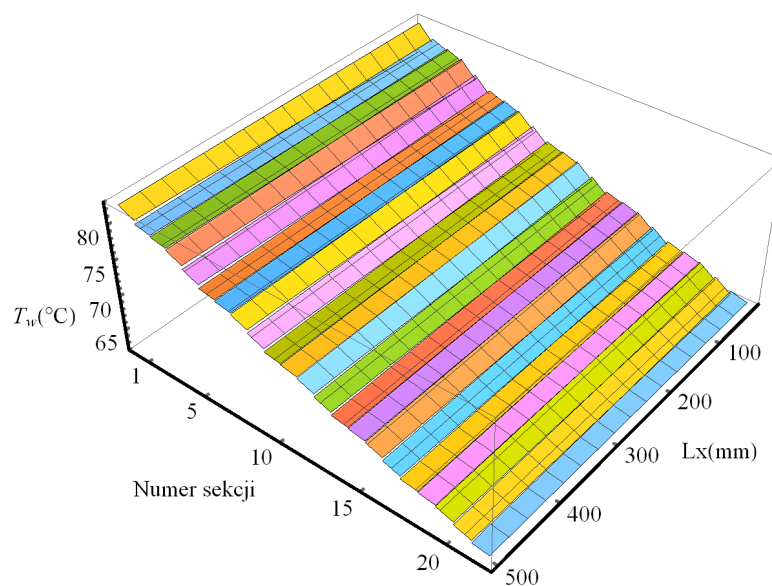
RMSE otrzymane dla wyznaczenia średniej temperatury strumienia powietrza za wymiennikiem wynosi 0,32 °C, średniej temperatury wody za wymiennikiem 0,25 °C, oraz średniej mocy wymiennika ciepła 70 W. Można stwierdzić, że przyjęty model wymiany ciepła wykazuje dużą dokładność w stosunku do wyników eksperymentalnych i może być stosowany do symulacji pracy wymiennika ciepła w warunkach konwekcji swobodnej. Rozbieżność wyników pomiędzy eksperymentem a symulacją można wytłumaczyć stratami ciepła do otoczenia, dodatkowym oporem cieplnym na części połączeń między lamelą a rurką, wynikającym z nieidealnego przylegania powierzchni. Na rysunku 6.10 przedstawiono kształtowanie się wzrostu temperatury strumienia powietrza oraz spadku temperatury wody w obrębie jednej sekcji.



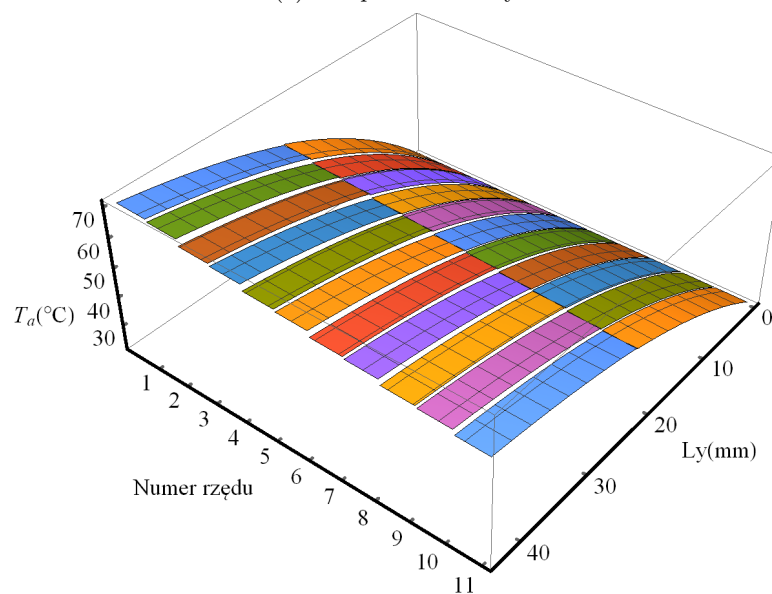
Rys. 6.10 Rozkład temperatur w pojedynczej sekcji

Należy zwrócić uwagę, że rozkład temperatury na pojedynczej sekcji jest typowy jak dla przepływu krzyżowego. Dla wykresu 6.10a obserwowana jest deformacja płaszczyzny wykresu, powstająca w miejscu, gdzie woda o najniższej temperaturze w obrębie jednej sekcji kontaktuje się z powietrzem o najniższej

6.2. Wyniki modelowania matematycznego



(a) Temperatura wody



(b) Temperatura powietrza

Rys. 6.11 Rozkład temperatur dla pojedynczego obiegu wodnego

temperaturze. W przypadku rysunku 6.10b również obserwowana jest deformacja płaszczyzny, jednak z powodu skali temperatur nie jest ona widoczna w tak dużym stopniu jak dla rozkładu temperatury wody.

Na rysunku 6.11 przedstawiony został rozkład temperatury wody oraz powietrza otrzymany dla jednego obiegu wodnego. Numeracja poszczególnych sekcji zgodna jest z rysunkiem 4.12, natomiast numeracja rzędów odpowiada rysunkowi 4.14. Rysunek 6.11a prezentuje zmianę temperatury wody w poszczególnych sekcjach wymiennika, natomiast rysunek 6.11b prezentuje rozkład temperatury powietrza w poszczególnych rzędach. Na wykresach widoczny jest sposób przepisywania wartości końcowych z jednej sekcji, jako uśrednione warunki początkowe następnej sekcji.

6.2.2 Model CFD

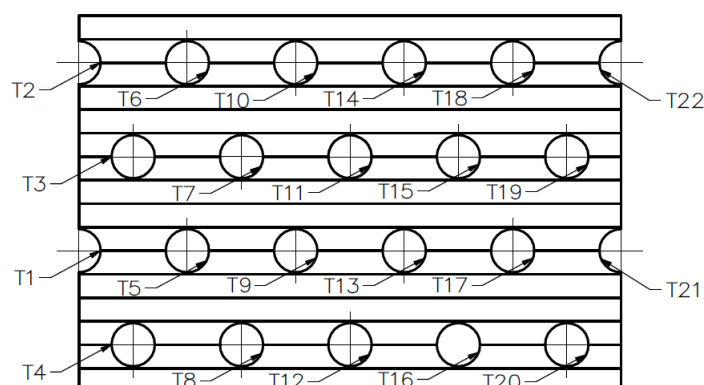
Model numeryczny CFD został zweryfikowany na podstawie wymiennika z rozstawem lamel 5,6 mm, dla wysokości obudowy od 350 mm, 850mm oraz 1350 mm. W pierwszej kolejności przeanalizowano wpływ wybranych modeli turbulencji na otrzymywane wyniki modelowania CFD. Obliczenia przeprowadzono dla następujących modeli turbulencji, które zostały opisane w sekcji 4.2:

- model laminarny,
- model $k-\varepsilon$,
- model $k-\omega$ SST,
- model SST-4 równaniowy.

Rozkład temperatury czynnika w poszczególnych rzędach obiegu wodnego został wyznaczony w oparciu o model wymiany ciepła opisany w rozdziale 4.3. Możliwe było uwzględnienie spadku temperatury na poszczególnych rzędach rur w obrębie jednej domeny obliczeniowej. Numeracja poszczególnych rzędów rur, zgodna z kolejnością przepływu czynnika przedstawiona została na rysunku 6.12.

W tabeli 6.1 zestawiono wartości najważniejszych parametrów, które ulegały zmianie w poszczególnych symulacjach. Weryfikację wybranych modeli turbulencji przeprowadzono poprzez porównanie trzech parametrów, temperatury powietrza

6.2. Wyniki modelowania matematycznego



Rys. 6.12 Numeracja rzędów rur przyjęta w modelu CFD

na wyjściu z wymiennika, strumienia gęstości ciepła odniesionego do zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła oraz średniego współczynnika wnikania ciepła.

Temperatura powietrza na wylocie z domeny obliczeniowej została wyznaczona jako uśredniona temperatura strumienia masowego przepływającego powietrza. Strumień gęstości ciepła oraz średni współczynnik wnikania ciepła został wyznaczony na podstawie wartości uśrednionych po powierzchni wymiany ciepła między domeną płynu a ciałem stałym.

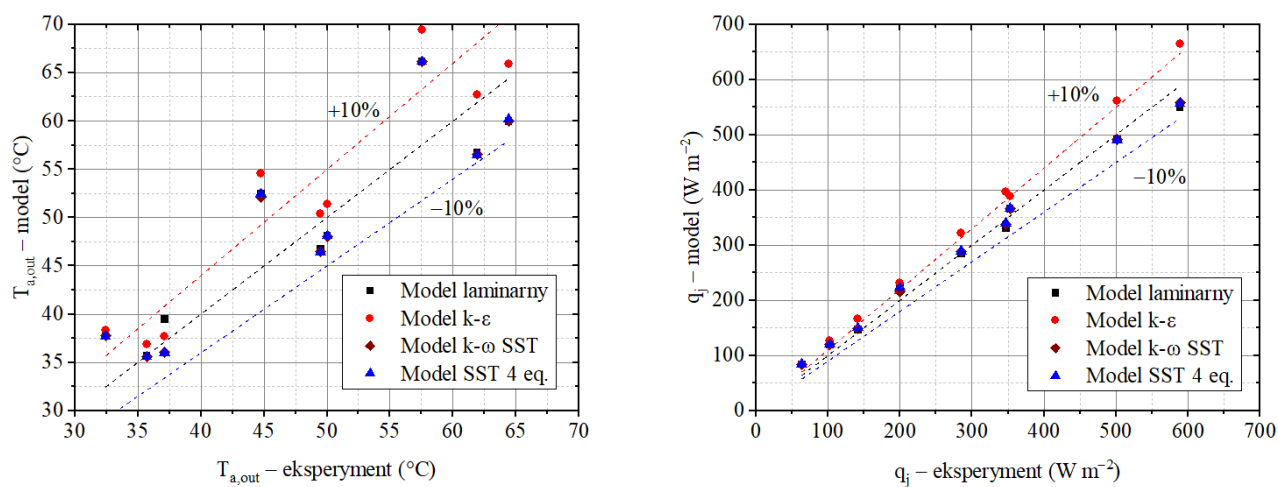
Na rysunku 6.13 przedstawione zostało porównanie wyników predykcyjnych z wynikami eksperymentalnymi. Rysunek 6.13a, obrazuje uśrednione wartości temperatury strumienia powietrza za wymiennikiem ciepła. Zaobserwować można, że dla pewnych warunków, otrzymane wartości predykcyjne są znacząco przewymiarowane. Wartości te otrzymywane są dla wariantu symulacji z obudową wymiennika o wysokości 350 mm. Obserwowane rozbieżności między wartościami predykcyjnymi a eksperymentalnymi dla tej wysokości komina wynikają z okresowej infiltracji powietrza otaczającego do przestrzeni obudowy w trakcie prowadzenia serii pomiarowych, co w konsekwencji powodowało zaniżenie chwilowych wartości rejestrowanych przez czujniki temperatury. Dla pozostałych przypadków wysokości obudowy wartości predykcyjne zawierają się w zakresie $\pm 10\%$ wartości eksperymentalnych. Na rysunku 6.13b zaprezentowane zostały średnie wartości gęstości

6.2. Wyniki modelowania matematycznego

Tab. 6.1 Wartości zadane na warunkach brzegowych dla poszczególnych symulacji

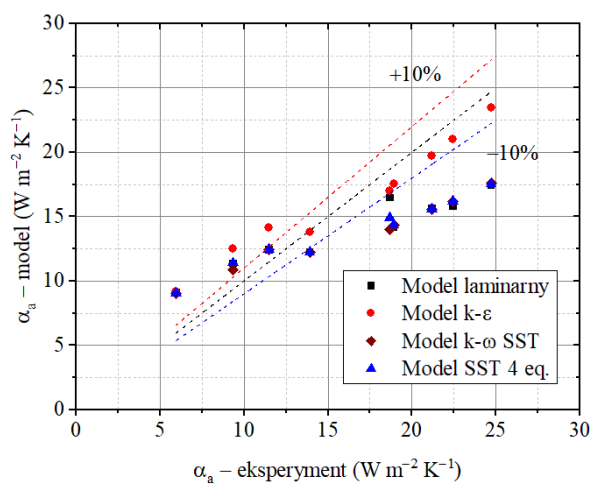
Oznaczenie	Symbol	Jednostka	Numer symulacji								
			1	2	3	4	5	6	7	8	9
Temperatura	T_1	$^{\circ}C$	81,19	60,91	41,82	81,28	59,84	39,73	80,17	60,08	39,72
	T_2		80,55	60,57	41,70	80,77	59,56	39,64	79,72	59,83	39,64
	T_3		79,90	60,21	41,57	80,25	59,29	39,55	79,27	59,58	39,57
	T_4		78,55	59,44	41,25	79,10	58,63	39,32	78,51	59,15	39,44
	T_5		77,24	58,68	40,94	77,97	57,98	39,08	77,75	58,73	39,31
	T_6		76,64	58,35	40,82	77,50	57,72	39,00	77,33	58,49	39,24
	T_7		76,04	58,02	40,70	77,00	57,46	38,91	76,90	58,25	39,17
	T_8		47,78	57,29	40,39	75,92	56,83	38,68	76,16	57,84	39,04
	T_9		73,55	56,57	40,09	74,85	56,22	38,46	75,44	57,43	38,92
	T_{10}		73,00	56,27	39,98	74,40	55,97	38,37	75,03	57,20	38,85
	T_{11}		72,43	55,95	39,86	73,94	55,72	38,29	74,62	56,97	38,78
	T_{12}		71,26	55,26	39,57	72,91	55,13	38,07	73,92	56,57	38,65
	T_{13}		70,12	54,59	39,29	71,91	54,54	37,85	73,23	56,18	38,53
	T_{14}		69,60	54,30	39,18	71,48	54,31	37,77	72,83	55,96	38,46
	T_{15}		69,07	54,00	39,07	71,05	54,07	37,69	72,44	55,73	38,39
	T_{16}		67,98	53,35	38,79	70,08	53,50	37,47	71,76	55,35	38,27
	T_{17}		66,91	52,72	38,52	69,13	52,95	37,26	71,10	54,97	38,16
	T_{18}		66,43	52,44	38,41	68,73	52,72	37,19	70,73	54,75	38,09
	T_{19}		65,94	52,16	38,30	68,31	52,49	37,11	70,35	54,53	38,02
	T_{20}		64,92	51,55	38,04	67,40	51,96	36,90	69,70	54,17	37,90
	T_{21}		63,93	50,95	37,78	66,51	51,43	36,70	69,07	53,80	37,79
	T_{22}		63,48	50,70	37,68	66,13	51,22	36,62	68,71	53,59	37,72
	T_{in}				22,48	22,00	21,67	22,54	21,77	20,73	22,41
T_{out}			22,48	22,00	21,67	22,54	21,77	20,73	22,41	21,18	20,97
Ciśnienie	p_{in}	Pa	101325			101325			101325		
	p_{out}										
Gęstość referencyjna	ρ_{ref}	$kg\ m^{-3}$	1,194	1,196	1,197	1,193	1,197	1,201	1,194	1,199	1,200
Wysokość obudowy	H_k	mm	1350			850			350		

6.2. Wyniki modelowania matematycznego



(a) Temperatura powietrza na wyjściu

(b) Gęstość strumienia ciepła



(c) Średnie współczynnik wnikania ciepła

Rys. 6.13 Korelacja pomiędzy modelem numerycznym a eksperymentem

strumienia ciepła oddawanego przez wymiennik do przepływającego strumienia powietrza. Należy zaznaczyć, że dla większości symulacji wartości predykcyjne zawierają się w granicy $\pm 10\%$ wartości eksperymentalnych. W zakresie dolnych wartości gęstości strumienia ciepła zaobserwować można przewymiarowanie wartości predykcyjnych względem wartości eksperymentalnych. Zakres ten odpowiada

6.2. Wyniki modelowania matematycznego

symulacjom przeprowadzonym dla wariantów wysokości obudowy równym 350 mm. Rysunek 6.13c obrazuje jak kształtują się otrzymane w symulacjach wartości średniego współczynnika wnikania ciepła względem wartości eksperymentalnych. Na zaprezentowanym wykresie można zauważyć, że wybór modelu turbulencji, ma znaczący wpływ na otrzymane w obliczeniach wartości współczynników wnikania ciepła. Również jak w przypadku średniej wartości gęstości strumienia ciepła, obserwuje się przewymiarowanie wartości średniego współczynnika wnikania ciepła dla symulacji z wysokością obudowy równą 350 mm.

