POLITECHNIKA RZESZOWSKA
im. IGNACEGO ŁUKASIEWICZA

WYDZIAŁ BUDOWY MASZYN I LOTNICTWA
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

ROZPRAWA DOKTORSKA

Wpływ geometrii kompaktowego wymiennika ciepła z minikanałami na charakterystyki cieplne i przepływowe

mgr inż. Maria Tychanicz-Kwiecień

Promotor: dr hab. inż. Joanna Wilk

Promotor pomocniczy: dr hab. inż. Paweł Gil

Rzeszów, 2026

Pragnę złożyć serdeczne podziękowania Pani promotor
dr hab. inż. Joannie Wilk oraz Panu dr hab. inż. Pawłowi Gilowi,
za cenne wskazówki, poświęcony czas, życzliwość i okazaną pomoc
merytoryczną, niezbędne w realizacji niniejszej pracy,
a także mojemu mężowi Damianowi za cierpliwość, wyrozumiałość,
wsparcie i motywację

SPIS TREŚCI

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ 7
1. WSTĘP 11
1.1. Wprowadzenie 11
1.2. Wymiana ciepła i opory przepływu w kanałach zamkniętych 15
1.3. Przegląd literatury 24
2. CEL I ZAKRES PRACY 37
3. BADANIA EKSPERYMENTALNE PARAMETRÓW CIEPLNYCH I PRZEPŁYWOWYCH 41
3.1. Stanowisko pomiarowe 41
3.2. Procedura pomiarowa 44
3.3. Opis wybranych wariantów geometrycznych 46
3.4. Pomiar natężenia przepływu 52
3.5. Pomiar spadku ciśnienia 55
3.6. Pomiar temperatury 58
3.7. Analiza niepewności pomiarowej 61
3.8. Zakres i plan badań eksperymentalnych 63
4. WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH 65
4.1. Charakterystyki cieplne 69
4.2. Charakterystyki przepływowe 80
4.3. Efektywność cieplna 84
4.4. Analiza porównawcza 88
5. MODEL ANALITYCZNY WYMIANY CIEPŁA 103
5.1. Podstawowe zależności 105
5.2. Wyniki obliczeń analitycznych 109
6. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE 115
7. LITERATURA 123
STRESZCZENIE 133
ZAŁĄCZNIK 137

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

Symbol	Wielkość	Jednostka
A	pole powierzchni wymiany ciepła	m^2
$A_{c,fin}$	pole przekroju poprzecznego żebra minikanału	m^2
A_p	pole powierzchni plenum	m^2
A_{mch}	pole powierzchni wymiany ciepła w obszarze minikanałów	m^2
$A_{c,mch}$	pole przekroju poprzecznego minikanału	m^2
a	dyfuzyjność cieplna	m^2/s
a_{mch}	szerokość minikanału	m
a_{fin}	szerokość żebra rozdzielającego sąsiednie minikanały	m
a^*	współczynnik kształtu	-
b_{mch}	głębokość minikanału	m
c_w	ciepło właściwe	kJ/(kg·K)
C	strumień pojemności cieplnej	W/K
d_h	średnica hydrauliczna	m
f	współczynnik oporu przepływu Fanninga	-
I	mierzony sygnał prądowy z przetwornika ciśnienia	mA
L	długość	m
L_h	długość rozbiegu hydraulicznego	m
L_t	długość rozbiegu termicznego	m
L'	zredukowana długość hydrauliczna	-
L^*	zredukowana długość termiczna	-
m	masa netto wody zebranej w trakcie pomiaru	kg
$\dot{m}$	wydatek masowy	kg/s
n	ilość minikanałów po jednej stronie płytki	-
NTU	liczba jednostek wymiany ciepła	-
P	obwód zwilżony kanału	m
p	ciśnienie	kPa
q	gęstość strumienia ciepła	W/m^2
R	opór cieplny	K/W
t	grubość materiału rozdzielająca gorący i zimny płyn	mm
T	temperatura	℃
U	współczynnik przenikania ciepła	$W/(m^2 \cdot K)$
$\dot{Q}$	moc cieplna	W
V	objętość	m^3
$\dot{V}$	wydatek objętościowy	m^3/s
u	prędkość przepływu	m/s
x	odległość wzdłuż ogrzewanej długości minikanału	m
x^*	bezwymiarowa długość	-
Δp	spadek ciśnienia	kPa
ΔT	różnica temperatur	K

Symbole greckie:		
α	współczynnik przejmowania ciepła	W/(m^2·K)
δ	Względna rozbieżność	%
ε	efektywność cieplna	%
η	efektywność cieplno- hydrauliczna	1/Pa
η^*	efektywność energetyczna	-
λ	współczynnik przewodzenia ciepła	W/(m·K)
μ	lepkość dynamiczna	Pa·s
ν	lepkość kinematyczna	m^2/s
ρ	gęstość	kg/m^3
τ	czas napełnienia zbiornika	s
Ω	sumaryczna moc pompowania	W
Indeksy dolne		
ap	dotyczy aluminiowej płytki (ang. *aluminum plate*)	
app	pozorny (ang. *apparent*)	
avg	średni (ang. *average*)	
c	dotyczy strony zimnej wymiennika ciepła (ang. *cold*)	
cond	dotyczy wymiany ciepła przez przewodzenie (ang. *conduction*)	
conv	dotyczy wymiany ciepła przez konwekcję (ang. *convection*)	
exp	eksperymentalny (ang. *experimental*)	
f	dotyczy płynu (ang. *fluid*)	
fin	dotyczy żebra minikanału	
h	dotyczy strony gorącej wymiennika ciepła (ang. *hot*)	
in	dotyczy wlotu (ang. *inlet*)	
LMTD	logarytmiczna różnica temperatur (ang. *log mean temperature difference*)	
out	dotyczy wylotu (ang. *outlet*)	
mch	dotyczy minikanału (ang. *minichannel*)	
min	minimalny	
max	maksymalny	
p	dotyczy plenum	
ip	dotyczy plenum wlotowego (ang. *inlet plenum*)	
op	dotyczy plenum wylotowego (ang. *outlet plenum*)	
fd	dotyczy przepływu w pełni rozwiniętego hydraulicznie i termicznie (ang. *fully developed*)	
i	dotyczy pojedynczego minikanału (ang. *individual*)	
3	dotyczy trzech grzanych ścianek kanału	
4	dotyczy czterech grzanych ścianek kanału	
theory	teoretyczny	
Liczby kryterialne		
Gz	liczba Graetza	
Nu	liczba Nusselta	

$\overline{Nu}$	średnia liczba Nusselta
Po	liczba Poiseuille'a
Pr	liczba Prandtla
Pe	liczba Pécleta
Re	liczba Reynoldsa

1. WSTĘP

1.1. Wprowadzenie

Jednym z głównych aspektów racjonalnej gospodarki energetycznej XXI wieku jest wzrost efektywności i wydajności cieplnej systemów energetycznych. Jest to szczególnie istotne dla układów o dużych obciążeniach cieplnych. Jedną z innowacyjnych metod zrównoważonego wykorzystania zasobów energetycznych w dziedzinie nowoczesnych technologii jest miniaturyzacja konstrukcji urządzeń energetycznych. Dostępne w literaturze badania naukowe dotyczące miniaturyzacji w obszarze produkcji i systemów elektromechanicznych pokazują ogromny potencjał gospodarczy, jaki niesie ze sobą zmniejszenie wymiarów i masy urządzeń [1]. Miniaturyzacja objęła również obszar szeroko pojętej techniki cieplnej, w szczególności wymienników ciepła. Fundamentem rozwoju prac badawczych w tym obszarze były badania prowadzone w dziedzinie inżynierii biomedycznej zajmującej się przepływami w tkankach ludzkiego ciała i innych organizmach żywych, w których również zachodzą procesy transportu ciepła i masy [2]. Ogólna koncepcja miniaturyzacji wymiennika ciepła opiera się na zmniejszeniu średnicy hydraulicznej kanału. Do popularyzacji miniaturowych i kompaktowych wymienników ciepła przyczyniły się przede wszystkim rosnące wymagania dotyczące zmniejszania rozmiarów i masy urządzeń, potrzeba odprowadzania dużych strumieni ciepła z urządzeń o małej powierzchni i wymiarach [3] oraz ograniczenie zużycia materiałów i ilości czynnika roboczego i redukcja kosztów wytwarzania. Obecnie kompaktowe wymienniki ciepła z mikro- i minikanałami są rozpowszechnione w szeroko pojętej inżynierii i przemyśle, szczególnie w systemach grzewczych i chłodniczych. Uwzględniając rząd wielkości wymiarów kanałów przepływowych w urządzeniach grzewczych i chłodniczych można zauważyć pewną systematyczną redukcję na przestrzeni lat, rozpoczynając od wartości ok. 25 mm dla kotłów i skraplaczy, przechodząc do średnic rzędu kilku milimetrów w parownikach, skraplaczach i kompaktowych wymiennikach ciepła i osiągając ostatecznie kilkaset mikrometrów w przypadku urządzeń przeznaczonych do chłodzenia elektroniki [2]. Ogólna klasyfikacja kanałów pod względem wartości średnicy hydraulicznej została przedstawiona w [4]:

1. Dla kanałów konwencjonalnych: $d_{\mathrm{h}} > 3$ mm
2. Dla minikanałów: $200\ \mu\mathrm{m} < d_{\mathrm{h}} \leq 3$ mm
3. Dla mikrokanałów: $10\ \mu\mathrm{m} < d_{\mathrm{h}} \leq 200\ \mu\mathrm{m}$

Z kolei w [5] przedstawiono następującą klasyfikację kanałów:

1. Kanały konwencjonalne: $d_{\mathrm{h}} > 6$ mm
2. Kanały kompaktowe: $1\ \mathrm{mm} < d_{\mathrm{h}} \leq 6\ \mathrm{mm}$
3. Mezokanały: $100\ \mu\mathrm{m} < d_{\mathrm{h}} \leq 1\ \mathrm{mm}$
4. Mikrokanały: $1\ \mu\mathrm{m} < d_{\mathrm{h}} \leq 100\ \mu\mathrm{m}$

Najczęściej powielana w literaturze jest klasyfikacja podana w [4]. Przedstawiona klasyfikacja została opracowana dla jednofazowego przepływu płynu, gdyż przy przepływach ze zmianą stanu skupienia należy wziąć pod uwagę szereg innych aspektów odróżniających kanały konwencjonalne od mini- i mikrokanałów.

Wraz z rozwojem badań nad mikro- i minikanałami w zastosowaniach technicznych wykazano ich wyjątkowe właściwości w zakresie intensyfikacji wymiany ciepła, co w przypadku zmniejszania średnicy hydraulicznej kanałów wynika z przyjęcia pewnych uproszczonych założeń dotyczących wymiany ciepła pomiędzy płynem, a ścianką kanału, którą opisuje bezwymiarowa liczba Nusselta:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_{\mathrm{h}}}{\lambda_{\mathrm{f}}} \tag{1.1}$$

Na podstawie równania (1) można zapisać:

$$\alpha = \frac{\mathrm{Nu} \cdot \lambda_{\mathrm{f}}}{d_{\mathrm{h}}} \tag{1.2}$$

Przyjmując założenie, że przepływ w minikanałach jest laminarny, długość kanału jest większa od strefy rozbiegu hydraulicznego i termicznego, a właściwości płynu można uznać za stałe, wówczas można zapisać:

$$\mathrm{Nu} = \mathrm{const} \tag{1.3}$$

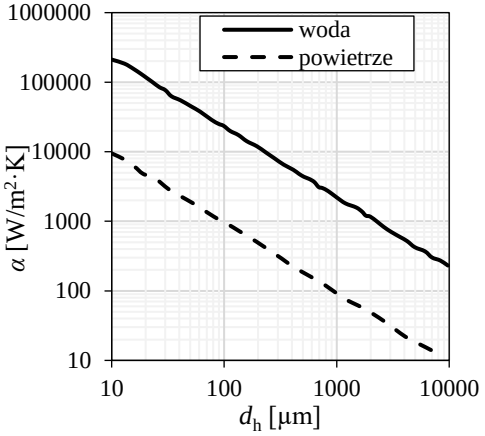
Dla przepływu w pełni rozwiniętego hydraulicznie przy stałym współczynniku przewodzenia ciepła, można zatem zapisać:

$$\alpha \sim \frac{1}{d_{\mathrm{h}}} \tag{1.4}$$

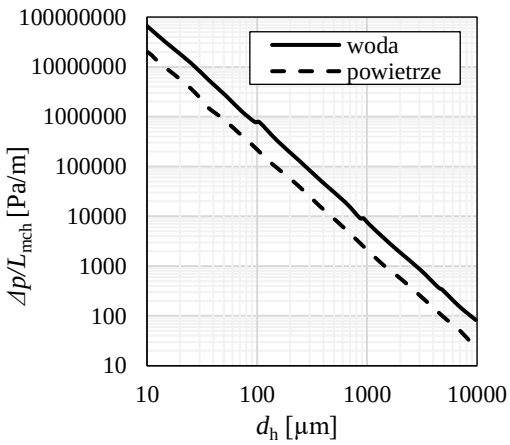
Średnica hydrauliczna i współczynnik przejmowania ciepła są wielkościami odwrotnie proporcjonalnymi; w wyniku zmniejszenia średnicy hydraulicznej dochodzi do wzrostu współczynnika przejmowania ciepła. Wzrasta również objętościowa gęstość mocy cieplnej, gdyż w uproszczonym przypadku przewiduje się zależność:

$$\frac{\dot{Q}}{V} \sim \frac{1}{d_{\mathrm{h}}^{\,2}} \tag{1.5}$$

Objętościowa gęstość mocy cieplnej wymiennika wzrasta odwrotnie proporcjonalnie do kwadratu średnicy hydraulicznej kanałów. Wraz ze zmniejszeniem średnicy hydraulicznej kanału wzrastają również opory przepływu w kanale. Zależność współczynnika przejmowania ciepła oraz spadku ciśnienia od wartości średnicy hydraulicznej dla przepływu wody i powietrza zilustrowano poglądowo na Rys. 1.1 i 1.2 [2].