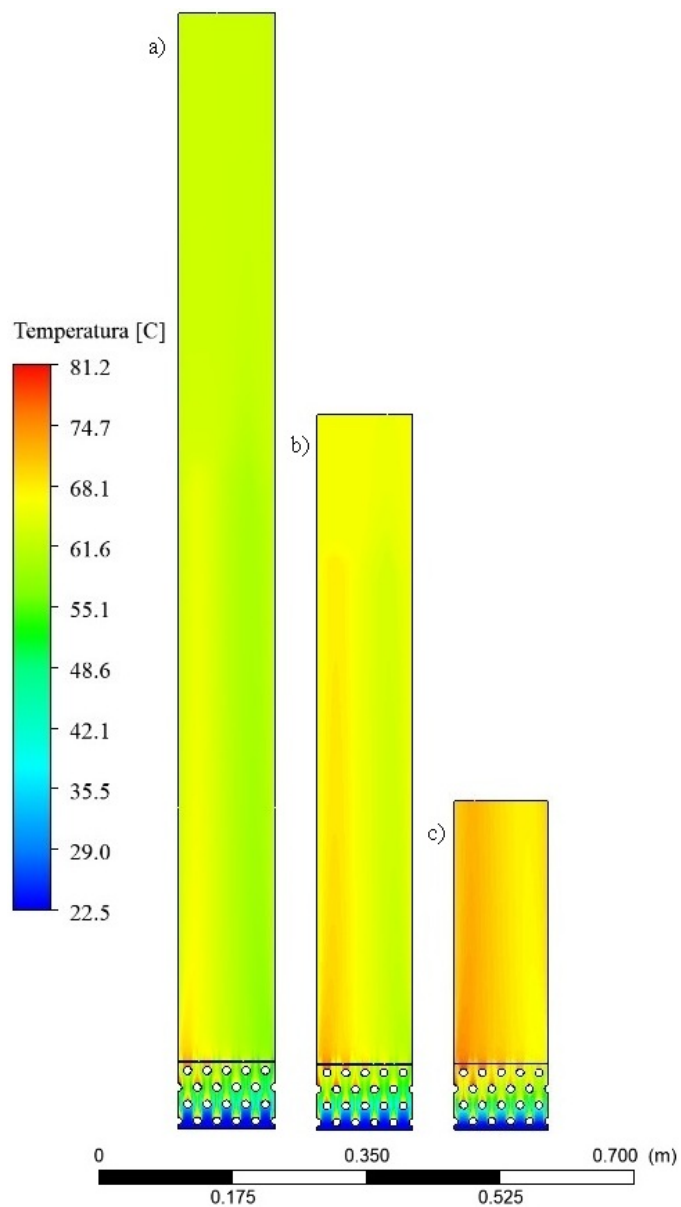
Spośród analizowanych modeli turbulencji najlepszą zgodność wyników otrzymanych w wyniku symulacji CFD i danych eksperymentalnych wykazuje model $k-\varepsilon$. Rozbieżności między wynikami predykcyjnymi a eksperymentalnymi mogą być spowodowane przyjęciem w modelu idealnego połączenia między rurką a lamelą. W testowanych wymiennikach zaobserwowano natomiast niedoskonałości konstrukcyjne przy połączeniu części rurek i lamel, co przekłada się na powstawanie dodatkowego oporu cieplnego na płaszczyźnie styku między rurką a lamelą. Również okresowa infiltracja powietrza otaczającego do przestrzeni obudowy powoduje zmniejszenie strumienia przepływającego powietrza przez wymiennik, co wpływa na uśrednione wartości, otrzymywane w poszczególnych seriach pomiarowych. Wpływ tego zjawiska jest szczególnie obserwowany w przypadku kiedy prędkości powietrza w płaszczyźnie wylotowej obudowy są najmniejsze, a więc dla przypadku różnicy temperatury między powietrzem otaczającym a powierzchnią wymiany ciepła na poziomie 20 K. W dalszej części pracy omówione zostaną wyniki otrzymane dla modelu turbulencji $k-\varepsilon$. Wybór ten jest podyktowany najlepszą zbieżnością otrzymanych wyników z wynikami eksperymentalnymi, spośród analizowanych modeli turbulencji.

6.2.3 Omówienie wyników modelowania CFD

Wyniki numerycznego modelowania CFD zostały omówione przy wykorzystaniu konturów rozkładu temperatury oraz prędkości przepływającego strumienia

6.2. Wyniki modelowania matematycznego

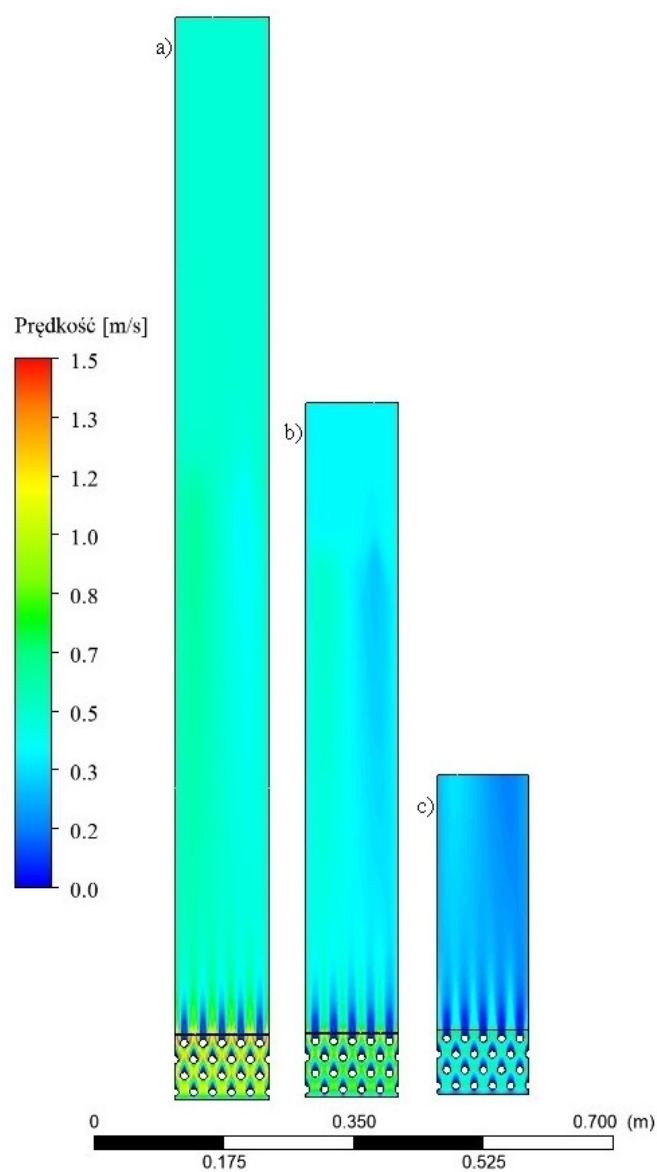
powietrza.



Rys. 6.14 Kontury temperatury przedstawione dla całej wysokości objętości powietrza nad wymiennikiem. Oznaczenia: a) symulacja 1; b) symulacja 4; c) symulacja 7

Zostały one zaprezentowane dla płaszczyzny zlokalizowanej w połowie objętości płynu wyznaczonej po osi współrzędnych Z. Szczegółowe informacje dotyczące poszczególnych symulacji zostały zestawione w tabeli 6.1.

6.2. Wyniki modelowania matematycznego

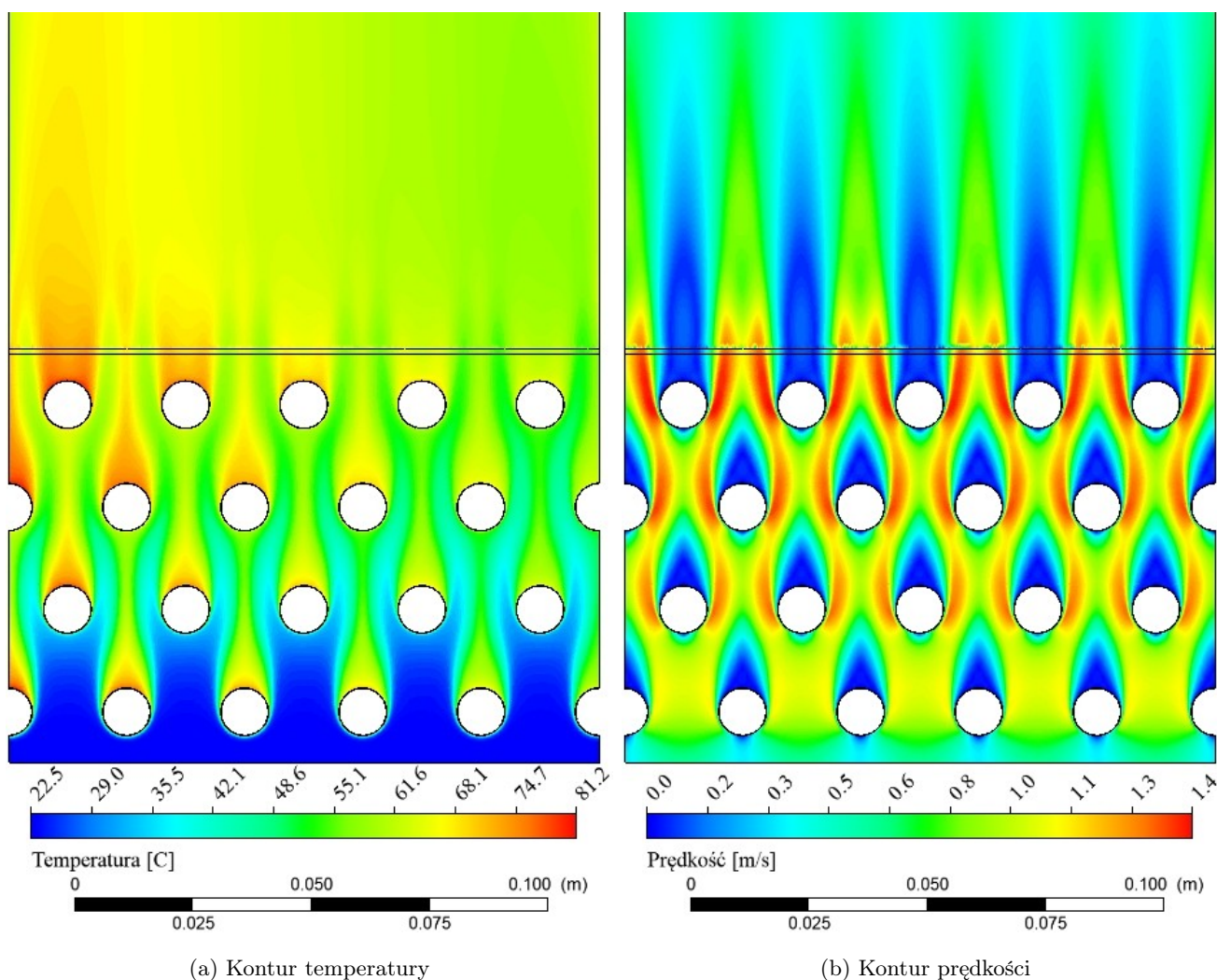


Rys. 6.15 Kontury prędkości przedstawione dla całej wysokości objętości powietrza nad wymiennikiem. Oznaczenia: a) symulacja 1; b) symulacja 4; c) symulacja 7

Na rysunku 6.14 zaprezentowano rozkład konturów temperatury, natomiast na rysunku 6.15 przedstawiono rozkład konturów prędkości dla symulacji nr 1, 4 oraz 7. Symulacje te charakteryzuje podobna temperatura wody oraz powietrza na wejściu do wymiennika oraz różne wysokości obudowy nad wymiennikiem.

6.2. Wyniki modelowania matematycznego

Należy zwrócić uwagę, że temperatura powietrza w objętości komina jest praktycznie jednorodna, wynika to z faktu, iż dochodzi do mieszania się powietrza w tej przestrzeni. Najlepsze wymieszanie powietrza występuje przy wariancie z obudową 1350 mm, natomiast powietrze najslabiej miesza się dla wariantu z obudową 350 mm.

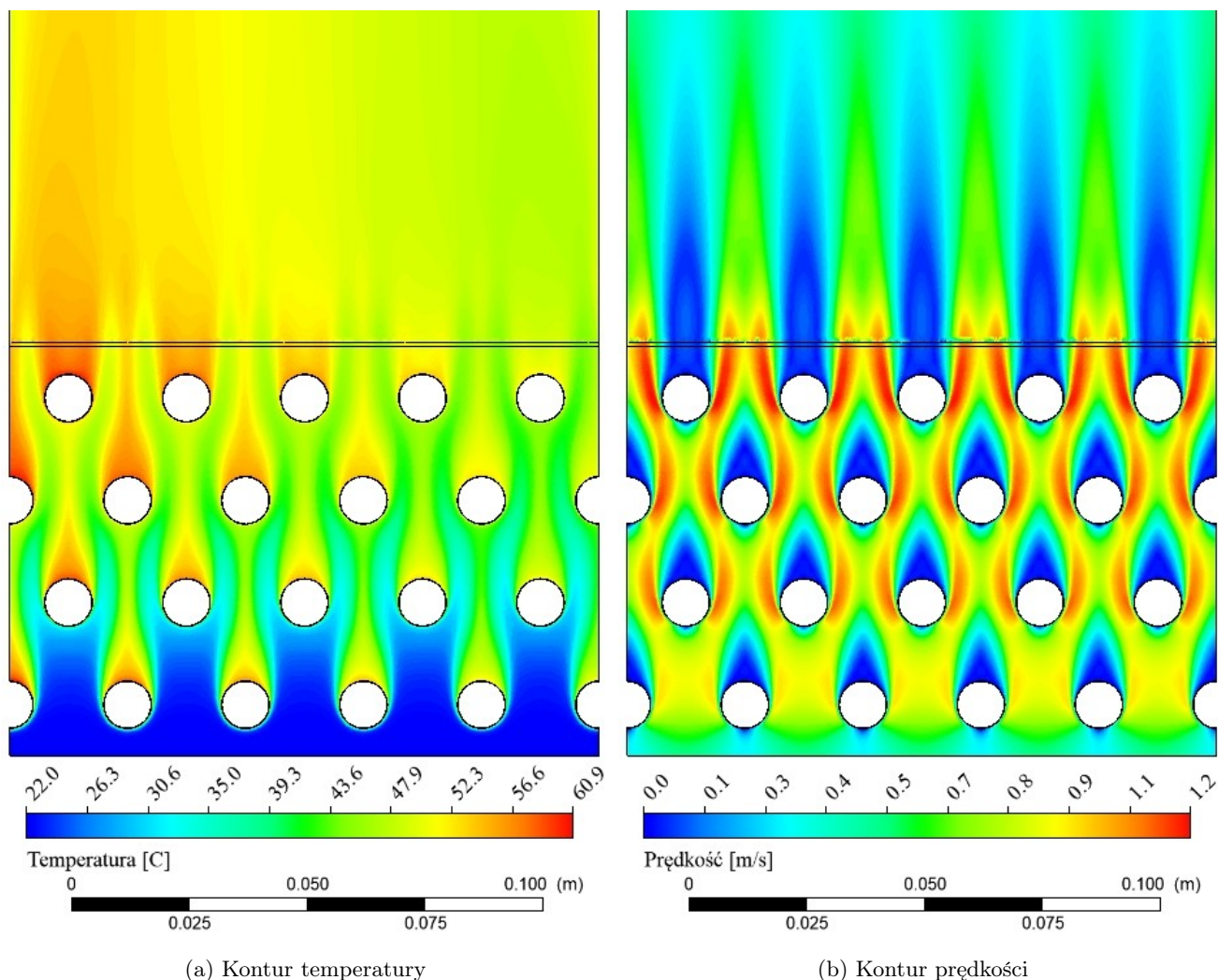


Rys. 6.16 Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 1

Fakt ten spowodowany jest znacznie mniejszym strumieniem masowym powietrza przepływającym przez wymiennik, gdy wysokość komina wynosi 350 mm.