Rys. 1.1. Zależność współczynnika przejmowania ciepła od średnicy hydraulicznej dla wody i powietrza [2]



Rys. 1.2. Zależność spadku ciśnienia wzdłuż długości od średnicy hydraulicznej dla wody i powietrza [2]

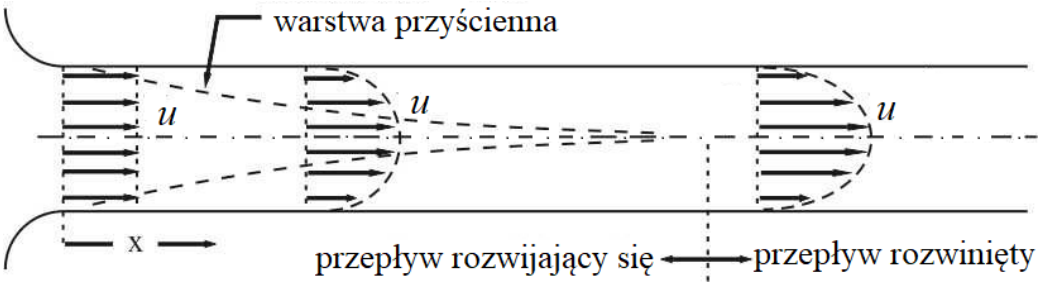
Pierwsze badania eksperymentalne wymiany ciepła podczas przepływu w mikrokanałach przeprowadzono w latach 80 XX wieku. Tuckerman i Pease [6] jako pierwsi zaprojektowali i przeprowadzili badania porównawcze zintegrowanych, kompaktowych radiatorów z kwadratowymi mikrokanałami o różnych wymiarach z wymiennikiem o konwencjonalnych rozmiarach. W rezultacie zaobserwowano intensyfikację wymiany ciepła podczas jednofazowego przepływu płynu w mikrowymienniku ciepła. Uzyskane wyniki badań stały się podstawą do intensywnego rozwoju prac w tym obszarze nauki. Z upływem czasu obszar badań eksperymentalnych w zakresie wymiany ciepła podczas przepływu laminarnego w mikro- i minikanałach znacząco się rozwinął, a charakterystyki cieplne i przepływowe próbowano wyznaczyć za pomocą klasycznych równań wyprowadzonych dla przepływu w kanałach o konwencjonalnych wymiarach. W rezultacie zauważono, że wyniki badań empirycznych i rozwiązania teoretyczne są często rozbieżne lub są niejednoznaczne. W wyjaśnieniu przyczyn tych rozbieżności pomocna może być definicja mikrokanału, czyli układu, dla którego zastosowanie klasycznych teorii wymiany ciepła wyprowadzonych dla kanałów o konwencjonalnych wymiarach jest ograniczone i często niewystarczające do poprawnej oceny zachodzących

zjawisk cieplnych i przepływowych. Wynika to z występowania dodatkowych, często subtelnych zjawisk i efektów wpływających istotnie na zachowania cieplne w miniskali w określonych warunkach przepływowych [7]. Rosnąca ilość publikacji w zakresie wymiany ciepła i przepływu w mikro- i minikanałach ujawniła potrzebę usystematyzowania tego zagadnienia. W celu odpowiedniego zaprojektowania mini-wymiennika ciepła oraz zapewnienia jego wymaganych właściwości chłodzących należy uwzględnić praktyczne trudności związane z jego wytwarzaniem i użytkowaniem. Typowy minikanałowy wymiennik ciepła składa się najczęściej z szeregu równoległych kanałów, których konfiguracja geometryczna wywiera bezpośredni wpływ na charakterystyki cieplne i przepływowe. Najczęściej wykonuje się kanały o przekroju pierścieniowym, kwadratowym i prostokątnym. Najbardziej korzystne charakterystyki cieplne zapewniają kanały o przekroju pierścieniowym, jednak jest on ograniczony głównie do krótkich kanałów ze względu na ich technologię wykonania. W przypadku większych długości kanałów korzystne są kształty kwadratowe i prostokątne pod względem ich technologii wytwarzania i powszechnej dostępności konwencjonalnych narzędzi obróbczych. Obecnie kluczową kwestią na etapie projektowania minikanałowych wymienników ciepła, jest uzyskanie optymalnej zależności pomiędzy pożądaną intensyfikacją wymiany ciepła oraz związaną z tym niekorzystną stratą ciśnienia wynikającą ze zmniejszenia średnicy kanałów [8]. Dla jednofazowego przepływu płynu zagadnienie to wymaga dogłębnej analizy wielu zagadnień, w tym parametrów konstrukcyjnych wymiennika: geometrii, długości, kształtu i ilości, zarówno w odniesieniu do kanałów, jak i kolektorów wlotowych i wylotowych, organizacji przepływu w wymienniku, chropowatości powierzchni kanałów (szczególnie dotyczy to mikrokanałów), właściwości czynników roboczych (lepkość, przewodność cieplna, liczba Prandtla). Główne kierunki obecnie prowadzonych badań naukowych, zarówno w obszarze samych mikro- i minikanałów, jak i minikanałowych wymienników ciepła, dotyczą możliwości zastosowania aktywnych i pasywnych technik intensyfikacji wymiany ciepła poprzez modyfikację geometrii i kształtu kanałów przepływowych oraz rozszerzania bazy danych eksperymentalnych w zakresie wymiany ciepła i przepływu. Pozwoli to na krytyczną ocenę i analizę porównawczą wyników otrzymanych na drodze eksperymentalnej i teoretycznej, co może przynieść wymierne korzyści w identyfikacji dodatkowych zjawisk cieplnych zachodzących w miniskali oraz w walidacji obliczeń analitycznych opisujących wymianę ciepła i przepływ w mikro- i minikanałach. Może to

stanowić podstawę do usprawnienia konstrukcji mikro- i minikanałowych wymienników ciepła w sposób maksymalizujący ich efektywność cieplną, a następnie do projektowania urządzeń chłodzących nowej generacji w miniskali.

1.2. Wymiana ciepła i opory przepływu w kanałach zamkniętych

Jednofazowy przepływ płynu, zarówno w samych w mikro- i minikanałach, jak i w mikro- i miniwymiennikach ciepła, ma zazwyczaj charakter laminarny z uwagi na niewielkie wymiary kanałów oraz wartości liczby Reynoldsa występujące w standardowych warunkach ich eksploatacji. Przepływ laminarny charakteryzuje się uporządkowanym ruchem płynu, w którym nie występują turbulentne fluktuacje prędkości, a istotną rolę odgrywają siły lepkości. Podczas ustalonego, laminarnego przepływu płynu lepkiego w kanale o stałym przekroju poprzecznym, przy założeniu warunku braku poślizgu na ściankach, następuje stopniowe kształtowanie profilu prędkości w kierunku przepływu, co przedstawiono na Rys. 1.3. Na wlocie do kanału można przyjąć w przybliżeniu równomierny rozkład prędkości w przekroju poprzecznym, odpowiadający profilowi prostokątnemu. Wskutek oddziaływania sił lepkości w pobliżu ścianek kanału powstaje hydrodynamiczna warstwa przyścienna, w której prędkość płynu zmienia się od wartości równej zeru na powierzchni ścianki do wartości charakterystycznej dla obszaru poza warstwą przyścienną. Wraz ze wzrostem odległości od wlotu grubość warstwy przyściennej zwiększa się, powodując stopniową zmianę rozkładu prędkości w przekroju poprzecznym kanału.



Rys. 1.3. Rozkład prędkości przepływu wzdłuż długości kanału [12]

Obszar, w którym następuje formowanie profilu prędkości, określa się jako obszar rozbiegu hydrodynamicznego (*hydrodynamic entrance region*). Długość rozbiegu hydraulicznego (ang. *hydrodynamic entrance length*) określa odległość od wlotu do kanału do miejsca, w którym profil prędkości w przekroju poprzecznym przestaje zmieniać się w kierunku przepływu [9]. Do charakterystyki stopnia rozwinięcia

hydrodynamicznego przepływu wykorzystuje się również zredukowaną długość hydrodynamiczną kanału, opisaną zależnością:

$$L' = \frac{L_{\mathrm{mch}}}{d_{\mathrm{h}} \cdot \mathrm{Re}} \tag{1.6}$$

Dalszy odcinek kanału, w którym profil prędkości jest niezależny od współrzędnej osiowej, stanowi obszar przepływu w pełni rozwiniętego hydrodynamicznie (*hydrodynamically fully developed flow*). W stanie rozwinięcia hydrodynamicznego rozkład prędkości pozostaje nierównomierny w przekroju poprzecznym kanału, a jego kształt zależy od geometrii przekroju.

W przypadku występowania wymiany ciepła pomiędzy przepływającym płynem, a ściankami kanału dochodzi również do rozwoju termicznej warstwy przyściennej. Warstwa ta powstaje w miejscu rozpoczęcia wymiany ciepła, a jej grubość zwiększa się w kierunku przepływu, powodując zmiany rozkładu temperatury w przekroju poprzecznym kanału. Obszar ten określa się jako strefę rozbiegu termicznego (*thermal entrance region*), która obejmuje odcinek kanału od miejsca rozpoczęcia wymiany ciepła do miejsca, w którym bezwymiarowy profil temperatury osiąga stan niezależny od współrzędnej osiowej [9]. Przepływ uznaje się za w pełni rozwinięty termicznie (*thermally fully developed flow*), gdy bezwymiarowy profil temperatury pozostaje niezmienny wzdłuż osi kanału. Stan ten nie oznacza jednak stałej wartości temperatury płynu, ponieważ wskutek zachodzącej wymiany ciepła średnia temperatura czynnika może nadal zmieniać się w kierunku przepływu. Rozwój hydrodynamiczny i termiczny przepływu stanowią odrębne procesy, których charakter zależy od właściwości termofizycznych płynu, geometrii kanału oraz warunków brzegowych. Z tego względu w kanale może występować przepływ rozwinięty hydrodynamicznie, przy jednoczesnym rozwoju termicznej warstwy przyściennej. W takich warunkach profil prędkości pozostaje niezmienny w kierunku przepływu, natomiast lokalna liczba Nusselta zmienia się wzdłuż długości kanału.

Stopień rozwinięcia termicznego przepływu charakteryzuje zredukowana długość termiczna kanału, którą opisuje zależność [10]:

$$L^* = \frac{L_{\mathrm{mch}}}{d_{\mathrm{h}} \cdot \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}} \tag{1.7}$$

Biorąc pod uwagę zredukowaną długość hydrauliczną, można zapisać:

$$L^* = \frac{L'}{\mathrm{Pr}} \tag{1.8}$$

Odwrotność zredukowanej długości termicznej kanału stanowi liczbę Graetza, którą można zapisać w postaci:

$$\mathrm{Gz} = \frac{d_\mathrm{h}}{L_\mathrm{mch}} \cdot \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr} = \frac{1}{L^*} \tag{1.9}$$

Liczba Graetza jest wykorzystywana do charakterystyki wymiany ciepła w warunkach rozwijającego się termicznie przepływu. Wzrost liczby Graetza odpowiada zmniejszeniu zredukowanej długości termicznej kanału, a tym samym zwiększeniu znaczenia efektów rozbiegu termicznego. W przypadku laminarnego przepływu płynu w kanałach zamkniętych długości rozbiegu hydraulicznego i termicznego można oszacować na podstawie zależności przybliżonych. Zgodnie z [2] długość rozbiegu hydraulicznego określa zależność:

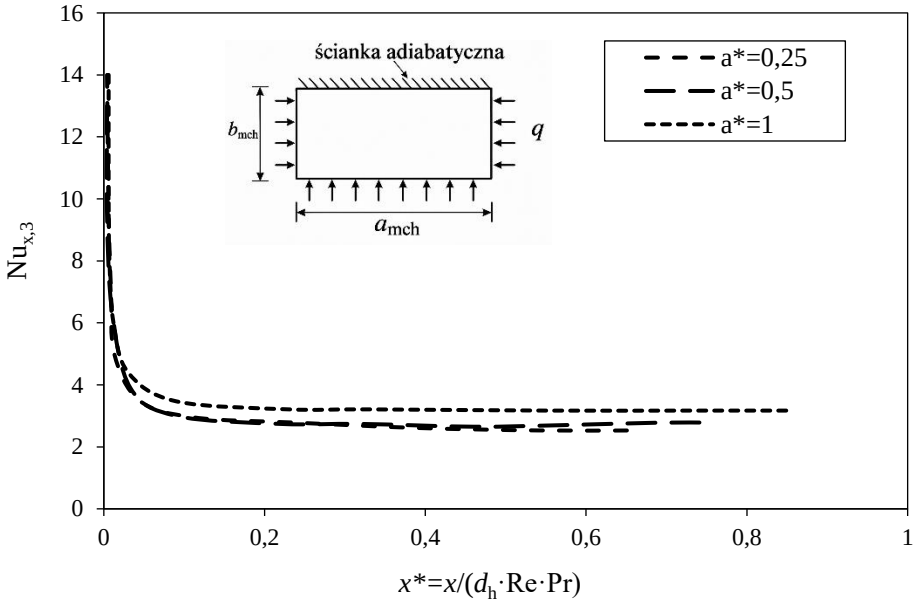
$$L_\mathrm{h} \approx 0{,}05 \cdot \mathrm{Re} \cdot d_\mathrm{h}, \tag{1.10}$$

Z kolei długość rozbiegu termicznego dla kanałów o przekroju prostokątnym można oszacować jako:

$$L_t \approx 0{,}1 \cdot \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr} \cdot d_\mathrm{h}. \tag{1.11}$$

Na podstawie przyjętych zależności orientacyjnym kryterium występowania rozbiegu hydraulicznego na całej długości kanału jest warunek $L' < 0{,}05$, natomiast w przypadku rozbiegu termicznego warunek $L^* < 0{,}1$, odpowiadający liczbie Graetza Gz > 10. Spełnienie wskazanych warunków oznacza, że oszacowana długość odpowiedniego odcinka rozbiegowego przekracza całkowitą długość kanału, a zatem przepływ nie osiąga stanu pełnego rozwinięcia. W przeciwnym wypadku możliwe jest osiągnięcie stanu rozwinięcia hydrodynamicznego lub termicznego przed wylotem z kanału. Przyjęte kryteria mają charakter orientacyjny, ponieważ rzeczywiste długości rozbiegu zależą również od geometrii przekroju poprzecznego kanału, warunków wlotowych oraz termicznych warunków brzegowych.