6.2. Wyniki modelowania matematycznego

Strumień ten w odniesieniu do wysokości obudowy 1350 mm jest około 2 razy mniejszy, co przekłada się na znacznie mniejsze prędkości przepływu strumienia powietrza, zobrazowane na rysunku 6.15.



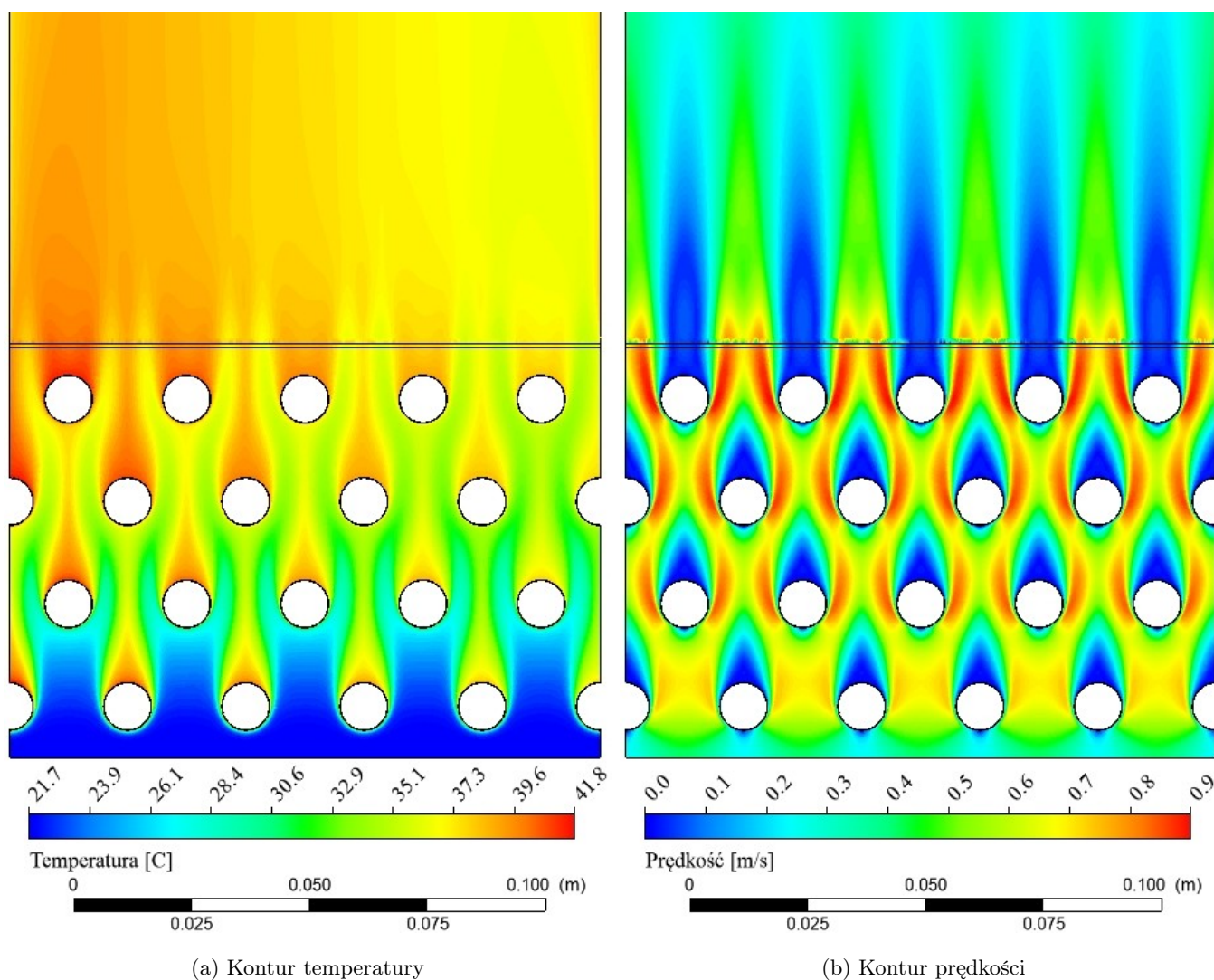
Rys. 6.17 Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 2

Na zaprezentowanych konturach temperatury widać również, że temperatura powietrza za wymiennikiem, gdy wysokość obudowy wynosi 350 mm jest wyższa niż w przypadku, gdy obudowa wynosi 1350 mm. Ten fakt również wynika z dwukrotnie mniejszego strumienia masy powietrza przepływającego przez

6.2. Wyniki modelowania matematycznego

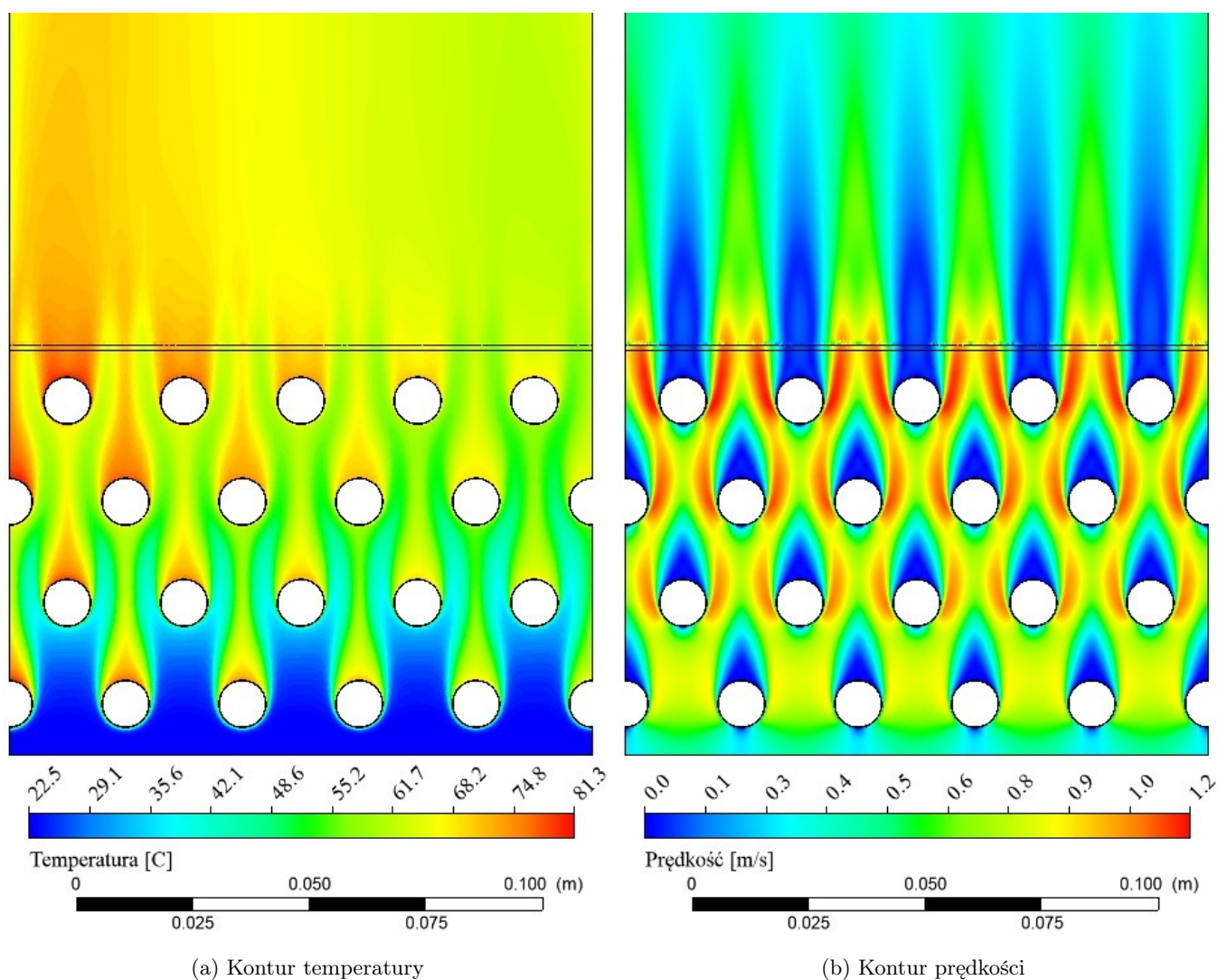
wymiennik ciepła.

W dalszej części podrozdziału zaprezentowane zostały kontury temperatury oraz prędkości przepływu powietrza dla obszaru zawartego między lamelami wraz z objętością powietrza bezpośrednio nad wymiennikiem do wysokości 60 mm.



Rys. 6.18 Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 3

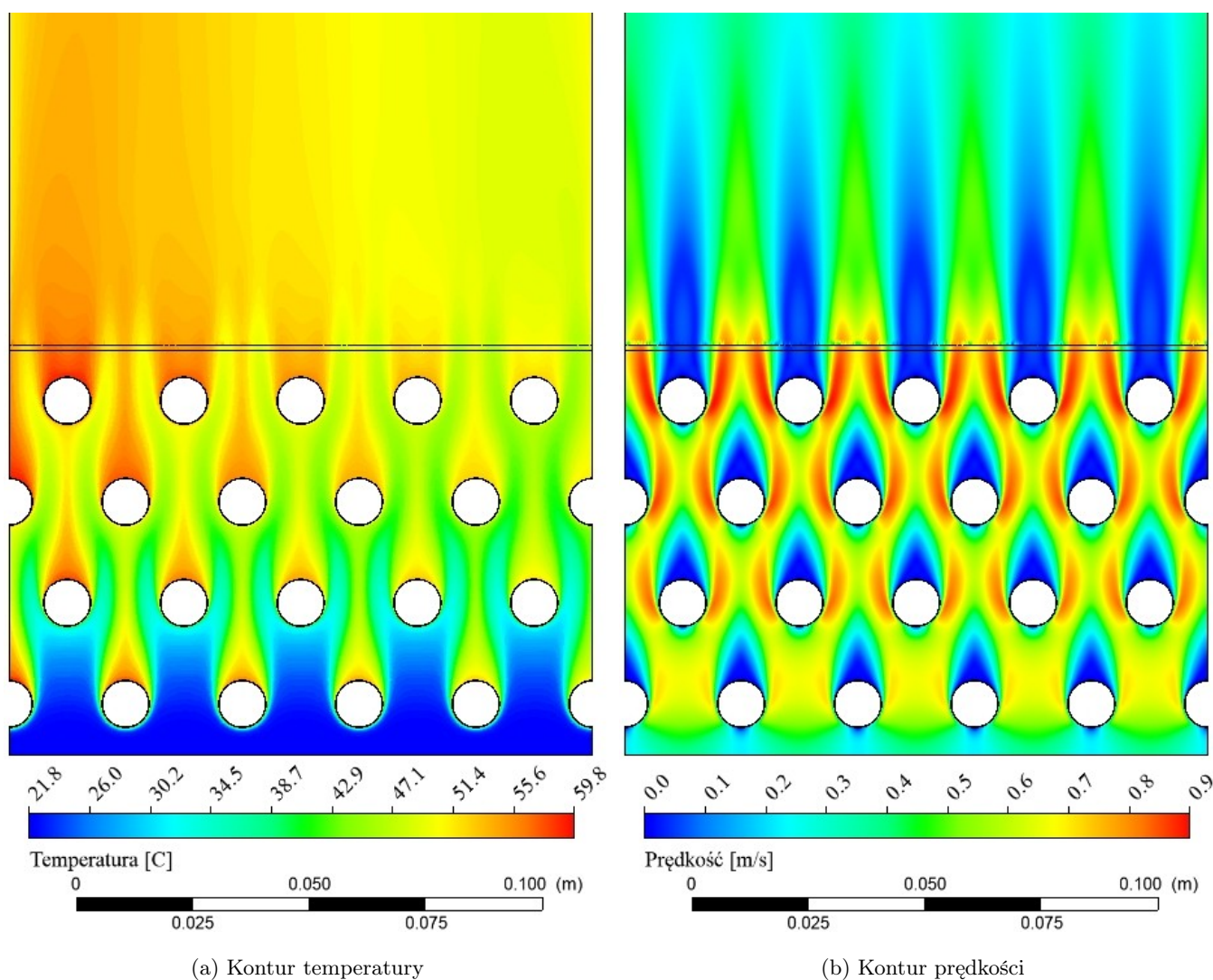
Na rysunkach 6.16 – 6.18 przedstawiono jak kształtują się kontury temperatury oraz prędkości przepływu powietrza dla symulacji z wysokością obudowy nad wymiennikiem również 1350 mm. W zależności od przyjętej temperatury czynnika



Rys. 6.19 Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 4

na wejściu do wymiennika ciepła, maksymalna prędkość przepływu strumienia powietrza zmienia się w zakresie od $1,4 \text{ m s}^{-1}$ do $0,9 \text{ m s}^{-1}$. Najwyższa prędkość przepływu powietrza obserwowana jest na ostatnim rzędzie rur. Należy również zwrócić uwagę, że temperatura strumienia powietrza docierającego do drugiego rzędu rur jest zbliżona do temperatury powietrza na wlocie do wymiennika.

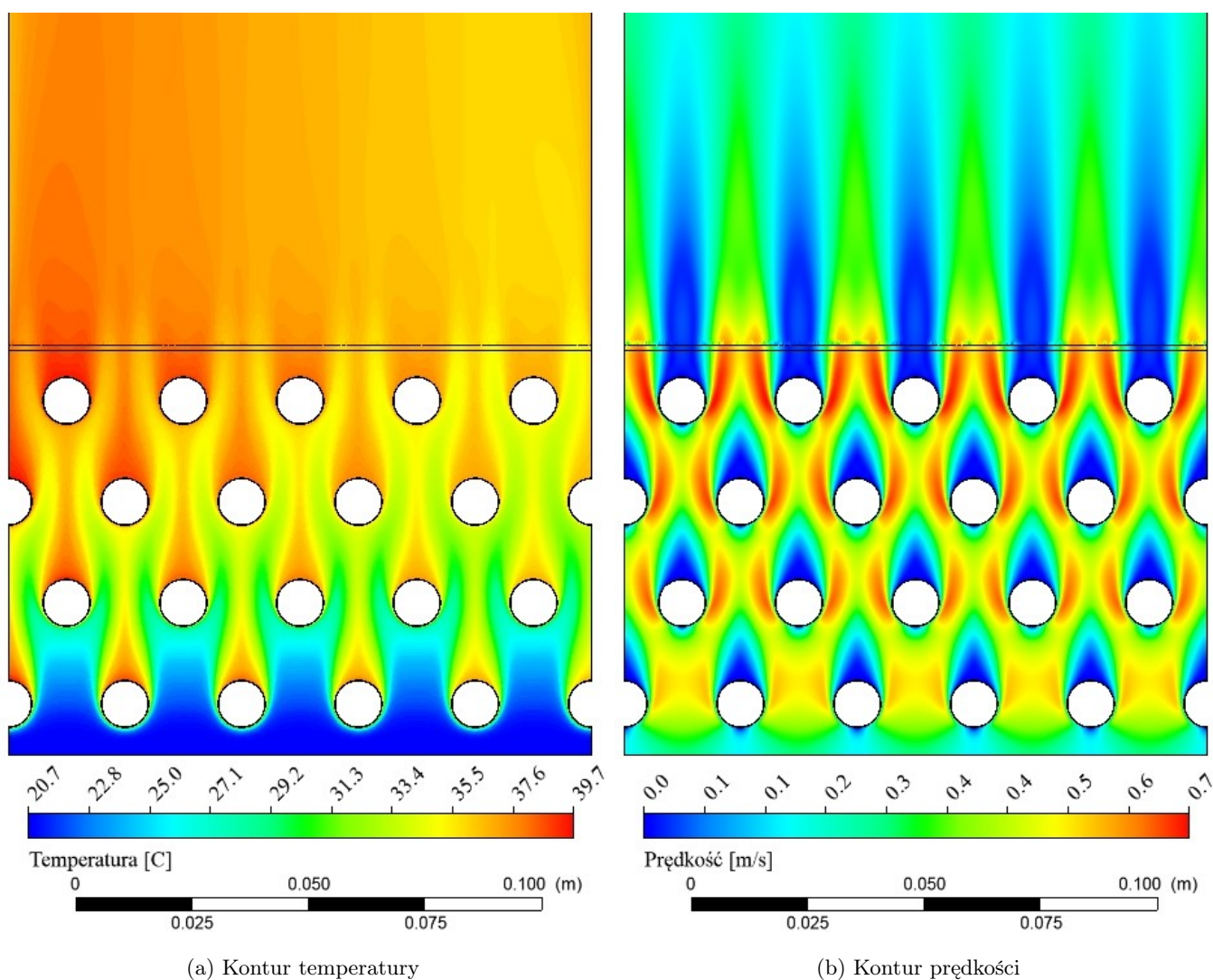
Na rysunkach 6.19 – 6.21 zaprezentowano wyniki dla wymiennika z kominem o wysokości 850 mm. Zakres maksymalnej prędkości powietrza w analizowanych



Rys. 6.20 Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 5

wariantach zmienia się w zakresie od $1,2 \text{ m s}^{-1}$ do $0,7 \text{ m s}^{-1}$. Największa prędkość przepływu strumienia powietrza obserwowana jest na ostatnim rzędzie rur. Temperatura powietrza docierająca do drugiego rzędu rur jest podobna jak temperatura strumienia powietrza na wlocie do domeny obliczeniowej.

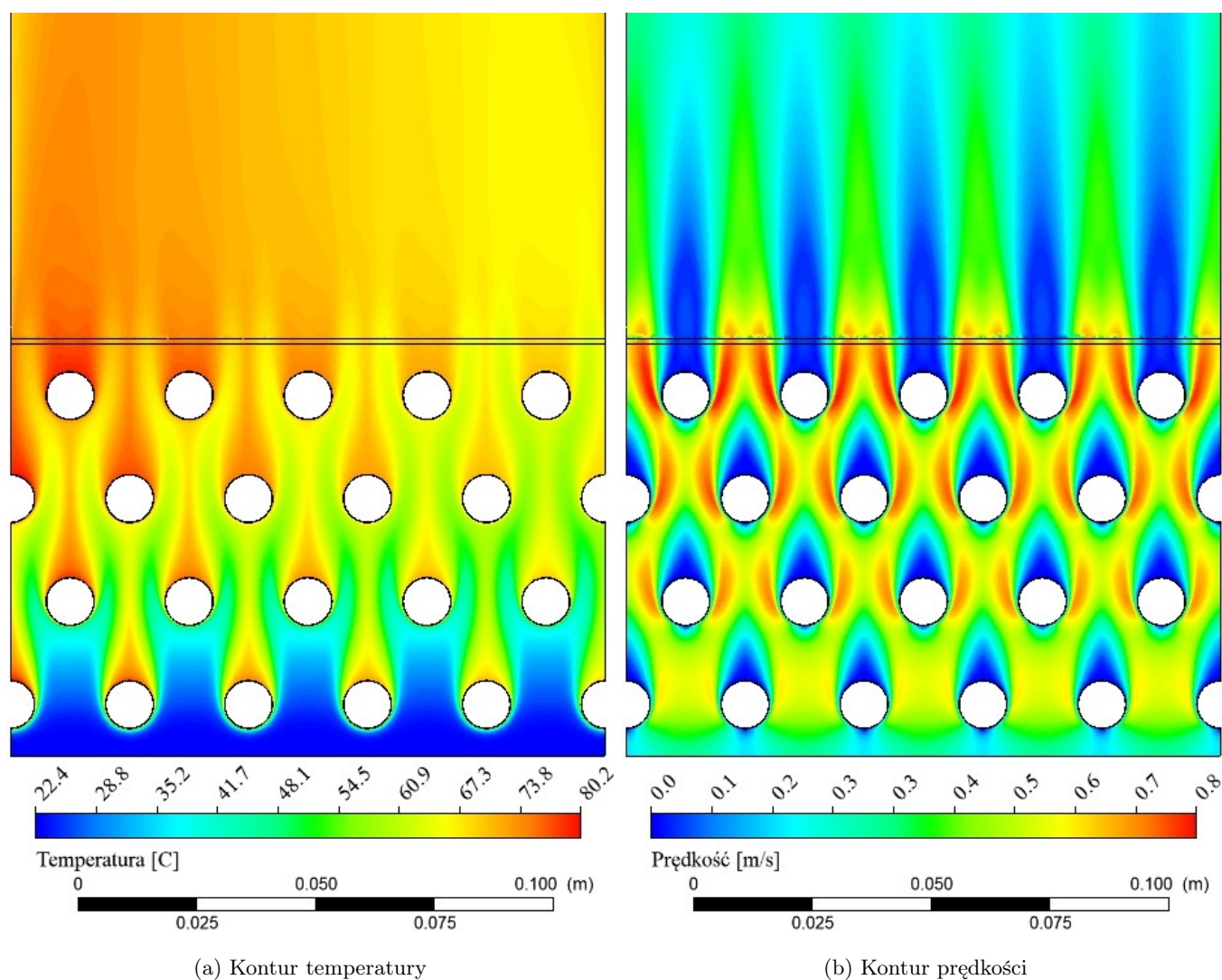
Na rysunkach 6.22 – 6.24 przedstawiono natomiast wyniki dla wymiennika ciepła z obudową o wysokości 350 mm. W zależności od temperatury czynnika pływającego wewnątrz rurek, maksymalna prędkość przepływu powietrza zawiera się



Rys. 6.21 Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 6

w zakresie od $0,8 \text{ m s}^{-1}$ do $0,4 \text{ m s}^{-1}$. Podobnie jak dla poprzednich symulacji, osiągana jest najwyższa prędkość przepływu powietrza na ostatnim rzędzie rur. Temperatura powietrza docierającego do drugiego rzędu rur, jest średnio o około $10 \text{ }^\circ\text{C}$ wyższa. Zjawisko to jest najbardziej widoczne w przypadku symulacji nr 9, gdzie strumień masowy przepływającego powietrza jest najmniejszy spośród nalizowanych konfiguracji.

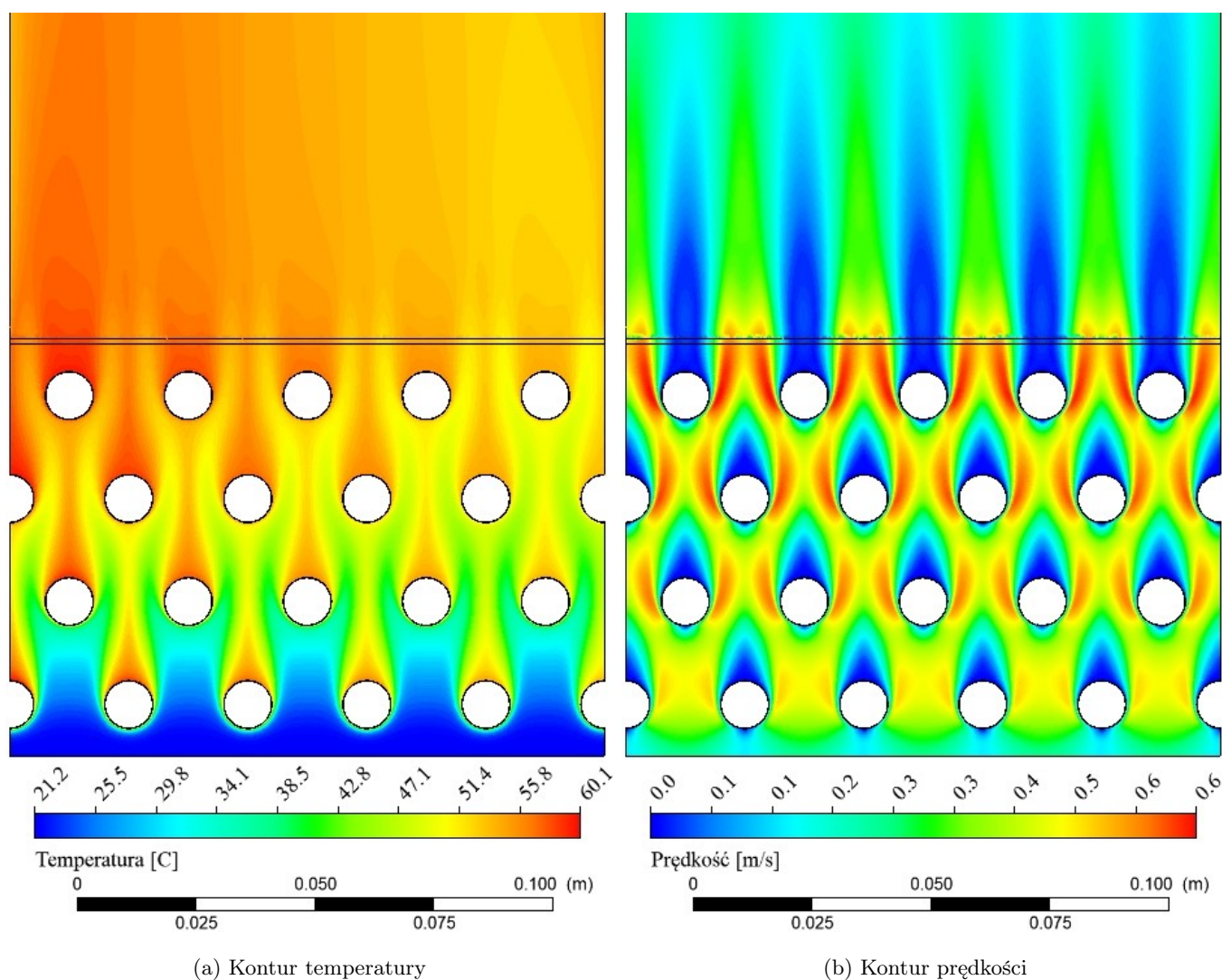
Na zaprezentowanych rysunkach można zauważyć, że rozptył strugi powietrza



Rys. 6.22 Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 7

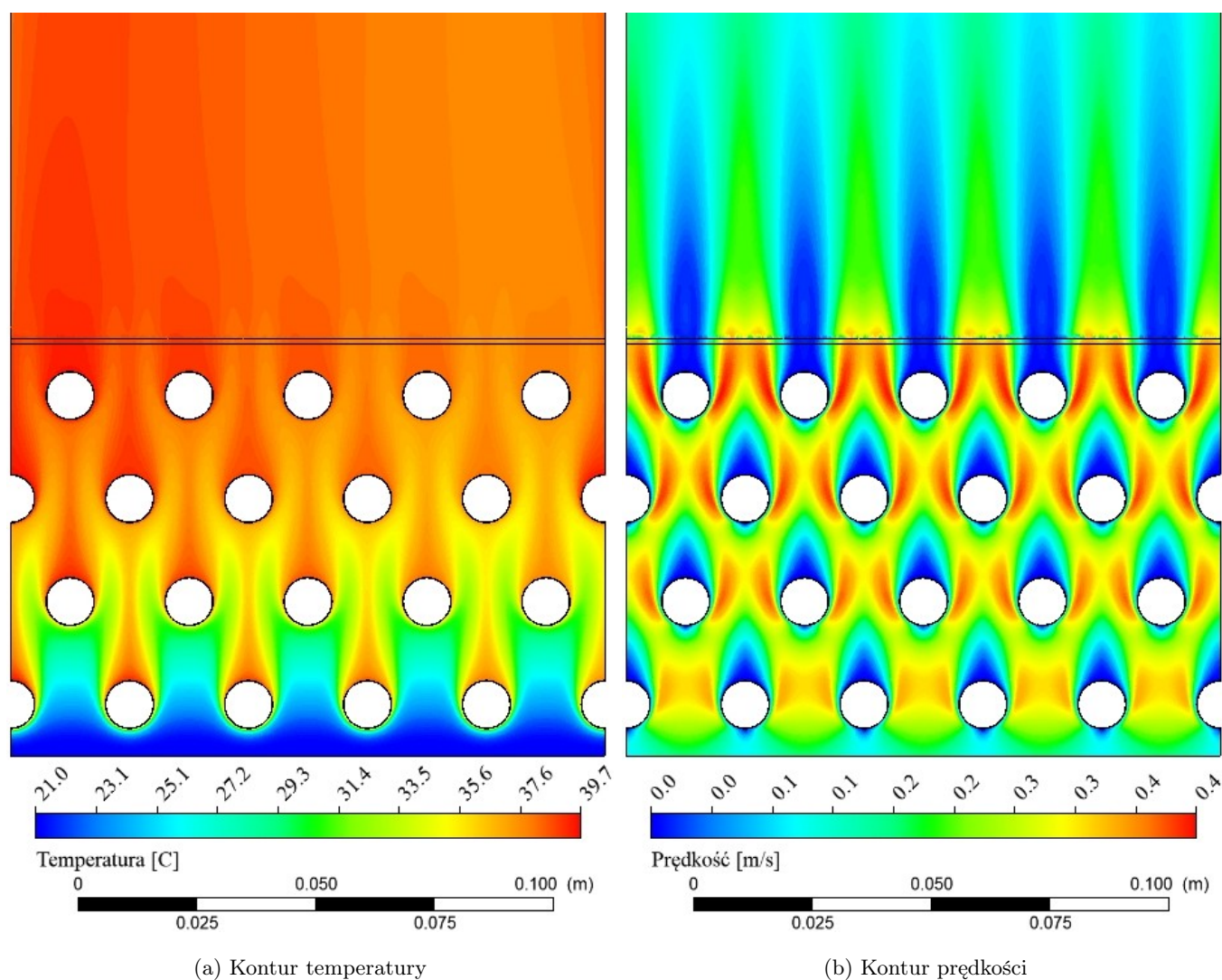
wokół rurek wymiennika ciepła jest równomierny. Największe rozbieżności w równomierności przepływów obserwowane są dla symulacji nr 1, 4 oraz 7. Wynika to z faktu dużej rozpiętości temperatur pomiędzy temperaturą powierzchni pierwszej a ostatniej rurki. Różnica temperatury wynosi od 12 do 15 °C, jednak nie wpływa znacząco na rozdział strumienia masowego powietrza przepływającego między poszczególnymi rzędami rur.

W oparciu o zaprezentowane wyniki badań numerycznych stwierdzono, że wy-



Rys. 6.23 Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 8

sokość obudowy nad wymiennikiem ma istotny wpływ na strumień powietrza przepływającego przez wymiennik, a co za tym idzie na znaczący wzrost wydajności cieplnej oraz średniego współczynnika wnikania ciepła. Dla wariantu z wysokością obudowy 1350 mm strumień masy przepływającego powietrza zawiera się w zakresie od $3,75 \times 10^{-4} \text{ kg s}^{-1}$ do $2,39 \times 10^{-4} \text{ kg s}^{-1}$. W przypadku wysokości komina 850 mm strumień masy przepływającego powietrza zawiera się w przedziale od $2,93 \times 10^{-4} \text{ kg s}^{-1}$ do $1,78 \times 10^{-4} \text{ kg s}^{-1}$. Najmniejszy strumień masy powietrza



Rys. 6.24 Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 9

przepływa przez wymiennik w przypadku obudowy o wysokości 350 mm i zawiera się on w przedziale od $1,85 \times 10^{-4} \text{ kg s}^{-1}$ do $1,09 \times 10^{-4} \text{ kg s}^{-1}$.