W przypadku odpowiednio długiego kanału, po osiągnięciu stanu rozwinięcia hydrodynamicznego i termicznego, lokalna liczba Nusselta dąży do wartości stałej, zależnej od geometrii przekroju poprzecznego kanału i termicznych warunków brzegowych. Na podstawie [2] na Rys. 1.4 przedstawiono zależność lokalnej liczby Nusselta w funkcji bezwymiarowej długości kanału i współczynnika kształtu kanału. Zależność tę zaprezentowano dla przypadku trzech ogrzewanych ścianek kanału prostokątnego o trzech współczynnikach kształtu $a^* = 0{,}25$, $a^* = 0{,}5$ oraz $a^* = 1$.



Rys. 1.4. Lokalna liczba Nusselta w funkcji bezwymiarowej długości kanału i współczynnika kształtu kanału w przypadku trzech ogrzewanych ścianek przy warunku brzegowym stałego strumienia ciepła na jednostkę długości kanału w kierunku osiowym oraz jednakowej temperatury ścianki na obwodzie kanału

Z uwagi na strefę rozbiegu termicznego w początkowym odcinku kanału wymiana ciepła w minikanałach o małej długości jest bardziej intensywna ze względu na większe możliwe do osiągniecia współczynniki przejmowania ciepła w porównaniu z kanałami długimi [11]. Liczbę Nusselta można określić z korelacji opracowanych dla różnych warunków brzegowych i dla różnych geometrii kanałów. W przypadku przepływu laminarnego w pełni rozwiniętego hydraulicznie i termicznie w kanale o kwadratowym przekroju poprzecznym przy warunku brzegowym H1 (stały strumień ciepła na jednostkę długości kanału w kierunku osiowym, jednakowa temperatura ścianki na obwodzie kanału) liczba Nusselta wynosi $\mathrm{Nu} = 3{,}61$, zaś dla warunku stałej temperatury ścianki $\mathrm{Nu} = 2{,}98$ [2]. Z kolei dla kanału o przekroju kołowym liczba Nusselta przyjmuje wartość odpowiednio $\mathrm{Nu} = 3{,}66$ przy warunku stałej temperatury ścianki i $\mathrm{Nu} = 4{,}36$ przy warunku brzegowym stałej gęstości strumienia ciepła [12]. Wskazane wartości odnoszą się do warunku wymiany ciepła przez wszystkie ścianki kanału. W przypadku ogrzewania kanału z trzech stron przy jednej ściance adiabatycznej, liczba Nusselta zależy dodatkowo od orientacji przekroju względem ścianki nieogrzewanej. Dla przepływu rozwiniętego termicznie przy warunku brzegowym stałej mocy cieplnej na jednostkę długości kanału oraz jednakowej temperatury ścianki na obwodzie przekroju poprzecznego kanału wynosi ona Nu = 3,556 dla kanału kwadratowego oraz Nu = 4,505

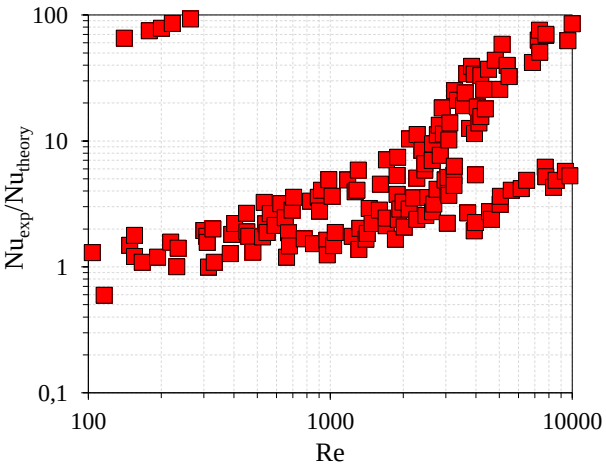
i Nu = 3,146 dla kanałów prostokątnych o stosunku długości boku nieogrzewanego do ogrzewanego wynoszącym odpowiednio 0,5 i 2 [2]. Przyjmuje się, że przy zachowaniu analogicznych warunków przepływowych i cieplnych wartości te mogą być stosowane również w odniesieniu do mikro- i minikanałów. Jednakże wyniki licznych badań eksperymentalnych wskazują na występowanie rozbieżności pomiędzy wartościami liczby Nusselta wyznaczonymi eksperymentalnie a przewidywanymi na podstawie klasycznych rozwiązań teoretycznych. Jak opisano w [2], w niektórych badaniach eksperymentalnych przepływu laminarnego w mikro- i minikanałach zaobserwowano wzrost liczby Nusselta wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa, pomimo przyjęcia założenia o występowaniu przepływu w pełni rozwiniętego hydrodynamicznie i termicznie. Zaobserwowane odstępstwa od klasycznych rozwiązań teoretycznych mogą być związane z występowaniem efektów wlotowych w rozwijającym się obszarze przepływu w mikro- i minikanałach, niepewnościami pomiarowymi oraz trudnościami związanymi z określeniem termicznych warunków brzegowych. Wskazuje to na potrzebę dokładnej oceny zakresu stosowalności klasycznych korelacji oraz, w uzasadnionych przypadkach, opracowania zależności uwzględniających specyficzne warunki cieplne i przepływowe mikro- i minikanałów. Na przestrzeni lat w literaturze pojawiło się wiele badań eksperymentalnych dotyczących wymiany ciepła i spadku ciśnienia dla przepływu jednofazowego w prostych minikanałach o przekroju prostokątnym i kwadratowym [13]÷[22]. Na ich podstawie opracowano proste modele i rozwiązania analityczne dla określonych warunków brzegowych i przepływowych oraz dla różnych geometrii kanałów. W pracach [23]÷[27] dokonano przeglądu i omówienia literatury dotyczącej badań eksperymentalnych współczynnika oporu przepływu, liczby Nusselta i warunku przejścia przepływu laminarnego w turbulentny w mikrokanałach. Przedstawiono najważniejsze spostrzeżenia i wnioski dotyczące konwekcyjnej wymiany ciepła i jednofazowego przepływu płynu w tych układach, a także podjęto próbę ustalenia, czy klasyczne teorie i korelacje dotyczące przepływu cieczy i wymiany ciepła są odpowiednie również w odniesieniu do mikro- i minikanałów. Z podsumowania przedstawionego w przytoczonych pracach można zauważyć, że dla prostych układów i geometrii mikro- i minikanałów oraz przy zachowaniu warunków brzegowych i przepływowych przyjętych w obliczeniach analitycznych, charakterystyki cieplne i przepływowe mogą być wyznaczone z zadowalającą dokładnością z dostępnych modeli analitycznych opracowanych dla kanałów o konwencjonalnych wymiarach. Jednocześnie w wielu

przypadkach wyniki eksperymentalne uzyskane dla przepływu laminarnego w mikrokanałach dotyczące współczynnika tarcia i liczby Nusselta wykazują znaczące odchylenie lub niezgodność z przewidywaniami teoretycznymi, zwłaszcza w układach o złożonej budowie i geometrii [23]. Istnieje kilka możliwych przyczyn tych rozbieżności, w tym:

- praktyczne trudności w realizacji dokładnych pomiarów eksperymentalnych, szczególnie w zakresie pomiarów temperatury wewnątrz minikanału ze względu na rozmiary dostępnych czujników temperatury oraz sposób ich wprowadzenia do kanału. Trudności związane z bezpośrednim pomiarem temperatury ścianek i wyznaczaniem lokalnych współczynników przejmowania ciepła uzasadniają stosowanie pośrednich metod identyfikacji parametrów cieplnych, w tym metod opartych o metodę Wilsona [28][29];
- przyjmowanie zbyt dużych uproszczeń w modelach analitycznych, takich jak m.in. pomijanie występowania efektów wlotowych w rozwijającym się obszarze przepływu lub wpływ wzdłużnego przewodzenia ciepła w ściankach mikro- i minikanałów;
- trudności i ograniczenia w prowadzeniu pomiarów eksperymentalnych przy ścisłym zachowaniu warunków brzegowych ustalonych teoretycznie (warunek stałej temperatury ścianki lub stałej gęstości strumienia ciepła) w wymiennikach ciepła z mikro- i minikanałami.

Większość istniejących rozwiązań analitycznych została opracowana dla prostych geometrycznie układów z założeniem występowania przepływów jednowymiarowych oraz innych szczególnych założeń, bez których dalsze obliczenia nie byłyby wykonalne. W przypadku układów o złożonej budowie, czego przykładem są mikro- i minikanałowe wymienniki ciepła, w których poza obszarem kanałów występuje dodatkowo obszar kolektora wlotowego i wylotowego oraz połączenia hydrauliczne doprowadzające i odprowadzające czynnik roboczy oraz pozostała aparatura pomiarowa, zastosowanie uproszczonych modeli obliczeniowych może prowadzić do istotnych rozbieżności względem rzeczywistych charakterystyk urządzenia. Zachowanie termiczne i przepływowe rzeczywistego mikro- i minikanałowego wymiennika ciepła jest znacznie bardziej złożone niż wynikające z opracowań teoretycznych dla prostych układów geometrycznych i jednowymiarowych modeli przepływu. Z tego względu badania eksperymentalne rozszerza się niejednokrotnie o symulacje numeryczne, które okazują się być niezwykle istotne dla uzupełnienia wiedzy w zakresie przepływu w

mikroukładach o złożonej budowie i geometrii oraz mogą być punktem odniesienia do wnikliwego rozpoznania i interpretacji towarzyszących zjawisk cieplnych. Wykazano również, że w wielu przypadkach dane eksperymentalne dotyczące liczby Nusselta w mikrokanałach wydają się być niespójne między sobą i wymagają usystematyzowania. W [30] przedstawiono kompleksowy przegląd literatury dotyczącej eksperymentalnych i teoretycznych wartości liczb Nusselta dla przepływu laminarnego w mikro- i minikanałach. Przeanalizowano bazę danych eksperymentalnych obejmującą około 150 prac naukowych dotyczących charakterystyk cieplnych i przepływowych w mikrokanałach, z czego jedynie 40 publikacji zostało wskazanych jako zawierające wartościowe i rzetelne dane. W oparciu o [30] na Rys. 1.5 przedstawiono stosunek eksperymentalnych i teoretycznych wartości liczby Nusselta $\mathrm{Nu_{exp}/Nu_{theory}}$ w funkcji liczby Reynoldsa w mikrokanałach. Z przedstawionej zależności wynika, że dla mniejszych wartości liczby Reynoldsa, w szczególności poniżej około 1000 znaczna część wyników eksperymentalnych wykazuje stosunkowo dobrą zgodność z przewidywaniami teoretycznymi. Wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa obserwuje się zwiększenie rozbieżności pomiędzy wartościami eksperymentalnymi i teoretycznymi liczby Nusselta, co może wynikać z różnic w warunkach przepływowych, termicznych warunkach brzegowych oraz metodyce prowadzonych badań.



Rys. 1.5. Zależność stosunku eksperymentalnych i teoretycznych wartości liczby Nusselta $\mathrm{Nu_{exp}/Nu_{theory}}$ w funkcji liczby Reynoldsa w mikrokanałach- na podstawie [30]

Jednoznaczne porównanie liczby Nusselta dla przepływów w mikrokanałach przedstawionych w literaturze jest niezwykle trudne ze względu na znaczną rozbieżność warunków brzegowych i eksploatacyjnych, różne badane bezwymiarowe długości kanałów i tym samym różny stopień rozwinięcia przepływu w kanale, różnorodną

konstrukcję głównych badanych sekcji pomiarowych (geometria i kształt kanałów i sposób doprowadzenia płynu, kształt i geometria kolektora wlotowego i wylotowego) oraz całego układu pomiarowego, zastosowanych metod badawczych oraz sposobów i warunków prowadzenia pomiarów.

Zmniejszenie średnicy hydraulicznej kanału wymiennika skutkuje, poza intensyfikacją wymiany ciepła, również większymi oporami przepływu. Spadek ciśnienia w minikanale przypadający na jednostkę długości kanału dla jednofazowego przepływu płynu przedstawia ogólna zależność [2]:

$$\frac{\Delta p}{L_{\mathrm{mch}}} = \frac{2 \cdot f \cdot \rho \cdot u^2}{d_{\mathrm{h}}} \tag{1.12}$$

Z powyższego równania wynika, że spadek ciśnienia na jednostkę długości kanału wzrasta również wraz ze wzrostem prędkości przepływu. Aby uniknąć większych spadków ciśnienia, wartość wydatku objętościowego czynnika w wymiennikach minikanałowych powinna być dobrana w sposób zapewniający kompromis pomiędzy mocą cieplną, a oporami przepływu. Współczynnik oporu przepływu f (współczynnik oporu Fanninga) odnosi się do spadku ciśnienia powstałego w wyniku tarcia płynu o powierzchnię kanału i jest zależny od następujących czynników [2]:

- rodzaju ruchu płynu (laminarny lub turbulentny),
- geometrii i kształtu przekroju poprzecznego kanału [31],
- stopnia rozwinięcia przepływu (przepływ w pełni rozwinięty hydraulicznie lub w fazie rozbiegu hydraulicznego),
- stanu powierzchni kanału (powierzchnia gładka lub chropowata).