6.3 Podsumowanie

W powyższym rozdziale przedstawione zostały wyniki badań eksperymentalnych, dotyczących wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych lamelowych

wymienników ciepła na średnią gęstość strumienia ciepła oraz średnią liczbę Nusselta wyznaczoną dla zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła. Z badań eksperymentalnych wynika, że największy wpływ na intensyfikację procesów wymiany ciepła w warunkach konwekcji swobodnej ma rozstaw powierzchni ożebrowanej, wysokość obudowy nad wymiennikiem ciepła oraz różnica temperatury między powietrzem otaczającym a zewnętrzną powierzchnią wymiany ciepła. Spośród analizowanych kątów ustawienia płaszczyzny wlotowej względem płaszczyzny normalnej do wektora siły grawitacji najlepsze wydajności cieplne osiągnęły dla ustawienia pod kątem 0° oraz 45° . Analizowane geometrie ustawienia rur w wymienniku wykazały, że wymiennik czterorzędowy oraz dwurzędowy osiągają podobne wydajności cieplne.

Ponadto została przeprowadzona walidacja jednowymiarowego modelu wymiany ciepła, opartego na zmodyfikowanej metodzie ε -NTU. Walidacja została wykonana w oparciu o wyniki badań eksperymentalnych wymienników czterorzędowych. Wyniki walidacji wykazują dobrą zgodność wartości predykcyjnych względem wartości eksperymentalnych, które zawierają się w zakresie $\pm 1,5\%$.

W rozdziale została również przeprowadzona walidacja trójwymiarowego modelu, opartego na obliczeniowej mechanice płynów, przygotowanego w komercyjnym oprogramowaniu Ansys Fluent 2021 R2. Przeprowadzono walidację czterech modeli turbulencji w oparciu o wyniki eksperymentalne dla wymiennika czterorzędowego z rozstawem powierzchni ożebrowanej na poziomie 5,6 mm. Wyniki predykcyjne otrzymane dla modelu k - ε charakteryzowały się najlepszą zgodnością z wynikami eksperymentalnymi i zawierały się w przedziale $\pm 10\%$.

Rozdział 7

Analiza potencjału odprowadzenia ciepła metodą konwekcji swobodnej z wymienników lamelowych odprowadzających ciepło z układów chłodniczych w polskich warunkach klimatycznych

W celu oceny potencjału wykorzystania odprowadzania ciepła z układów chłodniczych za pomocą konwekcji swobodnej w polskich warunkach klimatycznych przeprowadzono analizę dla reprezentatywnego obiektu o względnie stałym obciążeniu cieplnym. Analizę przeprowadzono dla trzech lokalizacji na terenie Polski, tj. dla Warszawy, Wrocławia i Krakowa. Jako obiekt reprezentatywny wytypowano system odprowadzający ciepło pochodzące z chłodzenia serwerowni wyposażonej w układ serwerów chłodzonych wodą. Wyboru dokonano biorąc pod uwagę obserwowane trendy związane z gwałtownym wzrostem zapotrzebowania na przetwarzanie i przechowywanie danych, związane m.in. z rozwojem technologii informatycznych, takich jak sztuczna inteligencja, przetwarzanie danych w chmurze czy rozpowszechnienie sieci 5G [106]. Statystyki wskazują, że centra danych odpowiadają za 2–2,5% światowego rocznego zapotrzebowania na energię elektryczną [30]. Prognozuje się, że roczny wzrost zapotrzebowania na energię elektryczną

7.1. Wybór obciążenia cieplnego

w centrach danych będzie wynosił około 12% [48]. Dla przykładu w 2010 roku całkowite zużycie energii elektrycznej wynosiło 238 miliardów kWh [28], natomiast w 2016 roku było to odpowiednio około 416,2 miliardów kWh [103]. Dodatkowo centra danych charakteryzują się wymogiem ciągłego działania (24/7/365) [17]. Dotychczas stosowane systemy chłodzenia powietrzem centr danych zbliżają się do teoretycznej granicy wymiany ciepła [37], natomiast chłodzenie cieczą może pozwolić na kilkukrotnie zwiększenie wydajności chłodzenia [67]. Ponadto, w systemach chłodzonych powietrzem w celu odprowadzenia ciepła wymagane jest stosowanie agregatów chłodniczych, natomiast w przypadku systemów chłodzonych cieczą, w niektórych rejonach Świata ciepło pochodzące z układu może być odprowadzone do atmosfery jedynie przy wykorzystaniu suchych chłodnic cieczy, co przekłada się na znaczne ograniczenie zużycia energii elektrycznej [37]. Przy wykorzystaniu urządzeń opartych na lamelowych wymiennikach ciepła pracujących w warunkach konwekcji swobodnej możliwe są dodatkowe oszczędności energii, wynikające z ograniczenia czasu pracy wentylatorów.

7.1 Wybór obciążenia cieplnego

Ciągle postępy w przemyśle mikroprocesorowym powodują stały wzrost liczby tranzystorów w układach oraz zwiększanie liczby taktowania, co w konsekwencji przekłada się na gwałtowny wzrost gęstości strumienia ciepła, które trzeba w efektywny sposób odprowadzić [16]. Odprowadzenia ciepła powstającego w wyniku pracy urządzeń jest kluczowe pod względem zachowania bezpieczeństwa pracy centrów danych. Jak wykazują badania, główną przyczyną awarii komponentów jest wysoka temperatura układów [8]. Zapotrzebowanie na moc chłodniczą serwera, który można uznać za elementarną jednostkę obliczeniową centrów danych, zmienia się w zależności od chwilowego obciążenia. Jednak, jak pokazują badania, większość serwerów pracuje przez dłuższy czas na poziomie 20% swojej maksymalnej wydajności obliczeniowej [26]. Pomimo niskiego obciążenia serwerów, obserwowane jest zużycie mocy w przedziale 60–100% wartości maksymalnej mocy

7.2. Analizowane warianty

Tab. 7.1 Typowe parametry pracy układów chłodniczych w centrach danych chłodzonych wodą [26]

Parametr	Jednostka	Wartość
Całkowita moc szafy	kW	13–26
Limit temperatury urządzenia	°C	85
Temperatura wody doprowadzanej do szafy	°C	20–60 (maks. 70–75)
Wzrost temperatury wody na serwerach	°C	2–5
Strumień masowy wody na jedną szafę	kg s ⁻¹	0,62–1,55 1,24–3,09

zainstalowanej [66, 69], a niemal cała energia elektryczna pobrana przez układ jest rozpraszana na ciepło [26].

Standardowo, w centrach danych znajdują się serwery o gęstości mocy cieplnej w zakresie od 100-200 W cm⁻², co oznacza, że szafa o powierzchni 0,65 m² może charakteryzować się zapotrzebowaniem na moc chłodniczą na poziomie 30 kW [26]. Ciągły wzrost zapotrzebowania na usługi teleinformatyczne oraz dążenie do ograniczenia powierzchni zajmowanej przez centra danych spowodował, że obecnie wykonywane obiekty tego typu wymagają odprowadzenia ciepła na poziomie 6458–10764 W m⁻² [71]. W starszych centrach danych generowana moc cieplna była 10-krotnie niższa i wynosiła od 430–861 W m⁻²

Na podstawie przeprowadzonego przeglądu literaturowego autorzy pracy [26] wyszczególnili typowe strumienie ciepła oraz temperatury występujące w centrach danych z serwerami chłodzonymi wodą (tab. 7.1).

7.2 Analizowane warianty

W oparciu o opisane w rozdziale 4 modele matematyczne przeprowadzono szereg symulacji w celu określenia wytycznych do wykonania wymiennika ciepła pracującego w warunkach konwekcji swobodnej, dedykowanego do odprowadzenia ciepła

7.2. Analizowane warianty

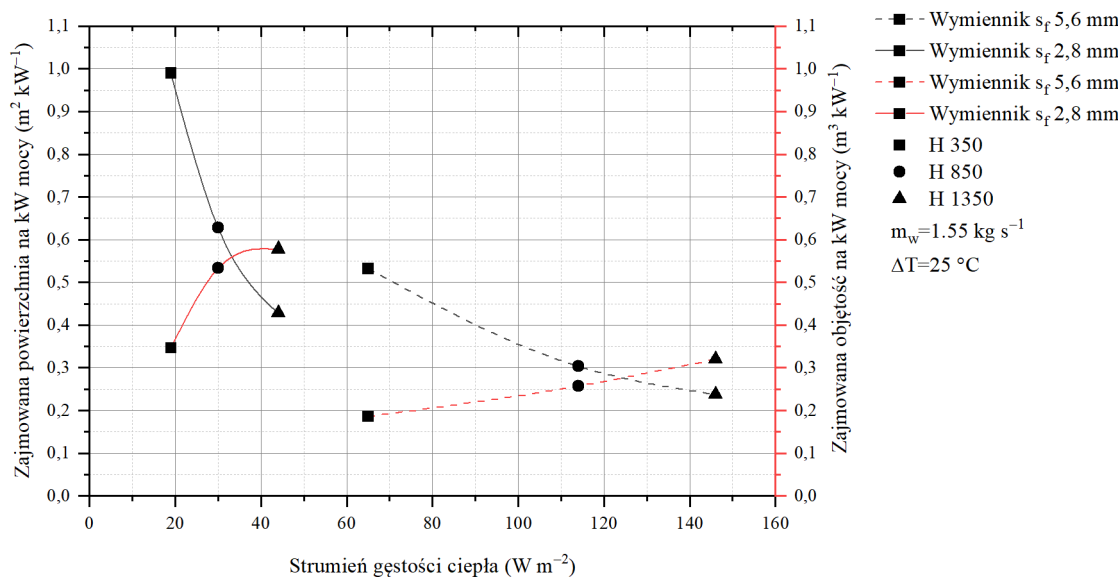
pochodzącego od jednej szafy, wyposażonej w układy serwerów chłodzonych wodą. Ponieważ wymiennik ciepła odprowadza ciepło również w okresie występowania ujemnych temperatur powietrza zewnętrznego, układ zabezpieczono przed możliwością zamarznięcia czynnika krążącego wewnątrz rur. Z tego powodu przewidziano, że w analizowanym wymienniku, ciepło będzie odbierane od wodnego roztworu glikolu etylenowego o stężeniu równym 35%. Parametry termodynamiczne dla 35% roztworu glikolu etylenowego, pobrane zostały z bibliotek CoolProp [22], dla ciśnienia 2 barów. Strumień wodnego roztworu glikolu dobrano w oparciu o wytyczne producenta o nieprzekraczaniu 50 kPa strat, stąd ustalono, iż strumień przypadający na jeden obieg wodny nie może być większy niż $0,08 \text{ kg s}^{-1}$.

Tab. 7.2 Parametry konstrukcyjne oraz warunki pracy analizowanych wymienników ciepła

Parametr	Jednostka	Wartość
Temperatura wejściowa czynnika	°C	25; 35; 45; 55 ;65
Temperatura powietrza otaczającego	°C	0
Strumień masowy czynnika	kg s^{-1}	1,55
Liczba obiegów wodnych	–	20
Maksymalny spadek ciśnienia w wymienniku	kPa	50
Rozstaw powierzchni ożebrowanej	mm	2,8; 5,6
Wysokość obudowy na wymiennikiem	mm	350; 850; 1350
Ustawienie wymiennika	–	poziome

W tabeli 7.2 przedstawiono analizowane w dalszej części rozprawy warunki pracy oraz parametry konstrukcyjne wymienników ciepła. Wyboru racjonalnej konfiguracji rozwiązania dokonano w oparciu o dwa parametry, tj. powierzchnię zajmowaną w rzucie przez urządzenie oraz objętość urządzenia w odniesieniu do 1 kW odprowadzonej energii cieplnej. Na wykresach (rys. 7.1–7.5) naniesiono wartości średniej gęstości strumienia ciepła dla wymiennika 2,8 mm (linia ciągła) oraz wymiennika 5,6 mm (linia przerywana). Ponadto, wartości dla wysokości obudowy 350 mm zostały zaznaczone symbolem kwadratu, dla wysokości 850 mm symbolem koła,

7.2. Analizowane warianty

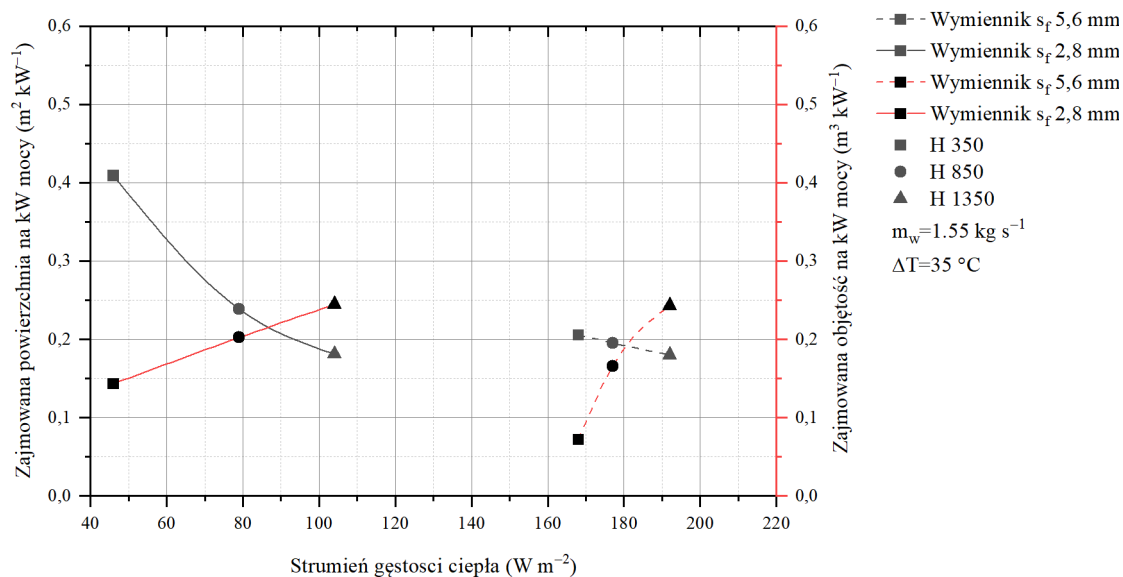


Rys. 7.1 Wpływ parametrów pracy instalacji na niezbędną powierzchnię oraz objętość zajmowaną przez wymiennik dla temperatury zasilania $25 \text{ }^\circ\text{C}$

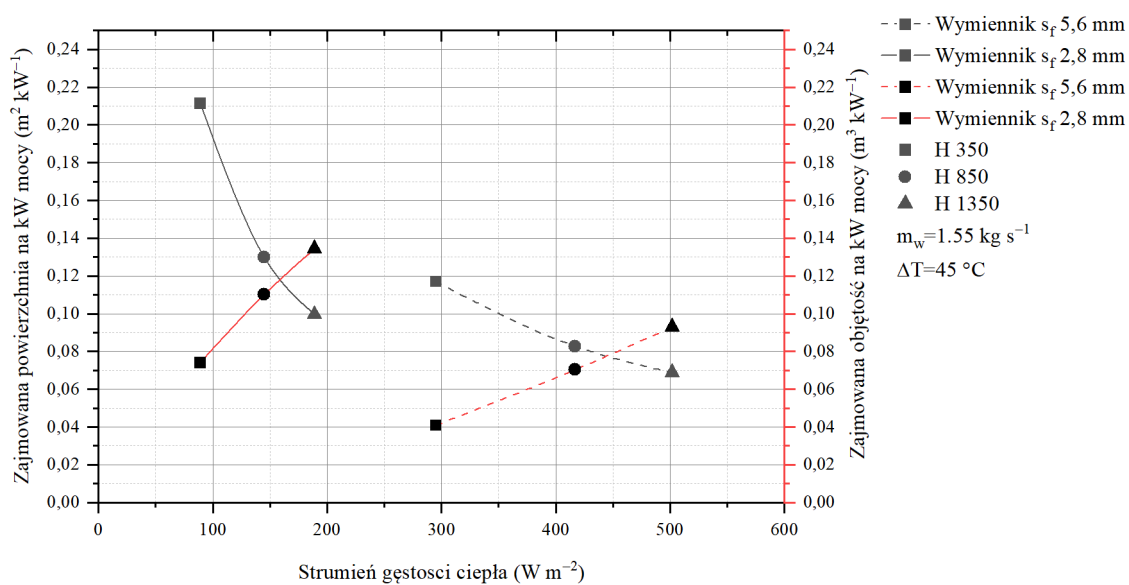
natomiast charakteryzujące wysokość 1350 mm symbolem trójkąta.