Współczynnik oporu przepływu *f* dla przepływu laminarnego rozwiniętego hydraulicznie jest dany wzorem:

$$f = \frac{\mathrm{Po}}{\mathrm{Re}} \tag{1.13}$$

Dla w pełni rozwiniętego hydraulicznie przepływu laminarnego liczba Poiseuille'a, podobnie jak liczba Nusselta, zależy od geometrii kanału. Dla przepływu znajdującego się w fazie rozbiegu hydraulicznego wyznaczenie spadku ciśnienia wymaga określenia pozornego współczynnika oporu przepływu f_{app}, który wyraża spadek ciśnienia związany z tarciem płynu oraz efektów wlotowych w rozwijającym się obszarze przepływu [2]. Z uwagi na praktyczne trudności związane z wyznaczeniem lokalnej wartości ciśnienia wzdłuż drogi przepływu w mikro- i minikanałach, najczęściej wyznaczany

doświadczalnie jest spadek ciśnienia pomiędzy kolektorami wlotowymi i wylotowymi czynników roboczych. W przypadku rzeczywistego wymiennika ciepła całkowity spadek ciśnienia obejmuje dodatkowo straty związane z przepływem przez kolektory wlotowe i wylotowe, a także lokalne straty wynikające ze zmian przekroju i kierunku przepływu i straty wynikające z tarcia płynu. Jest to szczególnie istotne dla krótkich mikro- i minikanałów.

Analizując różne czynniki i zjawiska mogące wpływać na proces wymiany ciepła podczas jednofazowego laminarnego przepływu płynu w minikanałowych wymiennikach ciepła należy dodatkowo uwzględnić wpływ następujących czynników:

- wzdłużne przewodzenie ciepła w ściankach- dotyczy to kanałów wykonanych z materiałów dobrze przewodzących ciepło, w których czynniki robocze przepływają z niewielką prędkością [10];
- dyssypacja energii mechanicznej (podczas przepływu czynników lepkich z dużą prędkością);
- poślizg przepływu (w przypadku przepływu gazów w warunkach odpowiednio dużej liczby Knudsena);
- chropowatość powierzchni kanałów.

Wpływ wymienionych wyżej czynników na wymianę ciepła i przepływ wzrasta wraz ze zmniejszaniem średnicy hydraulicznej, zatem mają one szczególne znaczenie w przypadku mikrokanałów. W związku z tym konieczne jest sprawdzenie warunków występowania wymienionych zjawisk i ich ewentualne uwzględnienie w dalszych obliczeniach cieplnych. Przy projektowaniu mikro- lub minikanałowych wymienników ciepła należy wziąć również pod uwagę następujące dodatkowe aspekty, wpływające na charakter przepływu i wymianę ciepła w warunkach rzeczywistych [32]÷[34]: nierównomierność rozdziału przepływu w równoległych kanałach prowadzące do zróżnicowania natężeń przepływu i średnich prędkości w poszczególnych kanałach, możliwość występowania obszarów stagnacji przepływu, wynikających z kształtu i rozmieszczenia kolektorów wlotowych i wylotowych, a także nierównomierność rozkładu temperatury wzdłuż długości w poszczególnych kanałach, co może oznaczać, że w rzeczywistych warunkach liczby Reynoldsa i Prandtla mogą różnić się w każdym pojedynczym kanale [35]. Nierównomierny rozkład przepływu powoduje wzrost oporu przepływu, co prowadzi do zwiększenia mocy pompowania, co może zaburzać hydraulikę układu [36]÷[39]. Istotny jest również wybór skali wykonania kanałów, tj.

mikro- lub mini-. Zastosowanie mikrokanałów może sprzyjać intensyfikacji wymiany ciepła ze względu na możliwość uzyskania wyższych wartości współczynników przejmowania ciepła. Z kolei w wymiennikach ciepła z bardzo małymi kanałami przepływowymi wymagane są większe moce pompowania, aby przetransportować tę samą ilość czynnika w porównaniu do wymienników ciepła z minikanałami. Ostateczna ocena właściwości cieplnych i przepływowych wymiennika wymaga zatem uwzględnienia zarówno osiąganych współczynników przenikania ciepła i mocy cieplnej, jak i strat ciśnienia oraz zapotrzebowania na moc pompowania. Przy projektowaniu wymienników ciepła z mikrokanałami należy mieć również na uwadze zachowanie większej grubości warstwy materiału pomiędzy czynnikami roboczymi w odniesieniu do wymiaru kanałów przepływowych, co wynika ze wzrostu naprężeń materiału spowodowanych oddziaływaniem wyższych ciśnień płynów na wlocie do wymiennika i pomiędzy sąsiadującymi kanałami. Ponadto, w wyniku bardzo małego przekroju poprzecznego, mikrokanały są bardziej podatne na zanieczyszczenia i zatykanie podczas eksploatacji, co może prowadzić do ich zablokowania, zakłócenia w rozkładzie przepływu lub do wzrostu oporów przepływu, co wymusza konieczność zapewnienia czystości płynu w mikrokanałach. Istnieją również trudności technologiczne związane z procesem produkcji bardzo małych kanałów w materiałach o wysokiej przewodności, wymagające niekiedy stosowania specjalistycznych narzędzi i sposobów obróbki, które są często kosztowne i czasochłonne. Dodatkowo, w efekcie wyższych wymaganych mocy pompowania spadek ciśnienia w mikrokanałach jest większy niż dla minikanałów, również dla przepływu laminarnego, co może niekiedy warunkować zastosowanie specjalnego uszczelnienia.

1.3. Przegląd literatury

Zdecydowana większość badań doświadczalnych w miniskali opisanych w literaturze dotyczy układów pojedynczych mikro- i minikanałów oraz ich układów wykonanych w pojedynczej płycie i stosowanych jako radiatory lub jako komponenty miniwymienników ciepła ogrzewanych oporowo [40][41]. Literatura w tym zakresie jest względnie rozległa, a badania prowadzone na drodze eksperymentalnej, analitycznej i numerycznej w samych mikro- i minikanałach stanowiących samodzielne sekcje pomiarowe, pozwoliły na wnikliwą analizę w zakresie wymiany ciepła i przepływu płynu [32][42][43]. W klasycznym wymienniku ciepła zakłada się występowanie przepływu co najmniej dwóch płynów o różnych temperaturach ograniczonych przegrodą, przez

którą następuje wymiana ciepła. Pierwszy mikrokanałowy krzyżowo-prądowy wymiennik ciepła opatentowano w 1985r. jako element chłodzący w silniku Stirlinga [44]. Obecnie opracowywane rozwiązania konstrukcyjne mikro- i miniwymienników ciepła z przepływem dwóch płynów są dość zróżnicowane i uwarunkowane ich zastosowaniem. W literaturze opisywane są wymienniki klasycznego typu wykonane w miniskali, tj. miniwymienniki płaszczowo-rurowe z rurkami o małych średnicach [45]÷[50] lub wymienniki płytowe z kanałami przepływowymi o małych średnicach hydraulicznych [29],[35]÷[37],[51][52]. Z kolei w przypadku wymienników ciepła z mikro- lub minikanałami stosuje się rozwiązania wielopłytkowe [53]÷[56], gdzie płytki z jednostronnie naciętymi kanałami ułożone są warstwowo na sobie, a kanały przepływowe czynników roboczych ograniczone są powierzchniami czołowymi kolejnych płytek z mikro- lub minikanałami. Czynniki robocze przepływają zamiennie przez poszczególne płytki wymieniając ciepło, a kierunek ich przepływu może być współprądowy, przeciwprądowy lub krzyżowo-prądowy [3][57]. Szczególnie interesującym rozwiązaniem są wymienniki jednopłytkowe jako elementy obustronnie żebrowane, w których kanały wykonuje się symetrycznie po przeciwległych stronach pojedynczej płytki. Taka konstrukcja przyczyna się do znacznego ograniczenia zarówno zużycia materiału w procesie obróbczym, jak i kosztów wytwarzania.

Zasadniczy kierunek i obszar obecnie prowadzonych badań cieplnych i przepływowych w wymiennikach ciepła z mikro- i minikanałami oraz w samych mikro- i minikanałach obejmuje opracowywanie rozwiązań konstrukcyjnych zapewniających uzyskanie kompromisu pomiędzy intensyfikacją wymiany ciepła, a wzrostem oporów przepływu [58]. Cel ten jest realizowany za pomocą różnych mechanizmów i metod intensyfikacji wymiany ciepła. Ze względów praktycznych najczęściej wykorzystuje się metody pasywne opierające się na modyfikacji geometrii i kształtu kanału lub jego powierzchni, w których intensyfikacja wymiany ciepła zachodzi głównie na skutek [59][60]:

- występowania zaburzeń przepływu wpływających na intensywność mieszania płynu (zmniejszenie termicznej warstwy przyściennej),
- wzrostu gradientu prędkości w pobliżu powierzchni ogrzewanej
- powstawanie obszarów wirowych i przepływów wtórnych [59]÷[61].

Realizacja tego celu opierała się głównie na zastosowaniu kanałów o modyfikowanych geometriach i kształtach [62]÷[66], w tym: falistym, spiralnym, śrubowym,

zygzakowatym oraz kanałów z mikro dyfuzorami, mikro żebrami, generatorami wirów lub elementami turbulizującymi [61],[67]÷[69]. Stosowane są również rozwiązania konstrukcyjne kanałów wykorzystujące elementy typu „pin-fin" w celu zwiększenia powierzchni wymiany ciepła i wywołania lokalnych zaburzeń przepływu. Dostępne są również badania dotyczące wpływu zmiany stanu powierzchni kanałów, polegającej na zwiększeniu chropowatości, na intensywność wymiany ciepła i opory przepływu w kanałach. Znane z literatury są również metody, w których intensyfikacja wymiany ciepła zachodzi na skutek zastosowania nanocieczy jako czynników roboczych oraz opisywane są badania przepływów ze zmianą stanu skupienia w celu zwiększenia współczynników przejmowania ciepła [70][71]. Zachowanie najbardziej korzystnego bilansu pomiędzy intensyfikacją wymiany ciepła, a spadkiem ciśnienia w wymiennikach ciepła z mikro- i minikanałami jest zagadnieniem złożonym i wymagającym dodatkowej analizy w następujących obszarach:

- równomierności i stabilności przepływu w kanałach oraz przewidywania występowania oraz dalszej identyfikacji obszarów stagnacji przepływu [72],
- wymiany ciepła i organizacji przepływu w obszarze kolektorów wlotowych i wylotowych wymiennika ciepła oraz wpływ ich kształtu i geometrii oraz sposobu doprowadzenia czynnika na parametry cieplne i przepływowe,
- równomierności rozkładu temperatury wzdłuż kanałów,
- oceny wskaźników efektywności energetycznej i cieplno-hydraulicznej jako parametrów opisujących stosunek uzyskanego efektu cieplnego do nakładów energetycznych związanych z przepływem czynnika.

Poniżej przedstawiono przegląd dostępnych publikacji naukowych dotyczących badań eksperymentalnych wymiany ciepła podczas przepływu laminarnego w mikro- i minikanałowych wymiennikach ciepła z prostymi, równoległymi kanałami o przekroju kwadratowym i prostokątnym.

Dang i in. [73]÷[76] przeprowadzili serię badań eksperymentalnych i numerycznych jednopłytkowych wymienników ciepła z prostokątnymi mikrokanałami. W [76] przeprowadzili badania eksperymentalne i numeryczne jednopłytkowego mikrokanalikowego wymiennika ciepła z prostymi prostokątnymi kanałami i prostokątnymi kolektorami wlotowymi i wylotowymi. Badany wymiennik posiadał 10 symetrycznych mikrokanałów o średnicy hydraulicznej 375 μm i długości 32 mm. Badania doświadczalne przeprowadzono dla jednofazowego przepływu wody

w konfiguracji przeciwprądowej w celu uzyskania charakterystyk cieplnych i przepływowych. Uzyskany eksperymentalnie całkowity współczynnik przenikania ciepła mieścił się w przybliżonym zakresie od 6000 do 8000 W/(m^{2}K). Określono również rzeczywistą efektywność cieplną (85-90%) oraz efektywność cieplną metodą NTU (60-70%).

Dang i in. [77] przedstawili badania eksperymentalne czterech różnych jednopłytowych wymienników ciepła z prostymi mikrokanałami o przekroju prostokątnym i średnicach hydraulicznych wynoszących 375 μm i 264 μm w celu określenia wpływu kształtu i ułożenia kolektorów wlotowych i wylotowych, powierzchni przekroju poprzecznego kanałów i grubości płytek wymiennika na parametry cieplne i przepływowe. Badania eksperymentalne przeprowadzono dla jednofazowych przepływów wody destylowanej przy zmiennej temperaturze wlotowej po stronie gorącej oraz dla zmiennego wydatku masowego po stronie zimnej. Dla wymiennika o najmniejszej grubości płytek osiągnięto najwyższy stosunek efektywności wymiany ciepła do spadku ciśnienia, zaś najniższy spadek ciśnienia odnotowano dla wymiennika ciepła, w którym sposób doprowadzenia i odprowadzenia płynu był typu I (wlot i wylot czynnika roboczego znajdują się w jednej linii) w porównaniu do typu S (droga przepływu cieczy ułożona w kształt litery „S") . Uzyskano ogólne średnie współczynniki przenikania ciepła wynoszące w przybliżeniu 8500 W/(m^{2}K).

Porównanie charakterystyk cieplnych i przepływowych aluminiowych mikro- i minikanałowych wymienników ciepła o prostokątnych przekrojach poprzecznych przedstawiono w [78]. Analiza obejmowała badania eksperymentalne i symulacje numeryczne trzech konfiguracji wymienników ciepła, w szczególności jednego mikrokanałowego wymiennika ciepła z 10 kanałami o średnicy hydraulicznej 285 μm i dwóch minikanałowych wymienników ciepła z 4 kanałami o średnicy hydraulicznej 400 μm i 2 kanałami o średnicy hydraulicznej 444 μm. Dla mikro- i minikanałowych wymienników ciepła uzyskano następujące ogólne współczynniki przenikania ciepła: odpowiednio 8400 W/(m^{2}K), 5112 W/(m^{2}K) i 4130 W/(m^{2}K). Wykazano, że zarówno moc cieplna, jak i spadek ciśnienia w wymienniku mikrokanałowym są wyższe niż w przypadku wymienników minikanałowych. Dodatkowo, dla tej samej średniej prędkości płynu w kanałach efektywność cieplna wymiennika mikrokanałowego była 1,2÷1,53 razy wyższa niż dla wymienników minikanałowych, zatem wskazano, że wymienniki ciepła z mikrokanałami są bardziej korzystne w układach o dużych

obciążeniach cieplnych. Ponadto wyniki uzyskane z eksperymentów były zgodne z wynikami uzyskanymi na podstawie analiz numerycznych.