W oparciu o wykresy (rys. 7.1–7.5) można zauważyć, że wraz ze zwiększającą się temperaturą czynnika wpływającego do wymiennika, wymagana jest coraz mniejsza powierzchnia do odprowadzenia 1 kW energii w warunkach konwekcji swobodnej. Dodatkowo, dla każdego z analizowanych wariantów temperatury zasilania, wymiennik z rozstawem lamel 5,6 mm charakteryzował się większym strumieniem odprowadzanego ciepła w odniesieniu do zewnętrznej powierzchni wymiany ciepła. Pomimo że wymiennik ciepła z rozstawem lamel 5,6 mm dla tych samych gabarytów posiada około dwukrotnie mniejszą powierzchnię wymiany ciepła niż wymiennik z rozstawem lamel na poziomie 2,8 mm, oddaje on około dwa razy większy strumienia ciepła, w wyniku czego wymaga mniejszej powierzchni i objętości do oddania 1 kW energii cieplnej do powietrza w warunkach konwekcji swobodnej.

7.2. Analizowane warianty

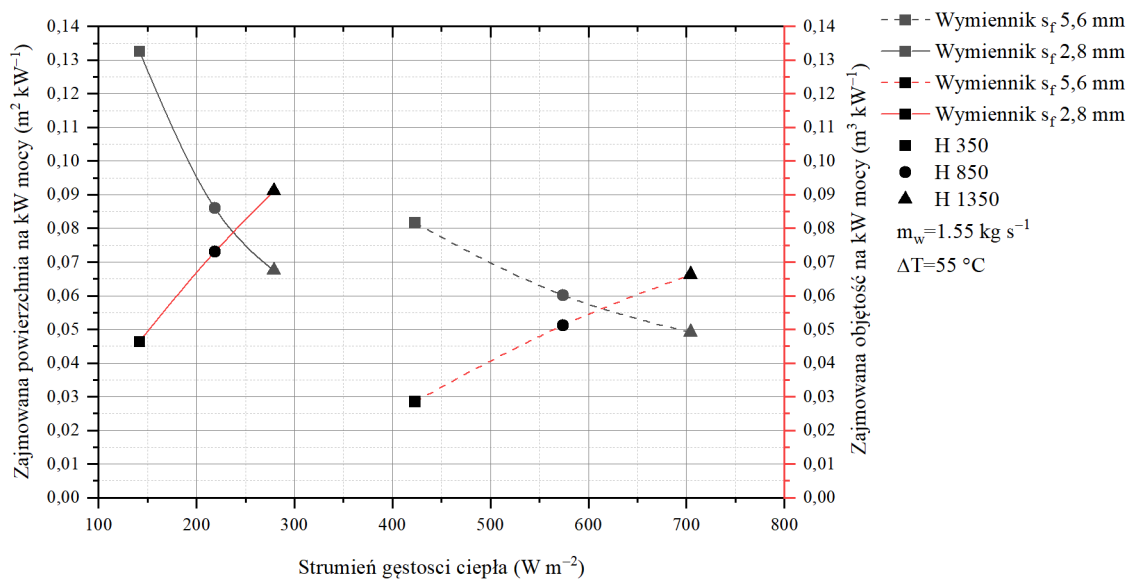


Rys. 7.2 Wpływ parametrów pracy instalacji na niezbędną powierzchnię oraz objętość zajmowaną przez wymiennik dla temperatury zasilania 35 °C

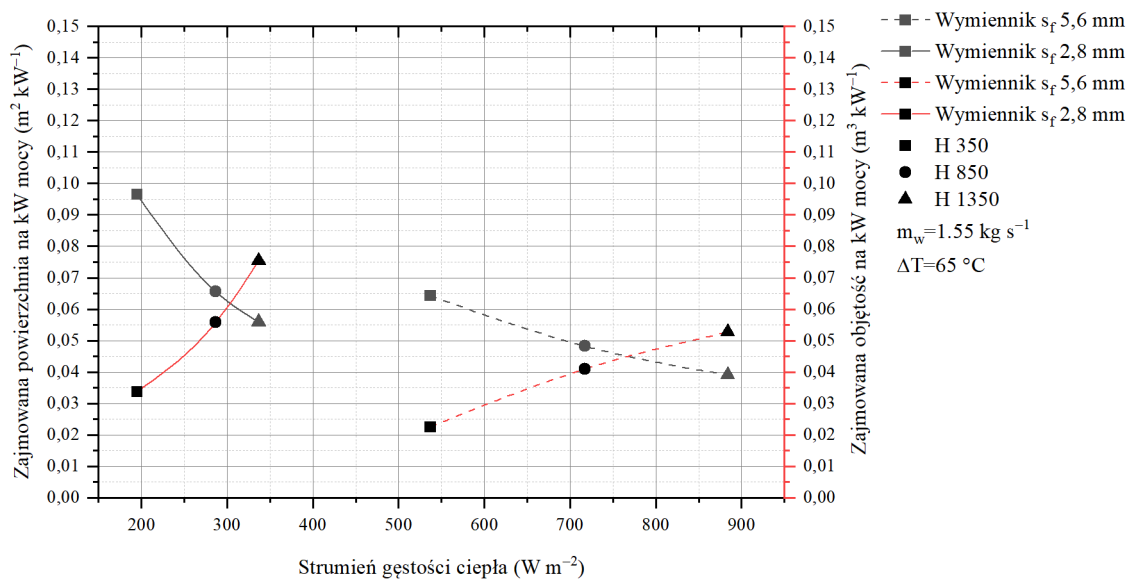


Rys. 7.3 Wpływ parametrów pracy instalacji na niezbędną powierzchnię oraz objętość zajmowaną przez wymiennik dla temperatury zasilania 45 °C

7.2. Analizowane warianty



Rys. 7.4 Wpływ parametrów pracy instalacji na niezbędną powierzchnię oraz objętość zajmowaną przez wymiennik dla temperatury zasilania 55 °C



Rys. 7.5 Wpływ parametrów pracy instalacji na niezbędną powierzchnię oraz objętość zajmowaną przez wymiennik dla temperatury zasilania 65 °C

Pod względem powierzchni zajmowanego miejsca oraz objętości niezbędnej do osiągnięcia 1 kW mocy chłodniczej można zauważyć, że najkorzystniejszymi parametrami charakteryzuje się wymiennik z wysokością obudowy 850 mm. W oparciu o powyższe informacje zaleca się, aby stosować wymienniki ciepła z rozstawem lamel nie mniejszym niż 5,6 mm i wysokością obudowy na poziomie od 850 mm do 1350 mm.

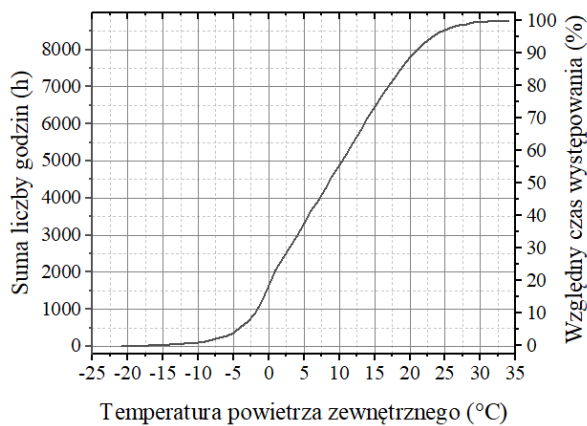
7.3 Wybór danych klimatycznych

Analizę pracy urządzenia odprowadzającego ciepła z serwerowni przeprowadzono dla trzech miast położonych na terenie Polski. Są nimi Warszawa, Wrocław oraz Kraków. Do analizy wykorzystano typowy rok meteorologiczny, uśredniający okres od 2007 do 2021 roku, przygotowany przez autorów strony climate.onebuilding.org [3], na podstawie danych godzinowych udostępnionych przez Narodową Administrację Oceaniczną i Atmosferyczną Stanów Zjednoczonych. Na rysunku 7.6 przedstawiony został średni czas występowania temperatury powietrza zewnętrznego, określonego na podstawie wybranych danych meteorologicznych [3]. Na osi rzędnych zlokalizowanej po lewej stronie wykresu, zaznaczona została suma liczby godzin w roku występowania danego zakresu temperatur, natomiast na osi rzędnych po prawej stronie naniesiono względny czas występowania danego zakresu temperatur w roku.

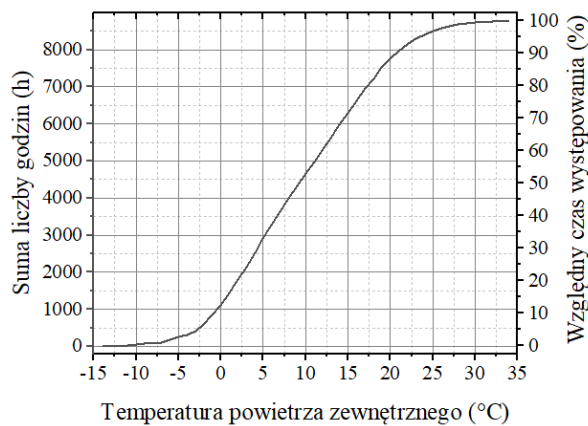
Przedstawione wykresy (rys. 7.6) wskazują, że statystycznie około 70% czasu w roku temperatura nie przekracza 14 °C, około 50% czasu w roku temperatura nie przekracza 9 °C, natomiast temperatura mniejsza lub równa 4 °C, występuje około 30% czasu w roku.

$$Tz \leq \begin{cases} 14^{\circ}\text{C} - \text{występuje } 6057\text{h co stanowi } 70\% \text{ czasu} \\ 9^{\circ}\text{C} - \text{występuje } 4520\text{h co stanowi } 50\% \text{ czasu} \\ 4^{\circ}\text{C} - \text{występuje } 2974\text{h co stanowi } 30\% \text{ czasu} \end{cases} \quad (7.1)$$

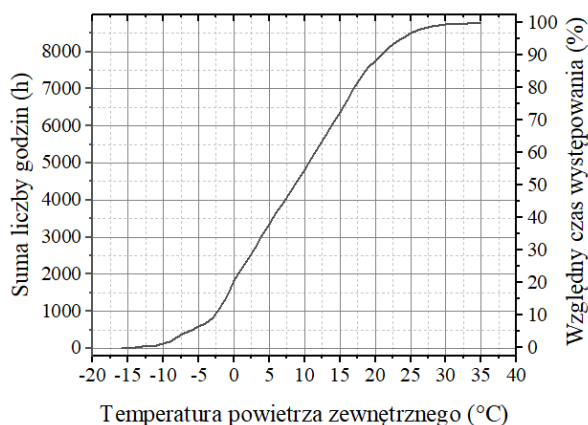
7.4. Podsumowanie



(a) Warszawa



(b) Wrocław



(c) Kraków

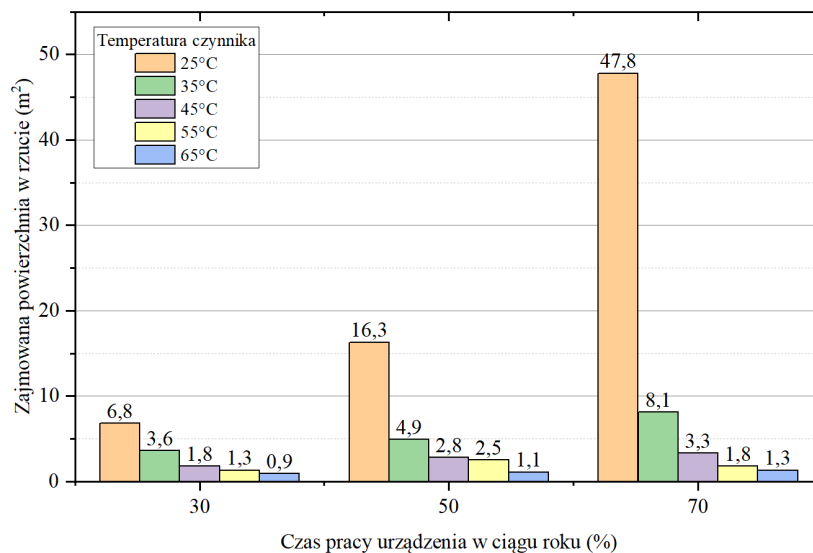
Rys. 7.6 Uporządkowany wykres liczby godzin występowania w cyklu rocznym temperatury powietrza zewnętrznego

7.4 Podsumowanie

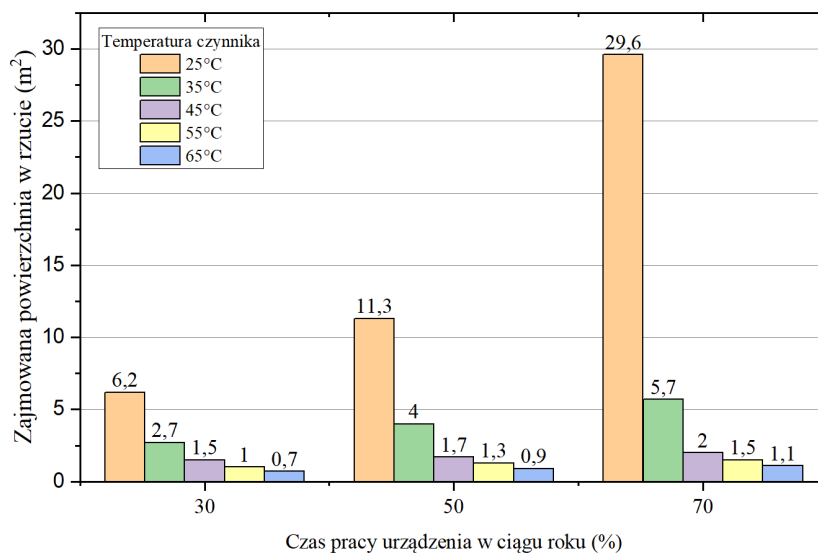
Ostatnia część pracy koncentruje się na analizie racjonalnego odprowadzenia ciepła, pochodzącego z układów chłodniczych, pracujących na potrzeby wodnego chłodzenia szaf serwerowych. W oparciu o przegląd literaturowy, określono, że

7.4. Podsumowanie

średnie zapotrzebowanie na energię chłodniczą jednej szafy o powierzchni $0,65 \text{ m}^2$ wynosi około 18 kW [26].



(a) Wysokość obudowy 850 mm



(b) Wysokość obudowy 1350 mm

Rys. 7.7 Wymagana powierzchnia dla urządzenia przy różnych parametrach pracy, odprowadzającego ciepło pochodzące z jednej szafy serwerowej o średniej mocy 18 kW

7.4. Podsumowanie

W oparciu o powyższe dane określona została wymagana powierzchnia w rzucie, niezbędna do odprowadzenia ciepła pochodzącego z jednej szafy, w zależności od założonego minimalnego czasu pracy urządzenia, wynoszącego odpowiednio 70%, 50% oraz 30% czasu w roku, przy schłodzeniu wodnego roztworu glikolu na poziomie 5 °C.

Na rysunku 7.7 została przedstawiona niezbędna powierzchnia zajmowana przez urządzenie o wysokości obudowy 850 oraz 1350 mm, odprowadzające 18 kW energii w zależności od temperatury wody zasilającej oraz temperatury powietrza otaczającego. Jak można zauważyć na poniższych wykresach, wymagana powierzchnia pod zabudowę urządzenia jest istotnie uzależniona od parametrów temperaturowych pracy instalacji. Natomiast w sytuacji kiedy temperatura czynnika zawiera się w zakresie od 35 do 65 °C, urządzenie będzie zajmować około 3,5 razy więcej miejsca niż powierzchnia zajmowana przez szafę z serwerami. Jeżeli przyrówna się to do urządzenia odprowadzającego ciepło w warunkach konwekcji wymuszonej, to urządzenie to zajmowałoby powierzchnię około 1,5 razy większą niż szafa sterownicza. W przypadku systemów pracujących w temperaturze 25 oraz 35 °C stosowanie urządzeń opartych na odprowadzeniu ciepła przy wykorzystaniu mechanizmu konwekcji swobodnej wydaje się niezasadne, ponieważ rozwiązanie to wymagałoby dużej powierzchni pod zabudowę urządzeń. W tym przypadku należałoby poszerzyć zakres badań o określenie charakterystyki pracy urządzenia wyposażonego w obudowę o większej wysokości.

Odprowadzenie ciepła pochodzącego z układu wodnego chłodzenia centr danych stanowi zaledwie jeden z potencjalnych obszarów wykorzystania analizowanych rozwiązań. Urządzenia mogą być stosowane w miejscach, gdzie konieczne jest odprowadzenie ciepła do atmosfery od czynnika o temperaturze na poziomie 30°C i więcej. Wspomniane parametry czynnika obserwuje się w systemach odprowadzających ciepło ze skraplania pary czynnika chłodniczego, czy w instalacjach chłodzenia form wtryskowych przy produkcji komponentów z tworzywa sztucznego.

Rozdział 8

Podsumowanie i konkluzje

Przedmiotem niniejszej rozprawy doktorskiej była analiza wydajności cieplnej lamelowych wymienników ciepła w warunkach konwekcji swobodnej po stronie powietrza. Analizie zostały poddane przeponowe wymienniki ciepła z rozwiniętą powierzchnią wymiany ciepła po stronie powietrza, w postaci pakietów lamel aluminiowych. Proces wymiany ciepła analizowano za pomocą jednowymiarowego modelu ε -NTU, modelu trójwymiarowego, opartego na obliczeniowej mechanice płynów oraz w ramach badań eksperymentalnych prowadzonych na specjalnie w tym celu zaprojektowanym stanowisku.

Badania eksperymentalne zostały przeprowadzone dla czterech wybranych wymienników ciepła. Wymienniki zostały dobrane tak, aby ich konstrukcja odpowiadała rozwiązaniom typowym, stosowanym w suchych chodnicach cieczy. Ponadto konstrukcja wybranych wymienników ciepła została dobrana w taki sposób, aby umożliwiła określenie wpływu na wydajność cieplną parametrów konstrukcyjnych, jak rozstaw powierzchni ożebrowanej i geometria ustawienia rur w wymienniku ciepła. Dla każdego z badanych wymienników ciepła przeanalizowano również wpływ na wydajność cieplną kąta ustawienia płaszczyzny wlotowej powietrza względem płaszczyzny normalnej do wektora siły grawitacji oraz wysokości obudowy wymiennika.

W ramach pracy przygotowane zostały modele matematyczny wymiany ciepła, uwzględniające złożoność przepływu czynników w wymienniku ciepła. Przygotowany został model jednowymiarowej wymiany ciepła, bazujący na zmodyfikowanej metodzie ε -NTU oraz model trójwymiarowy, oparty na obliczeniowej mechanice płynów (CFD). Zaprezentowane w pracy modele wykorzystywane były na zasadzie sprzężenia zwrotnego. Wyniki modelowania matematycznego zostały zweryfiko-

wane z danymi eksperymentalnymi, otrzymanymi w wyniku testów. Pozytywne wyniki walidacji wskazały, że można otrzymać dokładność symulacji na poziomie $\pm 15\%$. W przypadku modeli CFD zaleca się, aby do obliczeń wykorzystywać model turbulencji k- ϵ .

Do najważniejszych wniosków z przeprowadzonych badań należą:

- wydajność cieplna wymiennika jest mocno skorelowana z różnicą temperatury pomiędzy temperaturą zewnętrzną powierzchni wymiany ciepła a temperaturą otaczającego powietrza,
- wysokość obudowy nad wymiennikiem ciepła ma istotny wpływ na wydajność cieplną wymiennika,
- zaobserwowano istotny wpływ rozstawu powierzchni ożebrowanej na wydajność cieplną wymiennika ciepła,
- największy strumień ciepła odprowadzany był z wymiennika w przypadku jego poziomego ustawienia,
- wymiennik dwu- oraz czterorzędowy charakteryzował się podobnymi wydajnościami cieplnymi.

W oparciu o przygotowane modele matematyczne przeprowadzono szereg symulacji w celu określenia możliwości racjonalnego odprowadzenia ciepła z instalacji chłodniczych dla polskich warunków klimatycznych. Przeprowadzone prace wykazały, że możliwe jest efektywne odprowadzenie ciepła z wykorzystaniem mechanizmu konwekcji swobodnej przez około 70% czasu w roku. Wynik ten jest jednak w istotny sposób zależny od temperaturowych parametrów pracy instalacji chłodniczej.

Według opinii autora, na podstawie przeprowadzonych badań i obliczeń numerycznych, istnieje możliwość efektywnego usuwania ciepła do atmosfery w polskich warunkach klimatycznych za pomocą lamelowych wymienników ciepła, które działają w reżimie konwekcji swobodnej. Czas pracy urządzeń, w zależności od para-

metrów pracy instalacji, dochodzi do 9 miesięcy w roku, co stanowi potwierdzenie przyjętej tezy.

Bibliografia

- [1] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/125/WE z dnia 21 października 2009 r. ustanawiająca ogólne zasady ustalania wymogów dotyczących ekoprojektu dla produktów związanych z energią.
- [2] Rozporządzenie Komisji (UE) 2016/2281 z dnia 30 listopada 2016 r. wykonania dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/125/WE ustanawiającej ogólne zasady ustalania wymogów dotyczących ekoprojektu dla produktów związanych z energią w odniesieniu do wymogów dotyczących ekoprojektu dla produktów do ogrzewania powietrznego, produktów chłodzących, wysokotemperaturowych agregatów chłodniczych i klimakonwektorów wentylatorowych.
- [3] Climate.onebuilding. Web pages: <http://www.climate.onebuilding.org>.
- [4] Materiały techniczne i katalogi firmy kelvion sp. z o.o. (www.kelvion.com/pl dostęp dnia 23.05.2022).
- [5] EUROSTAT (2023). Heating and cooling degree days - statistics. Web pages: <https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index>.
- [6] International Energy Agency. *The Future of Cooling: Opportunities for energy-efficient air conditioning*. 2018.
- [7] M.A.T. Ahmed, M. Elsayed, T. Yusaf, R.A. Al-Juboori. Development of a re-usable numerical simulation tool for turbulent flow and convective heat transfer in a radial flow reactor. *Computers & Chemical Engineering*, 26(7-8):1117–1130, 2002.
- [8] Sundaram Shanmuga Anandan, Velraj Ramalingam. Thermal management of electronics: A review of literature. *Thermal science*, 12(2):5–26, 2008.

- [9] ANSYS, Inc. *ANSYS Fluent Theory Guide*, 2022.
- [10] Wanchai Asvapoositkul, Mantheerapol Kuansathan. Comparative evaluation of hybrid (dry/wet) cooling tower performance. *Applied Thermal Engineering*, 71(1):83–93, 2014.
- [11] Herchang Ay, JiinYuh Jang, Jer-Nan Yeh. Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(20):4069–4078, 2002.
- [12] Adrian Bejan, Alex J Fowler, George Stanescu. The optimal spacing between horizontal cylinders in a fixed volume cooled by natural convection. *International journal of heat and mass transfer*, 38(11):2047–2055, 1995.
- [13] Adrian Bejan, Allan D Kraus. *Heat transfer handbook*, wolumen 1. John Wiley & Sons, 2003.
- [14] MS Bhatti. Turbulent and transition flow convective heat transfer in ducts. *Handbook of single-phase convective heat transfer*, 1987.
- [15] Dariusz Butrymowicz, Kazimierz Gutkowski. *Chłodnictwo i klimatyzacja*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, 2016.
- [16] Alfonso Capozzoli, Giulio Primiceri. Cooling systems in data centers: state of art and emerging technologies. *Energy Procedia*, 83:484–493, 2015.
- [17] Jinkyun Cho, Yundeok Kim. Improving energy efficiency of dedicated cooling system and its contribution towards meeting an energy-optimized data center. *Applied Energy*, 165:967–982, 2016.
- [18] TT Chow, Zang Lin, XY Yang. Placement of condensing units of split-type air-conditioners at low-rise residences. *Applied thermal engineering*, 22(13):1431–1444, 2002.

- [19] Chi-Ming Chu, Md Mizanur Rahman, Sivakumar Kumaresan. Effect of cold inflow on chimney height of natural draft cooling towers. *Nuclear Engineering and Design*, 249:125–131, 2012.
- [20] Stuart W Churchill, Humbert HS Chu. Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. *International journal of heat and mass transfer*, 18(9):1049–1053, 1975.
- [21] Marc Compton, Sarah Willis, Behnaz Rezaie, Karen Humes. Food processing industry energy and water consumption in the pacific northwest. *Innovative food science & emerging technologies*, 47:371–383, 2018.
- [22] CoolProp. CoolProp:open-source thermodynamic property database, 2021.
- [23] Alessandra De Angelis, Damiana Chinese, Onorio Saro. Free-cooling potential in shopping mall buildings with plants equipped by dry-coolers boosted with evaporative pads. *Int. J. Heat Technol*, 35:853–862, 2017.
- [24] Yabin Dong, Marney Coleman, Shelie A Miller. Greenhouse gas emissions from air conditioning and refrigeration service expansion in developing countries. *Annual Review of Environment and Resources*, 46:59–83, 2021.
- [25] Paweł Drag, Krystyn Styczeń. A two-step approach for optimal control of kinetic batch reactor with electroneutrality condition. *Przeegląd Elektrotechniczny*, 88(6):176–180, 2012.
- [26] Khosrow Ebrahimi, Gerard F Jones, Amy S Fleischer. A review of data center cooling technology, operating conditions and the corresponding low-grade waste heat recovery opportunities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 31:622–638, 2014.
- [27] Joel H Ferziger, Milovan Perić, Robert L Street. *Computational methods for fluid dynamics*, wolumen 3. Springer, 2002.

- [28] Suresh V Garimella, Tim Persoons, Justin Weibel, Lian-Tuu Yeh. Technological drivers in data centers and telecom systems: Multiscale thermal, electrical, and energy management. *Applied energy*, 107:66–80, 2013.
- [29] Volker Gnielinski. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *Int. Chem. Eng.*, 16(2):359–368, 1976.
- [30] Rohit Gupta, Hosein Moazamigoodarzi, SeyedMorteza MirhoseiniNejad, Douglas G Down, Ishwar K Puri. Workload management for air-cooled data centers: An energy and exergy based approach. *Energy*, 209:118485, 2020.
- [31] E Hahne, D Zhu. Natural convection heat transfer on finned tubes in air. *International journal of heat and mass transfer*, 37:59–63, 1994.
- [32] K Harby, Doaa R Gebaly, Nader S Koura, Mohamed S Hassan. Performance improvement of vapor compression cooling systems using evaporative condenser: An overview. *Renewable and sustainable energy reviews*, 58:347–360, 2016.
- [33] Thomas Hartman. All-variable speed centrifugal chiller plants. *ASHRAE journal*, 43(9):43–53, 2001.
- [34] Mohamad Hnayno, Ali Chehade, Henryk Klaba, Hadrien Bauduin, Guillaume Polidori, Chadi Maalouf. Performance analysis of new liquid cooling topology and its impact on data centres. *Applied Thermal Engineering*, 213:118733, 2022.
- [35] Tadeusz Hobler. *Ruch ciepła i wymienniki*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1986.
- [36] MURAT Hosoz, A Kilicarlan. Performance evaluations of refrigeration systems with air-cooled, water-cooled and evaporative condensers. *International journal of energy research*, 28(8):683–696, 2004.

- [37] Yongping Huang, Junlei Ge, Yongping Chen, Chengbin Zhang. Natural and forced convection heat transfer characteristics of single-phase immersion cooling systems for data centers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 207:124023, 2023.
- [38] R. Jain, V. R. K. Murty. Turbulence models in computational fluid dynamics. *Journal of scientific & industrial research*, 69(9):701–706, 2010.
- [39] Yogesh Jaluria. *Natural convection, heat and mass transfer*. Pergamon Press, 1980.
- [40] Jiin-Yuh Jang, Li-Kwen Chen. Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in a three-dimensional wavy-fin and tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(16):3981–3990, 1997.
- [41] Szymon Janusz, Maciej Szudarek, Leszek Rudniak, Marcin Borcuch. Analiza parametrów cieplno-przepływowych lamelowego wymiennika ciepła z wykorzystaniem pełnowymiarowego modelu cfd i jego weryfikacji eksperymentalnej. *Instal*, 2022.
- [42] Peter Johnson, Tony Marker. Data centre energy efficiency product profile. *Pitt & Sherry, report to equipment energy efficiency committee (E3) of The Australian Government Department of the Environment, Water, Heritage and the Arts (DEWHA)*.
- [43] Nowakowski Spółka Jawna Juwent Szymański. Katalog techniczny chw.
- [44] AE Kabeel, YAF El-Samadony, MH Khiera. Performance evaluation of energy efficient evaporatively air-cooled chiller. *Applied Thermal Engineering*, 122:204–213, 2017.
- [45] Ryoji Katsuki, Tsutomu Shioyama, Chikako Iwaki, Tadamichi Yanazawa. Study on free convection heat transfer in a finned tube array. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 23(01):1550007, 2015.

- [46] N Kayansayan. Thermal characteristics of fin-and-tube heat exchanger cooled by natural convection. *Experimental thermal and fluid science*, 7(3):177–188, 1993.
- [47] William Morrow Kays, Alexander Louis London. Compact heat exchangers. 1984.
- [48] Ali Habibi Khalaj, Saman K Halgamuge. A review on efficient thermal management of air-and liquid-cooled data centers: From chip to the cooling system. *Applied energy*, 205:1165–1188, 2017.
- [49] Radhika Khosla, Nicole D Miranda, Philipp A Trotter, Antonella Mazzone, Renaldi Renaldi, Caitlin McElroy, Francois Cohen, Anant Jani, Rafael Perera-Salazar, Malcolm McCulloch. Cooling for sustainable development. *Nature Sustainability*, 4(3):201–208, 2021.
- [50] VB Kunttysh, AV Samorodov. Influence of the angle of inclination of round-finned tubes in a staggered tube bundle on the free convective heat exchange between it and an unbounded air space. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 83:358–365, 2010.
- [51] Zhen Li, Satish G Kandlikar. Current status and future trends in data-center cooling technologies. *Heat Transfer Engineering*, 36(6):523–538, 2015.
- [52] Karl Lindqvist, Erling Næss. A validated cfd model of plain and serrated fin-tube bundles. *Applied Thermal Engineering*, 143:72–79, 2018.
- [53] Yuanshen Lu, Zhiqiang Guan, Hal Gurgenci, Kamel Hooman, Suoying He, Desikan Bharathan. Experimental study of crosswind effects on the performance of small cylindrical natural draft dry cooling towers. *Energy Conversion and Management*, 91:238–248, 2015.