W pracy [73] badano eksperymentalnie i numerycznie wpływ grubości warstwy materiału pomiędzy gorącym i zimnym płynem w wymienniku z 10 symetrycznymi mikrokanałami o średnicy hydraulicznej 375 μm i długości 32 mm na charakterystyki cieplne. Wykazano, że wraz ze wzrostem grubości przegrody wymiennika, moc cieplna maleje, jednak w zakresie prowadzonych badań zmiana ta była nieznaczna. Z kolei w [74] badano wpływ konfiguracji przepływu w mikrokanałowym wymienniku ciepła na wymianę ciepła. Badania potwierdziły, że dla przepływu przeciwprądowego obserwuje się intensyfikację wymiany ciepła względem przepływu współprądowego. W [75] podsumowano wyniki badań eksperymentalnych i numerycznych prowadzonych dla zmiennej geometrii kanałów, w szczególności głębokości kanału oraz szerokości warstwy materiału pomiędzy gorącym i zimnym płynem w zakresie wymiany ciepła i przepływu oraz wpływu lokalizacji wlotu i wylotu czynnika roboczego na strukturę przepływu i wymianę ciepła w jednopłytkowych mikrokanałowych wymiennikach ciepła, opisane we wcześniejszych publikacjach autorów.

García-Hernando i in. [79] przeprowadzili badania eksperymentalne dwóch jednopłytowych mikrokanałowych wymienników ciepła z kwadratowymi kanałami o przekrojach 100x100μm i 200x200μm. Celem badania było określenie wydajności cieplnej i hydrodynamicznej oraz zgodności uzyskanych wyników z modelami analitycznymi. Współczynniki przenikania ciepła uzyskane dla obu wymienników mieściły się w zakresie 3000 – 5000 W/(m^{2}K) oraz uzyskano zadowalającą zgodność między eksperymentem a teorią dla przepływu laminarnego.

Tychanicz-Kwiecień i Gil [80] przeprowadzili badania eksperymentalne charakterystyk cieplno-przepływowych prototypowego jednopłytkowego wymiennika ciepła z minikanałami kwadratowymi o średnicy hydraulicznej 1 mm i długości 100 mm oraz prostokątnymi kolektorami wlotowymi i wylotowymi. Pomiary eksperymentalne prowadzono dla jednofazowego laminarnego przepływu wody destylowanej w konfiguracji przeciwprądowej w obszarze rozwijającym się dla różnych kombinacji liczb Reynoldsa po stronie gorącej i zimnej. Przedstawiono ogólny rozszerzony model analityczny wymiany ciepła, w którym uwzględniono wymianę ciepła zarówno w kolektorach, jak i w obszarze minikanałów. Dane eksperymentalne porównano z opracowanym modelem analitycznym. Uzyskano współczynnik przenikania ciepła

wynoszący do 3000 W/(m²K), oraz stosunkowo niski spadek ciśnienia przypadający na jedną stronę wymiennika, wynoszący do 6,5 kPa. Przeprowadzono analizę porównawczą badanego minikanałowego wymiennika ciepła i mikrokanałowych wymienników ciepła przedstawionych w [79].

Tychanicz-Kwiecień i Rybiński [28] przedstawili wyniki badań eksperymentalnych oraz zmodyfikowaną metodę statystyczną do określenia wstępnej charakterystyki cieplnej prototypowego jednopłytkowego wymiennika ciepła z kwadratowymi minikanałami o średnicy hydraulicznej 2 mm i długości 100 mm oraz z dwoma prostokątnymi kolektorami. W nowej metodzie statystycznej uwzględniono osobno przepływy ciepła w kolektorach i kanałach. Charakterystyka cieplna wymiennika została uzyskana statystycznie na podstawie wyników eksperymentalnych i przedstawiona w postaci całkowitej mocy cieplnej wymiennika. W opracowanym modelu statystycznym uwzględniono dwa efekty, które mogą wpływać na wymianę ciepła: straty ciepła do otoczenia oraz wymianę ciepła w obszarze kolektorów. Udowodniono, że straty ciepła do otoczenia można pominąć ze względu na odpowiednią izolację termiczną. Wpływ uwzględnienia wymiany ciepła w kolektorach na charakterystykę cieplną całego wymiennika wymagał wykonania dwóch wariantów obliczeniowych, w których określono względne różnice między eksperymentalnymi a statystycznie skorygowanymi wartościami mocy cieplnej oraz współczynnik determinacji R^2 w obu wariantach. W pierwszym wariancie pominięto wymianę ciepła w parach kolektorów, a w drugim modelu została ona uwzględniona. Zaobserwowano, że brak uwzględnienia wymiany ciepła w parach kolektorów prowadzi do znacznych rozbieżności między wynikami eksperymentalnymi a statystycznymi. Natomiast w drugim wariancie uwzględniającym kolektory względne residua były znacznie niższe, co wskazuje na lepsze dopasowanie wyników.

Portha i in. [81] przeprowadzili badania eksperymentalne i analityczne charakterystyk cieplno-przepływowych w kompaktowym wymienniku ciepła z prostokątnymi mikrokanałami o średnicy hydraulicznej 750µm i długości 60 mm. Czynnikami roboczymi była woda destylowana i olej przepływające w konfiguracji przeciwprądowej w warunkach przepływu laminarnego. Opracowano uproszczony jednowymiarowy model wymiany ciepła oraz zidentyfikowano parametry korelacji liczby Nusselta oraz współczynnika tarcia Fanninga. Obliczone profile temperatury i ciśnienia dobrze zgadzają się z danymi eksperymentalnymi. Otrzymane wyniki mogą być przydatne dla

oceny rzędu wielkości wymiany ciepła lub współczynnika tarcia w wymiennikach ciepła z mikrokanałami.

Yang i in. [82] przedstawili projekt i badania eksperymentalne dwupłytkowego mikrokanałowego wymiennika ciepła. Badany wymiennik posiada 133 równoległe mikrokanały w każdej płytce o wysokości 200 μm, szerokość 200 μm i długość 39,8 mm, a czynnik gorący i zimny rozdzielone były specjalną folią. Badania eksperymentalne przeprowadzono przy zmiennym wydatku masowym dla pięciu różnych folii dzielących. Określono spadek ciśnienia (rzędu kilkaset kPa), współczynnik przenikania ciepła (do 900 W/(m^{2}K)) oraz efektywność cieplną wymiennika (55-85%). Wyniki eksperymentalne są porównywane z przewidywaniami klasycznej teorii dla konwencjonalnych wymienników ciepła.

Zhang i in. [83] opracowali mikrokanałowy wymiennik ciepła z dzielonymi mikrokanałami złożonymi z odcinków o kształcie falowym trójkątnym i prostym, tworzącymi w przekroju strukturę „N". Przedstawiona geometria została opracowana w celu zrównoważenia wydajności cieplnej i spadku ciśnienia. Przeprowadzono badania numeryczne zależności różnych konfiguracji struktury kanału oraz parametrów geometrycznych na parametry cieplne i przepływowe oraz efektywność cieplną. Zaobserwowano, że efektywność cieplna jest uzależniona od układu falowych odcinków kanału w strukturze N, przy czym symetryczna konfiguracja dzielonych odcinków kanału wykazuje najlepszą wydajność cieplną oraz większy spadek ciśnienia.

Ling i in. [84] przedstawili badania eksperymentalne nowej konfiguracji mikrokanału wymiennika ciepła, w którym przepływ czynników roboczych przepływających przeciwprądowo, zachodził zamiennie w poszczególnych kanałach w układzie "zimna woda-ciepła woda-zimna woda", dzięki czemu wymiana ciepła zachodziła na ścianach bocznych kanałów przepływu czynników. Analizowano wpływ konfiguracji mikrokanałów na wydajność cieplną i hydrauliczną, porównując zaproponowaną konfigurację z równoległymi mikrokanałami o kształcie prostym i mikrokanałami o kształcie spiralnym. Pomiary prowadzono przy zmiennym natężeniu przepływu czynnika zimnego w zakresie przepływu laminarnego (Re=82÷492). Wyniki wykazały, że dla maksymalnej liczby Reynoldsa liczba Nusselta dla mikrokanałów przeplatanych była odpowiednio 2 i 10 razy większa niż dla mikrokanałów równoległych i spiralnych, a opór termiczny był najmniejszy. Wydajność cieplna mikrokanału przeplatanego

zwiększyła się o ponad 83% w porównaniu do danych z literatury. Z kolei wpływ konfiguracji mikrokanałów na spadek ciśnienia okazał się znikomy.

Pan i in. [85] przeprowadzili badania eksperymentalne parametrów cieplno-przepływowych i wydajności cieplnej wielopłytkowego wymiennika ciepła z mikrokanałami o wachlarzowych zagłębieniach, który porównano z konwencjonalnym mikrokanałowym wymiennikiem ciepła z prostymi kanałami o przekroju prostokątnym. Zbadano wpływ parametrów geometrycznych wyżłobień na efektywność wymiany ciepła. Wyniki wskazują, że wydajność mikrokanałowego wymiennika ciepła z modyfikowanymi kanałami jest lepsza niż dla kanałów prostych, a spadek ciśnienia jest mniejszy.

Cao i in. [54] określali charakterystyki cieplne mikrokanałowych wymienników ciepła z dwoma płytkami ze stali nierdzewnej, w których zostały wykonane kanały przepływowe czynników roboczych w celu określenia korelacji średniej liczby Nusselta i spadku ciśnienia i zaprojektowania wymiennika mikrokanalikowego z wieloma płytami o tej samej strukturze geometrycznej. Poprawność opracowanych korelacji została zweryfikowana badaniami eksperymentalnymi mikrokanałowych wymienników ciepła z dwoma i dziesięcioma płytami. Pomiary zrealizowano dla przepływu wody destylowanej w konfiguracji przeciwprądowej w warunkach przepływu laminarnego. Dla mikrokanałowych wymienników ciepła z dwoma płytami uzyskano maksymalny objętościowy współczynnik przenikania ciepła wynoszący 5,2 MW/m^3K przy odpowiadającym spadku ciśnienia mniejszym niż 20 kPa dla maksymalnej liczby Reynoldsa około 65.

Alm i in. [86] opracowali i przetestowali 3 prototypowe wielopłytkowe mikrowymienniki ciepła z równoległymi prostokątnymi kanałami, wykonane z materiałów ceramicznych. Badania prowadzono dla przeciwprądowego i krzyżowo-prądowego przepływu wody o zmiennym masowym natężeniu przepływu. Wyznaczono eksperymentalnie spadek ciśnienia, efektywność cieplną i współczynnik przejmowania ciepła, które porównano z wartościami oszacowaniami na podstawie korelacji dla standardowych wymienników ciepła oraz z symulacjami numerycznymi. Efektywność cieplna była w zakresie 10-22%, a współczynniki przejmowania ciepła w układzie krzyżowym wyniosły do 22 $kW/(m^2K)$. Stwierdzono, że specyfika procesu łączenia komponentów ceramicznych wpływa na blokowanie kanałów przepływowych, co wpływa na charakterystyki cieplne i przepływowe. Opracowane prototypy

charakteryzują się lepszymi parametrami cieplno-przepływowymi niż przewidywano na podstawie rozważań teoretycznych.

Zhou i in. [87] przeprowadzili badania eksperymentalne i numeryczne wpływu parametrów geometrycznych kanałów, tj. szerokości i wysokości kanałów oraz grubości materiału pomiędzy kanałami w dwupłytkowym mikrokanałowym wymienniku ciepła na wymianę ciepła i przepływ płynów. Analizowano wpływ badanych parametrów na liczbę Nusselta, profil prędkości, współczynnik tarcia oraz długość rozbiegu hydraulicznego. Z kolei w [88] przedstawiono badania eksperymentalne i numeryczne dwupłytkowego miedzianego wymiennika ciepła z prostokątnymi mikrokanałami dotyczące określenia wpływu rozmiaru mikrokanałów na przepływ płynów i charakterystyki cieplne w celu optymalizacji rozmiaru mikrokanałów. Przedstawiono i porównano liczby Nusselta i Poiseuille'a w zakresie liczb Reynoldsa. Przeprowadzono symulacje numeryczne rozkładu temperatury i prędkości w kanałach. Na podstawie wyników eksperymentalnych i numerycznych zaproponowano optymalne parametry geometryczne mikrokanalików poprawiające wymianę ciepła i kompaktowość rozpatrywanego wymiennika ciepła.

Kee i in. [89] opracowali i zbadali eksperymentalnie i numerycznie model ceramicznego wymiennika ciepła z czterema płytkami, w których wykonano 10 dzielonych prostokątnych mikrokanałów. Wykonanie osiowych szczelin w kanałach miało na celu wyrównanie ciśnienia między kanałami oraz poprawę efektywności cieplnej wymiennika, a wykorzystanie materiałów ceramicznych umożliwia pracę wymiennika w warunkach wysokotemperaturowych i w reaktywnych chemicznie środowiskach. Pomiary eksperymentalne przeprowadzono dla powietrza wlotowego o temperaturze do 750 °C po stronie gorącej oraz powietrza w temperaturze pokojowej po stronie zimnej, osiągając efektywność cieplną wymiennika ciepła do 70%.

Koyama i in. [90] badali eksperymentalnie charakterystyki cieplne wielopłytkowego mikrokanałowego wymiennika ciepła z równoległymi prostymi mikrokanałami o przekroju prostokątnym, średnicy hydraulicznej równej 240μm i długości 20 mm. Pomiary prowadzono dla przepływu powietrza w zakresie przepływu laminarnego (Re=63,5÷191). Zmierzono temperatury i ciśnienia na wlotach i wylotach wymiennika ciepła oraz opracowano charakterystyki cieplno- przepływowe. Zaproponowano prosty model analityczny wymiany ciepła dla warunku stałej temperatury ścianki, który dobrze pokrywa się z wynikami eksperymentalnymi. Spadek ciśnienia wyznaczony

z eksperymentu okazał się być znacznie większy niż obliczony z korelacji, na co największy wpływ miała konfiguracja geometryczna wymiennika.

Yang i in. [91] zbudowali wielopłytkowy wymiennik ciepła ze 133 kwadratowymi mikrokanałami o średnicy hydraulicznej 200 μm i długości 39,8 mm. Z uwagi na zastosowanie gazu jako czynnika roboczego, wskazano na istotę wyboru materiału wymiennika i jego przewodności cieplnej w kontekście jego efektywności cieplnej. Opracowano dwa modele numeryczne za pomocą komercyjnego oprogramowania CFD. Na podstawie otrzymanej analizy termicznej i hydrodynamicznej zaprojektowano i wykonano z polimeru (PEEK) mikrowymiennik ciepła oraz zaproponowano jego zakres pracy zapewniający równomierny rozkład przepływu oraz najlepszą możliwą do uzyskania wydajność cieplną i hydrauliczną.

Kang i Tseng [92] opracowali teoretyczny model przepływu i wymiany ciepła krzyżowo-prądowego płytkowego wymiennika ciepła z mikrokanałami wykorzystując podstawowe równania wymiany ciepła i przepływu płynu. Model teoretyczny został zweryfikowany na podstawie porównania z danymi eksperymentalnymi z literatury. Analizowano zależność pomiędzy efektywnością cieplną wymiennika, a spadkiem ciśnienia w mikrokanałach. Wskazano na konieczność równoważnia wysokiej efektywności cieplnej i strat ciśnienia, a projektując mikrowymiennik ciepła należy znaleźć kompromis pomiędzy wysoką efektywnością, a dopuszczalnym spadkiem ciśnienia.

Wajs i in. [29] przeprowadzili badania eksperymentalne charakterystyk cieplnych prototypowego płytowego wymiennika ciepła z prostymi, równoległymi minikanałami o wymiarach przekroju 1×0,7 mm i długości 40 mm. Pomiary przeprowadzono w warunkach wrzenia etanolu, przy zastosowaniu wody jako drugiego czynnika roboczego. Maksymalny współczynnik przenikania ciepła wyniósł około 4000 W/(m²K), natomiast oszacowany współczynnik przejmowania ciepła po stronie wrzącego etanolu osiągnął wartość około 7500 W/(m²K). Uzyskane wyniki wskazują na możliwość osiągnięcia wysokiej intensywności wymiany ciepła w kompaktowych wymiennikach ciepła z minikanałami.

1.3.1. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonego przeglądu literatury można stwierdzić, że zmniejszenie średnicy hydraulicznej kanałów może sprzyjać intensyfikacji konwekcyjnej wymiany ciepła, jednak zazwyczaj wiąże się również ze wzrostem oporów przepływu przy porównywalnych warunkach przepływowych. Charakterystyki cieplne i przepływowe wymienników ciepła z mikro- i minikanałami zależą od wielu czynników związanych zarówno z geometrią kanałów, jak i konstrukcją całego wymiennika oraz warunkami jego eksploatacji. Istotne znaczenie mają w szczególności wymiary i kształt przekroju poprzecznego kanałów, geometria kolektorów wlotowych i wylotowych, sposób rozdziału strumieni pomiędzy równoległe kanały oraz warunki rozwoju hydrodynamicznego i termicznego przepływu. Z tego względu ocena właściwości cieplnych i przepływowych rzeczywistego wymiennika ciepła nie może ograniczać się wyłącznie do analizy zjawisk zachodzących w pojedynczych kanałach. Wyniki badań przedstawionych w literaturze wskazują na istotny wpływ geometrii i konfiguracji kanałów na intensywność wymiany ciepła oraz opory przepływu. Jednocześnie bezpośrednie porównywanie rezultatów uzyskanych przez różnych autorów jest ograniczone ze względu na różnice w konstrukcji wymienników, warunkach przepływowych i cieplnych, stosowanych metodach badawczych oraz sposobach wyznaczania parametrów charakteryzujących ich pracę. Szczególnej uwagi wymaga zatem porównanie wpływu wymiarów i kształtu przekroju poprzecznego minikanałów, a w przypadku kanałów prostokątnych również orientacji przekroju względem powierzchni wymiany ciepła, przy zachowaniu porównywalnych warunków prowadzenia badań. Istotne jest także uwzględnienie zależności pomiędzy uzyskiwanymi parametrami cieplnymi, oporami przepływu oraz nakładami energetycznymi związanymi z przetłaczaniem czynników roboczych. Pozwala to na kompleksową ocenę właściwości cieplnych, przepływowych i energetycznych poszczególnych wariantów geometrycznych wymiennika. Dodatkowym zagadnieniem wymagającym dalszej analizy jest ocena dokładności uproszczonych modeli obliczeniowych, których zastosowanie może prowadzić do rozbieżności pomiędzy wynikami analitycznymi a eksperymentalnymi. Jest to szczególnie istotne w przypadku wymienników o złożonej geometrii, w których wymiana ciepła zachodzi zarówno w minikanałach, jak i w obszarach kolektorów wlotowych i wylotowych. Dokładność modelowania zależy między innymi od przyjętych

założeń dotyczących charakteru przepływu, termicznych warunków brzegowych oraz sposobu uwzględnienia poszczególnych składowych oporu cieplnego.

Przedstawione uwarunkowania stanowiły podstawę do podjęcia tematyki przedstawionej w niniejszej rozprawy. Badania ukierunkowano na określenie wpływu geometrii minikanałów, obejmującej ich wymiary, kształt i orientację przekroju prostokątnego względem powierzchni wymiany ciepła, na charakterystyki cieplne i przepływowe kompaktowego wymiennika ciepła. Uzupełnieniem badań eksperymentalnych było opracowanie modelu analitycznego wymiany ciepła, uwzględniającego specyfikę konstrukcji badanego wymiennika oraz warunki przepływu w minikanałach i obszarach plenum. Porównanie wyników obliczeń analitycznych z wartościami eksperymentalnymi miało na celu ocenę dokładności przyjętych założeń modelowych oraz identyfikację możliwych przyczyn występujących rozbieżności. Istotnym założeniem konstrukcyjnym było również zachowanie prostoty wykonania, kompaktowości i modułowości wymiennika. Przyjęte podejście umożliwiło ocenę poszczególnych wariantów geometrycznych pod względem możliwości uzyskania korzystnego kompromisu pomiędzy intensywnością wymiany ciepła, oporami przepływu, zapotrzebowaniem na moc pompowania oraz wymaganiami technologicznymi.

2. CEL I ZAKRES PRACY

Celem zasadniczym pracy było określenie wpływu geometrii minikanałów, obejmującej ich wymiary i kształt oraz orientację przekroju poprzecznego względem powierzchni wymiany ciepła na charakterystyki cieplne i przepływowe kompaktowego wymiennika ciepła oraz wyznaczenie zależności pomiędzy uzyskiwanym efektem cieplnym, a nakładami hydraulicznymi związanymi z przepływem czynników roboczych. Celem szczegółowym pracy było opracowanie modelu analitycznego wymiany ciepła w badanym wymienniku ciepła z minikanałami, uwzględniającego współczynnik przenikania ciepła oraz całkowity opór cieplny, a następnie porównanie uzyskanych wartości z wynikami badań eksperymentalnych. Dodatkowym celem pracy była ocena możliwości identyfikacji wariantu geometrycznego zapewniającego najbardziej korzystny kompromis pomiędzy parametrami cieplnymi, przepływowymi oraz nakładami energetycznymi związanymi z realizacją przepływu z jednoczesnym uwzględnieniem cech konstrukcyjnych wymiennika, w szczególności prostoty wykonania i kompaktowości.

Zakres pracy obejmował:

1. Opracowanie koncepcji i wykonanie prototypu kompaktowego wymiennika ciepła z minikanałami o konstrukcji modułowej. W oparciu o rozwiązania konstrukcyjne przedstawione w pracach [76]÷[79], opracowano i wykonano jednopłytkowy wymiennik ciepła z prostymi równoległymi minikanałami i dwoma parami plenum wlotowego i wylotowego, charakteryzujący się prostotą wykonania, kompaktowością i możliwością łatwego montażu i demontażu. Analizie poddano cztery warianty geometryczne minikanałów:

- dwa warianty o kwadratowym przekroju poprzecznym i wymiarach 1×1 mm oraz 2×2 mm
- dwa warianty o prostokątnym kształcie przekroju poprzecznego i wymiarach 1×2 mm oraz 2×1 mm.

Przyjęte warianty geometryczne umożliwiły analizę wpływu wymiarów i kształtu przekroju poprzecznego oraz orientacji przekroju prostokątnego względem powierzchni wymiany ciepła na charakterystyki cieplne i przepływowe wymiennika. W celu ograniczenia wpływu parametrów innych niż geometria minikanałów na charakterystyki cieplne i przepływowe, we wszystkich badanych wariantach geometrycznych zachowano jednakową długość minikanałów oraz wymiary gabarytowe płytki w jej płaszczyźnie.

2. Budowa i walidacja stanowiska pomiarowego przeznaczonego do eksperymentalnego wyznaczania parametrów cieplnych i przepływowych wymiennika ciepła z minikanałami, obejmująca wzorcowanie aparatury pomiarowej oraz ocenę niepewności pomiarowych.

3. Badania eksperymentalne charakterystyk cieplnych i przepływowych czterech wariantów geometrycznych wymiennika ciepła z minikanałami, w zakresie obejmującym przede wszystkim przepływ rozwijający się termicznie. Na podstawie otrzymanych wyników pomiarowych opracowano charakterystyki cieplne dla wybranych punktów pomiarowych, z uwzględnieniem zbliżonych wartości liczb Pécleta oraz strumieni pojemności cieplnej po stronie gorącej i zimnej. Dodatkowo uwzględniono warunek ustabilizowania parametrów pracy. Charakterystyki cieplne przedstawiały zależności:

- średniej mocy cieplnej oraz współczynnika przenikania ciepła w funkcji liczby Graetza oraz liczby Pécleta;
- współczynnika przenikania ciepła w funkcji stosunku liczb Pécleta i sumarycznej mocy pompowania.

Charakterystyki przepływowe przedstawiały:

- spadek ciśnienia strony gorącej i zimnej w funkcji objętościowego natężenia przepływu po stronie gorącej i zimnej;
- moc pompowania strony gorącej i zimnej w funkcji liczby Pécleta;
- sumaryczną moc pompowania w funkcji prędkości przepływu czynnika po stronie gorącej i zimnej.

4. Analiza porównawcza wskaźników efektywności energetycznej i cieplno-hydraulicznej badanych wariantów geometrycznych wymiennika ciepła z minikanałami, obejmująca uzyskiwany efekt cieplny oraz nakłady energetyczne i hydrauliczne związane z przepływem czynników. Wyznaczono efektywność cieplną, którą przedstawiono w funkcji stosunku liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej oraz sumarycznej mocy pompowania oraz w funkcji liczby jednostek wymiany ciepła NTU. W analizie porównawczej badanych wariantów geometrycznych przedstawiono również zależności:

- współczynnika przenikania ciepła oraz mocy cieplnej w funkcji sumarycznej mocy pompowania;
- współczynnika przenikania ciepła w funkcji sumarycznej mocy pompowania;
- współczynnika przenikania ciepła w funkcji liczby Reynoldsa po stronie zimnej przepływu;

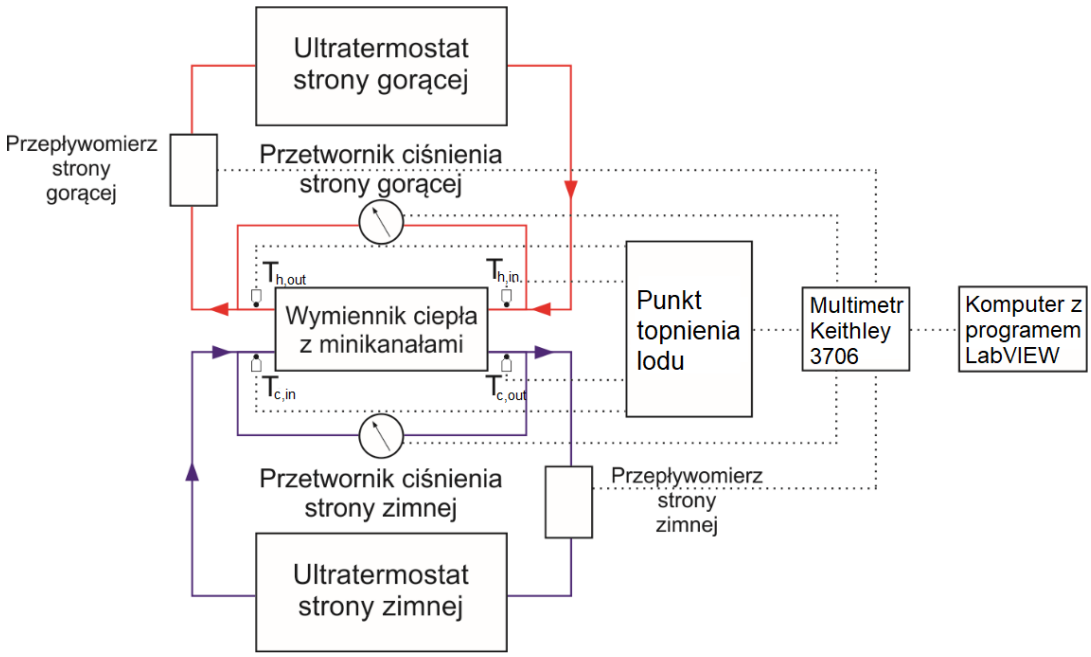
- wskaźników efektywności energetycznej i cieplno-hydraulicznej.