- [54] M Lucas, PJ Martinez, A Viedma. Comparative experimental drift study between a dry and adiabatic fluid cooler and a cooling tower. *International journal of refrigeration*, 31(7):1169–1175, 2008.
- [55] Manuel Lucas, Pedro Martínez, Clemente G Cutillas, Pedro Juan Martínez, Javier Ruiz, Antonio S Kaiser, Blas Zamora. Experimental optimization of the thermal performance of a dry and adiabatic fluid cooler. *Applied thermal engineering*, 69(1-2):1–10, 2014.
- [56] E Martinez, W Vicente, M Salinas-Vazquez, I Carvajal, M Alvarez. Numerical simulation of turbulent air flow on a single isolated finned tube module with periodic boundary conditions. *International Journal of Thermal Sciences*, 92:58–71, 2015.
- [57] O. G. Martynenko, P. P. Khramtsov. *Free-convective heat transfer: with many photographs of flows and heat exchange*. Springer Science & Business Media, 2005.
- [58] O. G. Martynenko, A. Sokovishin. *Convective Heat Transfer on a Vertical Plate*. Wydawnictwo Nauka i Tekhnika, Mińsk, 1977.
- [59] Mikołaj Matuszczak, Sławomir Pietrowicz. An experimental investigation of increasing the thermal efficiency of a finned tube heat exchanger by using the chimney effect. *Energies*, 15(19):7310, 2022.
- [60] M Michiejew. *Zasady wymiany ciepła*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa, 1953.
- [61] OO Milman, PA Anan’ev. Dry coolers and air-condensing units. *Thermal Engineering*, 63(3):157–167, 2016.
- [62] John W Mitchell, James E Braun. *Principles of heating, ventilation, and air conditioning in buildings*. John Wiley & Sons, 2012.

- [63] Robert J Moffat. Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental thermal and fluid science*, 1(1):3–17, 1988.
- [64] F. Moukalled, L. Mangani, M. Darwish. *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics: An Advanced Introduction with OpenFOAM® and Matlab*, wolumen 113 serii *Fluid Mechanics and Its Applications*. Springer, wydanie 1st, 2015.
- [65] AV Novozhilova, ZG Mar'ina. A generalized dependence for convective heat transfer in horizontal bundles of finned tubes with free air convection. *Chemical and Petroleum Engineering*, 52:669–674, 2017.
- [66] O VanGeet NREL. Best practices guide for energy-efficient data center design. Raport instytutowy, EERE Publication and Product Library, Washington, DC (United States), 2010.
- [67] Nugroho Agung Pambudi, Alfian Sarifudin, Ridho Alfian Firdaus, Desita Kamila Ulfa, Indra Mamad Gandidi, Rahmat Romadhon. The immersion cooling technology: Current and future development in energy saving. *Alexandria Engineering Journal*, 61(12):9509–9527, 2022.
- [68] D Pandelidis. *Modelowanie procesów wymiany ciepła i masy w wymienniku z M-obiegiem pracującym w urządzeniach klimatyzacyjnych/Praca Doktorska*. Praca doktorska, PhD Dissertation, Wrocław University of Technology, 2015.
- [69] Chandrakant D Patel. A vision of energy aware computing from chips to data centers. *The international symposium on micro-mechanical engineering*. Citeseer, 2003.
- [70] Oliver Rashid, KWQ Low, JFT Pittman. Mold cooling in thermoplastics injection molding: Effectiveness and energy efficiency. *Journal of Cleaner Production*, 264:121375, 2020.

- [71] Neil Rasmussen. Guidelines for specification of data center power density. *White paper*, 120:2005–0, 2005.
- [72] H Recknagel, E Sprenger, ER Schramek. *Kompendium wiedzy: ogrzewnictwo, klimatyzacja, ciepła woda, chłodnictwo*. Wydawnictwo Omni Scala, Wrocław, 2008.
- [73] Ali Sadeghianjahromi, Chi-Chuan Wang. Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers—a review on different mechanisms. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 137:110470, 2021.
- [74] Salim M. Salim, S.C. Cheah. Wall y^+ strategy for dealing with wall-bounded turbulent flows. *Int. MultiConf. Eng. Comput. Sci. (IMECS)*, 2:1–6, 01 2009.
- [75] Th E Schmidt, i in. Heat transfer calculations for extended surfaces. *Refrigerating Engineering*, 57(4):351–357, 1949.
- [76] Jnana R Senapati, Sukanta K Dash, Subhranshu Roy. Numerical investigation of natural convection heat transfer over annular finned horizontal cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 96:330–345, 2016.
- [77] Jnana Ranjan Senapati, Sukanta Kumar Dash, Subhransu Roy. Numerical investigation of natural convection heat transfer from vertical cylinder with annular fins. *International Journal of Thermal Sciences*, 111:146–159, 2017.
- [78] Ramesh K Shah, Dusan P Sekulic. *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, 2003.
- [79] Xiaohui She, Lin Cong, Binjian Nie, Guanghui Leng, Hao Peng, Yi Chen, Xiaosong Zhang, Tao Wen, Hongxing Yang, Yimo Luo. Energy-efficient and-economic technologies for air conditioning with vapor compression refrigeration: A comprehensive review. *Applied Energy*, 232:157–186, 2018.

- [80] Kamil Śmierciew. *Wybrane zagadnienia cieplno-przepływowe urządzeń stosowanych w technice chłodniczej i ciepłej w ujęciu numerycznym i eksperymentalnym*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej, 2018.
- [81] AB Sukhotskii, ES Danil'chik, GS Marshalova. Experimental investigation of a nonstandard layout of a multirow horizontal finned-tube bundle with an exhaust shaft. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 94(4):1079–1084, 2021.
- [82] AB Sukhotskii, GS Marshalova, SV Zditovetskaya, ES Danilchik. Study of free-convective heat exchange of air-coolable finned tube bundles intensified by exhaust shaft. *Chemical and Petroleum Engineering*, 57:280–287, 2021.
- [83] John Taylor. *Introduction to error analysis, the study of uncertainties in physical measurements*. 1997.
- [84] Sebastian Unger, Matthias Beyer, Heiko Pietruske, Lutz Szalinski, Uwe Hampel. Natural convection heat transfer performance of additively manufactured tube bundle heat exchangers with novel fin design. *Heat and Mass Transfer*, 57:1193–1203, 2021.
- [85] Sebastian Unger, Matthias Beyer, Johanna Thiele, Uwe Hampel. Experimental study of the natural convection heat transfer performance for finned oval tubes at different tube tilt angles. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 105:100–108, 2019.
- [86] Sebastian Unger, Eckhard Krepper, Matthias Beyer, Uwe Hampel. Numerical optimization of a finned tube bundle heat exchanger arrangement for passive spent fuel pool cooling to ambient air. *Nuclear Engineering and Design*, 361:110549, 2020.
- [87] Sebastian Unger, Eckhard Krepper, Uwe Hampel. Numerical analysis of heat exchanger designs for passive spent fuel pool cooling to ambient air. *Nuclear Engineering and Design*, 333:224–234, 2018.

- [88] H.K. Versteeg, W. Malalasekera. *An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method*. Pearson Education Limited, wydanie 2nd, 2007.
- [89] Lijun Wang. *Energy efficiency and management in food processing facilities*. CRC press, 2008.
- [90] Lijun Wang. Energy efficiency technologies for sustainable food processing. *Energy efficiency*, 7(5):791–810, 2014.
- [91] Danuta Werszko. Wybrane zagadnienia z techniki cieplnej. *Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław*, 2003.
- [92] Nihal E Wijeyesundera. *Principles of heating, ventilation and air conditioning with Worked Examples*. World Scientific, 2015.
- [93] D. C. Wilcox. *Turbulence modeling for CFD*, wolumen 2. DCW industries, 1998.
- [94] T. Wiśniewski. *Wymiana ciepła*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa, 1979.
- [95] Gongnan Xie, Qiuwang Wang, Bengt Sunden. Parametric study and multiple correlations on air-side heat transfer and friction characteristics of fin-and-tube heat exchangers with large number of large-diameter tube rows. *Applied Thermal Engineering*, 29(1):1–16, 2009.
- [96] Jia Yang, KT Chan, Xiangsheng Wu, Xiaofeng Yang, Hongyu Zhang. Performance enhancement of air-cooled chillers with water mist: Experimental and analytical investigation. *Applied Thermal Engineering*, 40:114–120, 2012.
- [97] FWH Yik, J Burnett, I Prescott. Predicting air-conditioning energy consumption of a group of buildings using different heat rejection methods. *Energy and Buildings*, 33(2):151–166, 2001.

- [98] Ş Yildiz, Hafit Yüncü. An experimental investigation on performance of annular fins on a horizontal cylinder in free convection heat transfer. *Heat and mass transfer*, 40:239–251, 2004.
- [99] FW Yu, KT Chan. Improved energy performance of air cooled centrifugal chillers with variable chilled water flow. *Energy conversion vand management*, 49(6):1595–1611, 2008.
- [100] HEXONIC Sp. z o.o. Katalog techniczny d.cool dry cooler.
- [101] Kelvion Sp. z o.o. Katalog techniczny lf-s flatbed dry air cooler.
- [102] PWPO-T Promont Sp. z o.o. Katalog techniczny wentylatorowa chłodnica cieczy.
- [103] Muhammad Zakarya. Energy, performance and cost efficient datacenters: A survey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 94:363–385, 2018.
- [104] Feilong Zhan, Dawei Zhuang, Guoliang Ding, Peiling Ju, Jiajun Tang. Influence of wet-particle deposition on air-side heat transfer and pressure drop of fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 124:1230–1244, 2018.
- [105] Hainan Zhang, Shuangquan Shao, Hongbo Xu, Huiming Zou, Changqing Tian. Free cooling of data centers: A review. *Renewable and sustainable energy reviews*, 35:171–182, 2014.
- [106] Guohui Zhou, Jingzhi Zhou, Xiulan Huai, Feng Zhou, Yawen Jiang. A two-phase liquid immersion cooling strategy utilizing vapor chamber heat spreader for data center servers. *Applied Thermal Engineering*, 210:118289, 2022.

Spis rysunków

1.1	Stopniodni chłodzenia w Europie [5]	1
1.2	Światowe zużycie energii końcowej do chłodzenia pomieszczeń w budynkach [6]	2
1.3	Przykład podziału energii	3
1.4	Podstawowy schemat sprężarkowego urządzenia chłodniczego . . .	4
1.5	Podział urządzeń chłodniczych wg. rozporządzenia Komisji (UE) 2016/2281 [2]	6
1.6	Sucha chłodnica cieczy, rysunek poglądowy firmy Kelvion [4]	9
1.7	Model geometryczny standardowego wymiennika ciepła z lamelami falistymi	11
1.8	Parametry geometryczne wymiennika ciepła z lamelami falistymi .	12
1.9	Schemat ideowy chłodnicy cieczy z instalacją wstępnego chłodzenia adiabatycznego.	13
1.10	Schemat ideowy chłodnicy cieczy z instalacją wstępnego chłodzenia wyparnego.	14
4.1	Schemat połączenia rur w badanych wymiennikach.	39
4.2	Schemat ułożenia rur w wymienniku ciepła	39
4.3	Poglądowy schemat lameli zastosowanej w wymienniku ciepła I oraz II	40
4.4	Zdjęcie poglądowe pojedynczej lameli w wymienniku IV	41
4.5	Wybrany obieg wodny do analizy.	46
4.6	Uproszczony model geometryczny wraz z zastosowanymi warunkami brzegowymi wykorzystanymi w obliczeniach numerycznych	48
4.7	Błąd całkowity oraz względny w zależności od liczby elementów siatki	49

4.8	Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji wstępnej	51
4.9	Lokalizacja płaszczyzn do określenia rozpliwów strumieni powietrza.	52
4.10	Wybrany obieg wodny do analizy.	54
4.11	Powtarzalny schemat przepływu strumieni czynników w analizowanym wymienniku ciepła	55
4.12	Schemat numeracji sekcji	57
4.13	Schemat pojedynczej sekcji	58
4.14	Przyjęte rozkłady rozpliwu strumienia powietrza w zastosowanej metodzie	58
4.15	Schemat przepływu czynników pomiędzy objętościami kontrolnymi	59
4.16	Ideowy schemat podejścia sekwencyjnego do wyznaczenia parametrów w segmencie przeciwprądowym	60
4.17	Schemat przepływu czynników dla objętości kontrolnej	62
4.18	Węzły obliczeniowe wewnątrz przykładowego przekroju	65
5.1	Schemat stanowiska badawczego [59].	68
5.2	Zdjęcie stanowiska badawczego [59].	69
5.3	Warianty ustawienia wymiennika.	72
5.4	Warianty wysokości obudowy wymiennika.	73
6.1	Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer I ustawianego pod różnymi kątami . .	83
6.2	Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer II ustawianego pod różnymi kątami .	83
6.3	Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer III ustawianego pod różnymi kątami .	84
6.4	Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer IV ustawianego pod różnymi kątami .	84

6.5	Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer I dla różnej wysokości obudowy nad wymiennikiem	86
6.6	Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer II dla różnej wysokości obudowy nad wymiennikiem	87
6.7	Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer III dla różnej wysokości obudowy nad wymiennikiem	87
6.8	Gęstość strumienia ciepła oraz liczby Nusselta w funkcji liczby Grashofa dla wymiennika numer IV dla różnej wysokości obudowy nad wymiennikiem	88
6.9	Korelacja pomiędzy modelem numerycznym a eksperymentem . . .	90
6.10	Rozkład temperatur w pojedynczej sekcji	91
6.11	Rozkład temperatur dla pojedynczego obiegu wodnego	92
6.12	Numeracja rzędów rur przyjęta w modelu CFD	94
6.13	Korelacja pomiędzy modelem numerycznym a eksperymentem . . .	96
6.14	Kontury temperatury przedstawione dla całej wysokości objętości powietrza nad wymiennikiem.	98
6.15	Kontury prędkości przedstawione dla całej wysokości objętości powietrza nad wymiennikiem.	99
6.16	Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 1	100
6.17	Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 2	101
6.18	Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 3	102
6.19	Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 4	103

6.20	Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 5	104
6.21	Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 6	105
6.22	Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 7	106
6.23	Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 8	107
6.24	Kontury prędkości oraz temperatury wyznaczone dla symulacji numer 9	108
7.1	Wpływ parametrów pracy instalacji na niezbędną powierzchnię oraz objętość zajmowaną przez wymiennik dla temperatury zasilania 25 °C	114
7.2	Wpływ parametrów pracy instalacji na niezbędną powierzchnię oraz objętość zajmowaną przez wymiennik dla temperatury zasilania 35 °C	115
7.3	Wpływ parametrów pracy instalacji na niezbędną powierzchnię oraz objętość zajmowaną przez wymiennik dla temperatury zasilania 45 °C	115
7.4	Wpływ parametrów pracy instalacji na niezbędną powierzchnię oraz objętość zajmowaną przez wymiennik dla temperatury zasilania 55 °C	116
7.5	Wpływ parametrów pracy instalacji na niezbędną powierzchnię oraz objętość zajmowaną przez wymiennik dla temperatury zasilania 65 °C	116
7.6	Uporządkowany wykres liczby godzin występowania w cyklu rocznym temperatury powietrza zewnętrznego	118

7.7	Wymagana powierzchnia dla urządzenia przy różnych parametrach pracy, odprowadzającego ciepło pochodzące z jednej szafy serwerowej o średniej mocy 18 kW	119
-----	---	-----

Spis tablic

4.1	Parametry konstrukcyjne wymienników ciepła	38
4.2	Zewnętrzna oraz wewnętrzna powierzchnia wymiany ciepła	42
4.3	Wartości zadane na warunkach brzegowych podczas symulacji wstępnej	50
4.4	Zestawienie wartości strumienia masowego	52
5.1	Charakterystyka elementów pomiarowych	71
5.2	Wymiar charakterystyczny do wyznaczenia bezwymiarowych liczb podobieństwa po stronie powietrza	78
5.3	Całkowity błąd dla wartości obliczeniowych	80
6.1	Wartości zadane na warunkach brzegowych dla poszczególnych symulacji	95
7.1	Typowe parametry pracy układów chłodniczych w centrach danych chłodzonych wodą [26]	112
7.2	Parametry konstrukcyjne oraz warunki pracy analizowanych wymienników ciepła	113