5. Opracowanie uproszczonego modelu analitycznego wymiany ciepła w kompaktowym wymienniku z minikanałami, uwzględniającego wymianę ciepła w obszarach plenum wlotowych i wylotowych oraz w minikanałach o trzech ogrzewanych ściankach. Do wyznaczania współczynników przejmowania ciepła zastosowano odpowiednie korelacje literaturowe, w szczególności uwzględniające rozbieg termiczny przepływu w minikanałach. Na podstawie opracowanego modelu wyznaczono całkowity opór cieplny i współczynnik przenikania ciepła, które porównano z wartościami eksperymentalnymi w celu oceny dokładności modelu i identyfikacji możliwych przyczyn występujących rozbieżności.

3. BADANIA EKSPERYMENTALNE PARAMETRÓW CIEPLNYCH I PRZEPŁYWOWYCH

3.1. Stanowisko pomiarowe

Schemat stanowiska badawczego przedstawia Rys. 3.1 Kolorem czerwonym oznaczono obieg czynnika gorącego, natomiast kolorem fioletowym obieg czynnika zimnego. Z kolei na Rys. 3.2 przedstawiono fotografię rzeczywistego stanowiska pomiarowego.

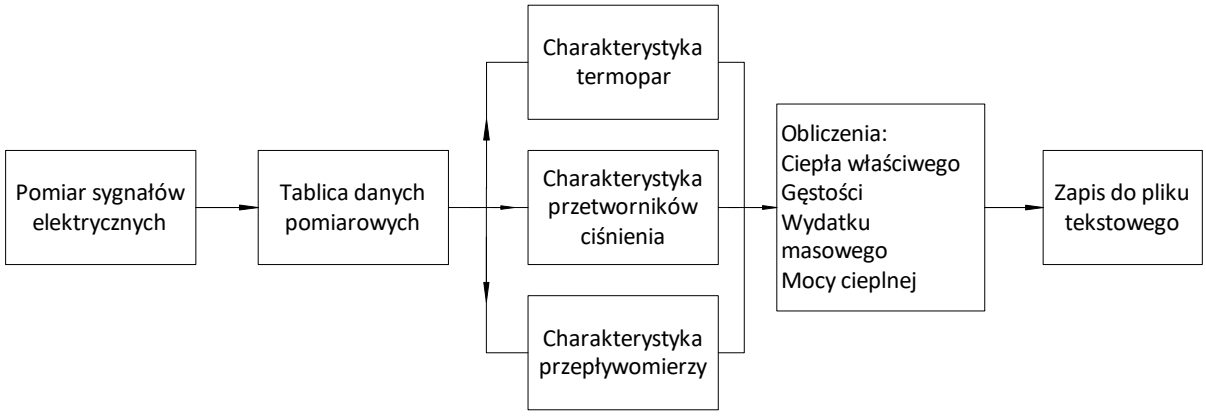


Rys. 3.1. Schemat stanowiska do badania wymiennika ciepła z minikanałami



Rys. 3.2. Zdjęcie stanowiska badawczego: 1 – ultratermostat strony gorącej, 2 – ultratermostat strony gorącej, 3 – różnicowe przetworniki ciśnienia, 4 – przepływomierze, 5 – automatyczny punkt topnienia lodu, 6 – multimetr cyfrowy, 7 – komputer z oprogramowaniem LabVIEW 8 – badany wymiennik ciepła

Stanowisko pomiarowe składało się z dwóch obiegów czynnika gorącego i zimnego, tworzących układ zamknięty. Głównymi elementami stanowiska jest wymiennik ciepła z izolacją, zestaw termopar do pomiaru temperatury czynnika na wlocie i wylocie po stronie gorącej i zimnej oraz do pomiaru temperatury obudowy i temperatury otoczenia, dwa przetworniki ciśnienia, zestaw dwóch przepływomierzy oraz dwa ultratermostaty wodne, stanowiące źródło ciepła i odbiornik ciepła. Do stabilizacji temperatury odniesienia termopar wykorzystano automatyczny punkt topnienia lodu Ice Point Reference. Proces rejestracji i akwizycji danych pomiarowych został w pełni zautomatyzowany. Do rejestracji danych pomiarowych wykorzystano zestaw pomiarowy Keithley 3700A wraz z kartą pomiarową Keithley 3706. W celu dalszego przetwarzania i akwizycji danych wykorzystano graficzne środowisko programistyczne LabVIEW, które umożliwia jednoczesną rejestrację sygnałów z wielu kanałów wraz ze znacznikiem czasu oraz umożliwia natychmiastową akwizycję danych i ich późniejszą wizualizację wraz z zapisem danych do pliku tekstowego. Kod w LabVIEW jest tworzony za pomocą symboli graficznych połączonych ze sobą przewodami, które odzwierciedlają ścieżkę przepływu danych. W środowisku LabVIEW napisano również program umożliwiający rejestrację sygnałów elektrycznych z poszczególnych urządzeń, tj. termopar, dla których rejestrowano sygnał napięciowy wyrażony w mV oraz przetworników ciśnienia i przepływomierzy o prądowym sygnale wyjściowym wyrażonym w mA. Na podstawie charakterystyk urządzeń pomiarowych wprowadzonych do programu mierzone sygnały elektryczne zostały przetworzone na odpowiednie jednostki właściwe, tj.: [°C], [kPa] oraz [l/min]. Ogólną koncepcję działania układu rejestracji i akwizycji danych przedstawiono poglądowo na Rys. 3.3.



Rys. 3.3. Schemat rejestracji i akwizycji danych pomiarowych

Do rejestracji mierzonych parametrów wykorzystano system akwizycji danych z multimetrem cyfrowym i modułem kart firmy Keithley 3700A. Urządzenie posiada 6 kieszeni współpracujących z kartami pomiarowymi. We współpracy z cyfrowym multimetrem o rozdzielczości 7 ½ cyfry, przy pełnej wydajności pomiarowej prędkość przetwarzania danych wynosi 14 000 odczytów/sekundę. Dokładną specyfikację urządzenia oraz zakresy pomiarowe rejestrowanych parametrów przedstawiono w Tabeli 3.1.

Tabela 3.1. Specyfikacja multimetru Keithley 3700A

Pomiar napięcia DC	Od 10 nV do 300 V
Pomiar napięcia AC	Od 100 nV do 300 V
Pomiar prądu DC	Od 1 pA do 3 A
Pomiar prądu AC	Od 1 nA do 3 A
Pomiar rezystancji: • dwuprzewodowy • czteroprzewodowy	Zakres pomiaru: Od 1 μΩ do 120 MΩ Od 100 nΩ do 120 MΩ
Pomiar temperatury: • termopara	Zakres pomiaru: Od -200°C do 1820°C

Do multimetru podłączono dwie karty pomiarowe Dual 1×20 Multiplexer Card 3721 posiadającej 40 kanałów pomiarowych. Multimetr wraz z kartami pomiarowymi był połączony z komputerem za pomocą przewodu USB. Część hydrauliczna stanowiska została wykonana z kształtek mosiężnych ¼" skręconych i uszczelnionych taśmą teflonową. Urządzenia pomiarowe były ze sobą połączone za pomocą przewodów elastycznych zabezpieczonych opaskami ślimakowymi. Pomieszczenie, w którym odbywały się pomiary było klimatyzowane. Parametrami mierzonymi bezpośrednio były: temperatury, spadki ciśnienia oraz objętościowe natężenia przepływu czynnika po obydwu stronach wymiennika. Następnie na podstawie zmierzonych parametrów obliczane automatycznie w programie były następujące wielkości: ciepło właściwe wody, gęstość wody oraz wydatek masowy, z których obliczana była następnie moc cieplna po stronie gorącej i zimnej wymiennika, wyliczana z zależności:

$$\dot{Q}_h = C_h(T_{h,\mathrm{in}} - T_{h,\mathrm{out}}) = \rho_h \cdot \dot{V}_h \cdot c_{w,h}(T_{h,\mathrm{in}} - T_{h,\mathrm{out}}) \tag{3.1}$$

$$\dot{Q}_c = C_c(T_{\mathrm{c,out}} - T_{\mathrm{c,in}}) = \rho_c \cdot \dot{V}_c \cdot c_{w,c}(T_{\mathrm{c,out}} - T_{\mathrm{c,in}}) \tag{3.2}$$

Właściwości wody takie jak: ciepło właściwe, gęstość, lepkość dynamiczna oraz lepkość kinematyczna, zostały wyznaczone dla średniej temperatury pomiędzy wlotem i wylotem, odpowiednio dla strony gorącej i zimnej wymiennika. Gęstość wody była

określana z zależności podanej w [93] właściwej w zakresie temperatur od 0°C do 150°C przy ciśnieniu normalnym. Ciepło właściwe wody wyznaczano w funkcji średniej temperatury czynnika pomiędzy wlotem i wylotem z wymiennika, z wykorzystaniem zależności wielomianowej przedstawionej wzorem:

$$c_{\mathrm{w}}(T_{\mathrm{avg}}) = 28{,}07 - 0{,}2817 \cdot T_{\mathrm{avg}} + 1{,}25 \cdot 10^{-3} \cdot T_{\mathrm{avg}}^{2} - 2{,}48 \cdot 10^{-6} \cdot T_{\mathrm{avg}}^{3} + 1{,}857 \cdot 10^{-9} \cdot T_{\mathrm{avg}}^{4} \tag{3.3}$$

W zależności tej temperatura średnia T_{avg} jest wyrażona w kelwinach, natomiast obliczone ciepło właściwe wody c_{w} w kJ/(kg·K). Na potrzeby wyznaczenia mocy cieplnej na podstawie równań (3.1) i (3.2) otrzymane wartości przeliczano na J/(kg·K). Zależność przyjęto dla wody przy ciśnieniu 1 bar, w zakresie temperatur od 5°C do 95°C.

3.2. Procedura pomiarowa

Przed przystąpieniem do właściwych pomiarów w pierwszej kolejności uruchamiano klimatyzację i ustawiano wartość temperatury otoczenia na wartość średniej temperatury obudowy wymiennika w celu minimalizacji strat ciepła do otoczenia. Następnie uruchamiano pozostałą aparaturę pomiarową, tj. multimetr cyfrowy, automatyczny punkt topnienia lodu, obydwa ultratermostaty oraz przetworniki ciśnienia i przepływomierze. Właściwe pomiary można było rozpocząć po osiągnieciu stanu termicznie ustalonego. Widok interfejsu programu LabVIEW sporządzonego do rejestracji mierzonych parametrów przedstawiono na Rys. 3.4. Po lewej stronie okna dialogowego wyświetlane były dane z pomiarów odpowiednio dla strony gorącej (hot) i zimnej (cold) wymiennika, dla których wprowadzono następujące oznaczenia:

$T_{\mathrm{h,in}}$ – temperatura czynnika na wlocie strony gorącej (T1)
$T_{\mathrm{h,out}}$ – temperatura czynnika na wylocie strony gorącej (T2)
$T_{\mathrm{c,in}}$ – temperatura czynnika na wlocie strony zimnej (T3)
$T_{\mathrm{c,out}}$ – temperatura czynnika na wylocie strony zimnej (T4)
$\dot{V}_{\mathrm{h}}$ – wydatek objętościowy czynnika po stronie gorącej
$\dot{V}_{\mathrm{c}}$ – wydatek objętościowy czynnika po stronie zimnej
Δp_{h} – spadek ciśnienia po stronie gorącej
Δp_{c} – spadek ciśnienia po stronie zimnej
$\dot{Q}_{\mathrm{h}}$ – moc cieplna strony gorącej
$\dot{Q}_{\mathrm{c}}$ – moc cieplna strony zimnej

Dodatkowo mierzona była również temperatura obudowy wymiennika oraz temperatura otoczenia. Po przejściu zadanej pętli po prawej stronie okna dialogowego były wyświetlane wykresy zmian temperatur mierzonych w funkcji czasu.



Rys. 3.4. Okno dialogowe programu LabVIEW

W celu uproszczenia procedury pomiarowej wprowadzono do programu następujące parametry: czas i liczbę pomiarów oraz liczbę uśrednień. Liczba uśrednień oznaczała, że po wykonaniu zadanej pętli program wyświetlał już uśrednione wartości mierzonych parametrów, zatem nie było konieczności dalszej obróbki danych w celu uzyskania wartości średnich mierzonych wielkości. W rubrykach czasu, liczby pomiarów oraz ilości uśrednień możliwe było wprowadzenie dowolnych wartości, w zależności od wymaganej ilości pomiarów i zakładanej dokładności. Pomiary właściwe badanego wymiennika ciepła prowadzono przy następujących ustawieniach: czas jednego pomiaru był równy 10 sekund, liczba pomiarów była równa 10, liczba uśrednień wynosiła 1. Oznaczało to, że po podświetleniu ikony zapisu danych do pliku i uruchomieniu zadanej pętli pomiarowej (składającej się z 10 pomiarów), program wykonywał każdy pomiar w czasie równym 10 sekund, a po zakończeniu zadanej pętli program zapisywał i wyświetlał w pliku tekstowym dane pomiarowe uśrednione ze wszystkich 10 pomiarów. Dodatkowo do monitorowania dokładności prowadzonych pomiarów wprowadzono parametr oznaczający względną rozbieżność pomiaru mocy cieplnej po stronie gorącej i zimnej, który określano według zależności:

$$\delta = \frac{\dot{Q}_\mathrm{h} - \dot{Q}_\mathrm{c}}{\dot{Q}} \cdot 100\% \tag{3.4}$$

Gdzie średnią zmierzoną moc cieplną $\dot{Q}$ określono według zależności:

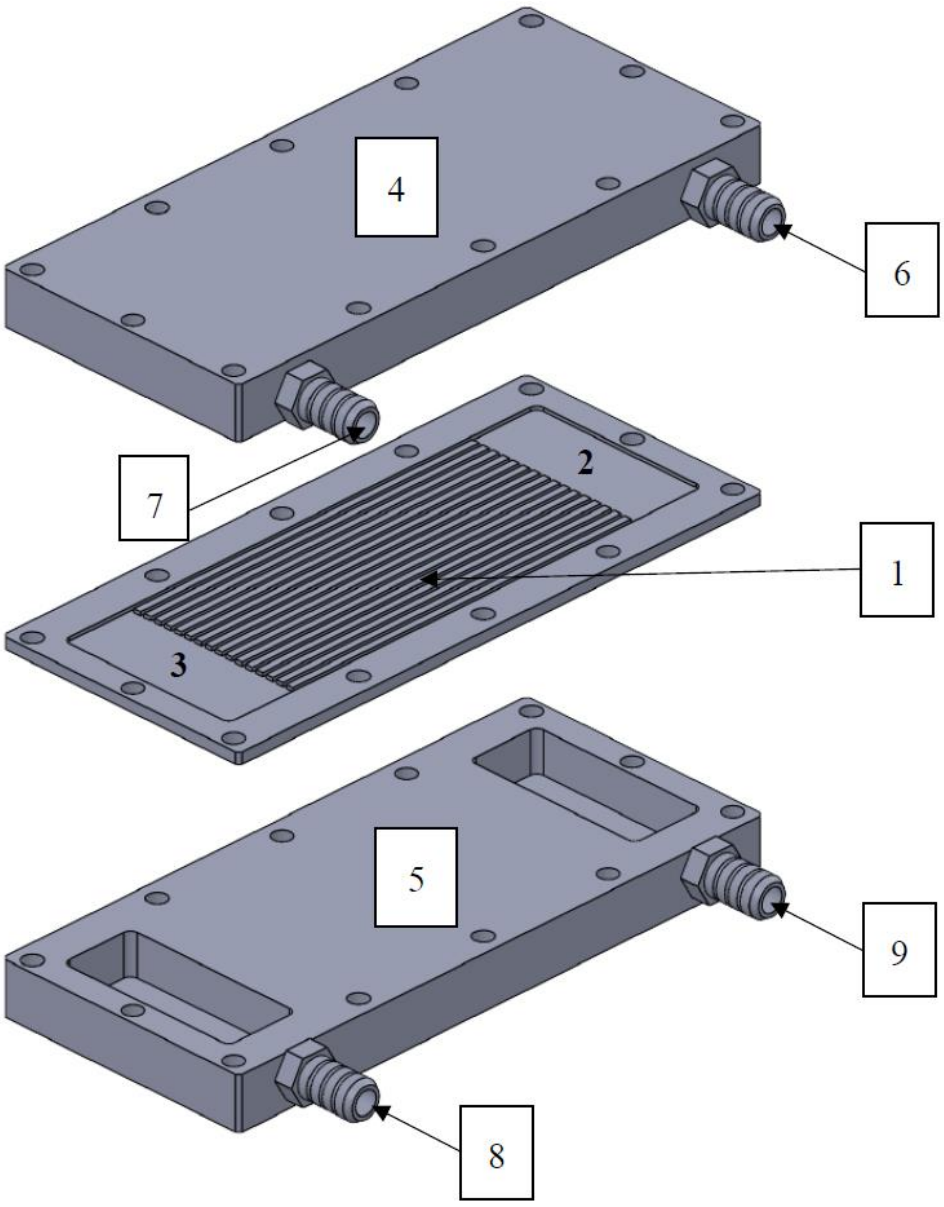
$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_{\mathrm{h}} + \dot{Q}_{\mathrm{c}}}{2} \tag{3.5}$$

Po zapisaniu danych pomiarowych do pliku tekstowego możliwe były dalsze obliczenia parametrów cieplnych i przepływowych. Przed rozpoczęciem głównych pomiarów eksperymentalnych wymienników ciepła z minikanałami, została przeprowadzona dokładna, długookresowa walidacja zbudowanego stanowiska badawczego, do celów której wykorzystano komercyjny płytowy wymiennik ciepła. Walidację przeprowadzono w celu sprawdzenia poprawności działania poszczególnych urządzeń pomiarowych oraz w celu wykrycia i korekty ewentualnych nieprawidłowości konstrukcyjnych i technicznych, a także dla zapewnienia przeprowadzenia właściwych pomiarów w sposób możliwie bezawaryjny. Procedury wzorcowania i sprawdzania zastosowanej aparatury pomiarowej zostały szczegółowo opisane w dalszej części pracy.

3.3. Opis wybranych wariantów geometrycznych

Widok rozstrzelony prototypu wymiennika ciepła z minikanałami przedstawiono na Rys. 3.5 w celu wizualizacji rozmieszczenia poszczególnych komponentów oraz ich dopasowania w złożeniu. Przedstawiony widok dotyczy płytki z minikanałami o wymiarach 1×1 mm. Fundament konstrukcji badanego wymiennika ciepła stanowiła pojedyncza obustronnie frezowana aluminiowa płytka, w której wykonano metodą ubytkową proste i równoległe minikanały o różnych wymiarach przekroju poprzecznego. Jako materiał płytek wybrano stop aluminium PA4 z uwagi na jego bardzo dobrą przewodność cieplną i dobrą skrawalność. W płytce zostały również wyfrezowane prostokątne plenum wlotowe i wylotowe o głębokości równej wysokości kanałów, które dostarczały i odprowadzały czynnik roboczy z kanałów. Kanały oraz plenum zostały wykonane symetrycznie po obydwu stronach płytki. Pozostałe elementy wymiennika to dwie jednakowe obudowy- górna i dolna, wykonane z poliacetalu (POM), należącego do grupy tworzyw sztucznych. Materiał ten użyto z uwagi na jego dobrą skrawalność oraz niewielką skłonność do pochłaniania wody. Po wewnętrznej stronie każdej obudowy wykonano prostokątne kieszenie (kolektory), odpowiadające pod względem wymiarowym powierzchniom plenum wlotowych i wylotowych wymiennika. Zarówno w płytce, jak i w obudowach wykonano 12 otworów przelotowych na śruby montażowe. W celu uszczelnienia konstrukcji, pomiędzy płytką, a obudowami umieszczono dodatkowo gumowe uszczelki, które pokryto silikonem sanitarnym po zewnętrznej

stronie po zakończeniu montażu. Króćce wlotowe i wylotowe czynników roboczych umieszczono na powierzchniach bocznych w obudowie wymiennika. W ten sposób otrzymano konfigurację typu „U” pomiędzy wlotem i wylotem czynnika roboczego po obu stronach wymiennika. W tym celu w obudowach wykonano gwintowane otwory przelotowe pod króćce hydrauliczne, które następnie połączono mechanicznie z przewodami elastycznymi instalacji hydraulicznej stanowiska za pomocą opasek zaciskowych.

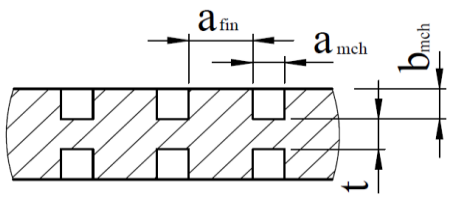


Rys. 3.5. Widok głównych komponentów badanego wymiennika ciepła z minikanałami: 1 – aluminiowa płytka z frezowanymi obustronnie minikanałami, 2 – plenum wlotowe, 3 – plenum wylotowe, 4 – obudowa strony gorącej, 5 – obudowa strony zimnej, 6 – króciec wlotowy czynnika gorącego, 7 – króciec wylotowy czynnika gorącego, 8 – króciec wlotowy czynnika zimnego, 9 – króciec wylotowy czynnika zimnego

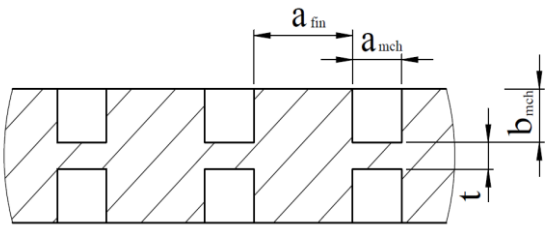
Założeniem projektowym badanego wymiennika ciepła z minikanałami było opracowanie prototypu o konstrukcji pozwalającej na wykonanie go w dostępnej technologii oraz umożliwiającej bezproblemowy i szybki zarówno montaż, jak i demontaż celem wymiany lub konserwacji poszczególnych elementów składowych. Wymiennik o konstrukcji jednopłytkowej cechuje prostota, funkcjonalność i kompaktowość. Dodatkowy atut przyjętego rozwiązania konstrukcyjnego polegał na ograniczeniu zużycia materiału, a także na zredukowaniu możliwości wystąpienia oporów kontaktowych, które mogłyby wystąpić w przypadku wykonania wymiennika o większej ilości płytek. Kanały oraz kolektory w płytce wymiennika zostały wykonane metodą frezowania na frezarce trzyosiowej CNC. Dobór technologii obróbki uwarunkowany był następującymi czynnikami:

- możliwość wykorzystania konwencjonalnych i ogólnodostępnych narzędzi obróbczych,
- relatywnie niskie koszty wykonania prototypu przy produkcji jednostkowej,
- krótszy czas produkcji,
- powszechność i ogólna dostępność maszyn CNC.

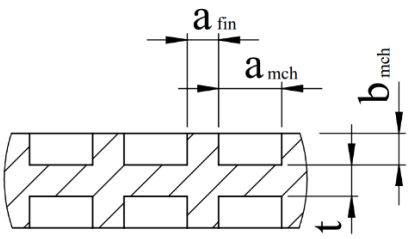
W celu analizy wpływu geometrii minikanałów na charakterystyki cieplne i przepływowe opracowano cztery warianty geometryczne płytek z minikanałami. W szczególności parametrami zmiennymi w każdym wariancie była wysokość i szerokość kanału, a tym samym pole powierzchni wymiany ciepła. Wykonano dwa warianty minikanałów o kwadratowym przekroju poprzecznym i wymiarach 2×2mm i 1×1mm, co odpowiada średnicy hydraulicznej wynoszącej odpowiednio $d_{\mathrm{h}} = 2\ \mathrm{mm}$ i $d_{\mathrm{h}} = 1\ \mathrm{mm}$ oraz dwa warianty minikanałów o prostokątnym przekroju poprzecznym i wymiarach 1×2 mm oraz 2×1 mm, co odpowiada jednakowej średnicy hydraulicznej w obydwu wariantach, wynoszącej $d_{\mathrm{h}} = 1{,}33\ \mathrm{mm}$. Zachowano jednakową długość kanałów we wszystkich wariantach równą $L_{\mathrm{mch}} = 100\ \mathrm{mm}$. Na Rys. 3.6 przedstawiono schematy przekrojów poprzecznych badanych wariantów geometrycznych płytek z minikanałami wraz z oznaczeniem ich podstawowych parametrów geometrycznych. Z kolei rzeczywisty widok wszystkich badanych płytek z minikanałami przedstawiono na Rys. 3.7.



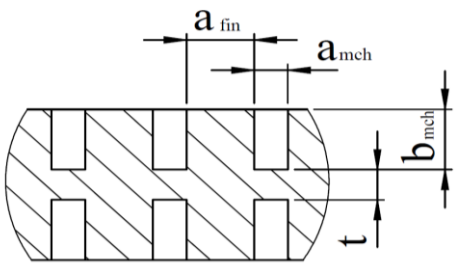
a) Minikanały kwadratowe o wymiarach 1×1 mm



b) Minikanały kwadratowe o wymiarach 2×2 mm

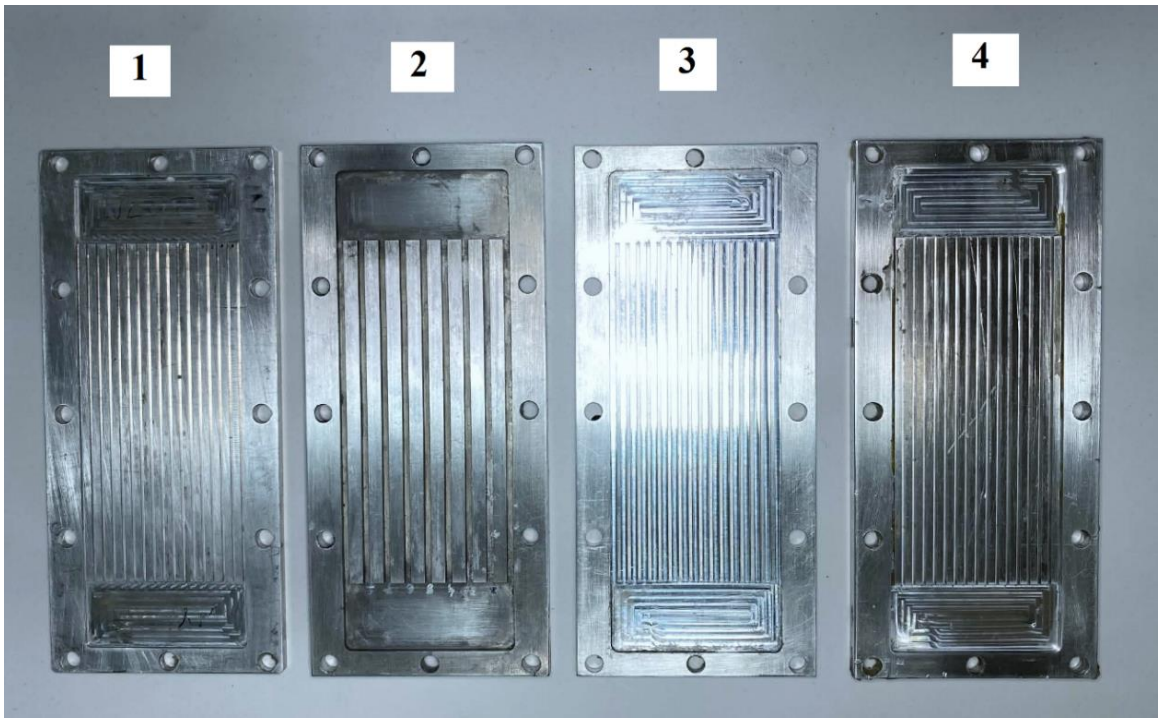


c) Minikanały prostokątne o wymiarach 1×2 mm



d) Minikanały prostokątne o wymiarach 2×1 mm

Rys. 3.6 a) – d) Schemat przekrojów poprzecznych badanych płytek z minikanałami z naniesionymi oznaczeniami geometrycznymi



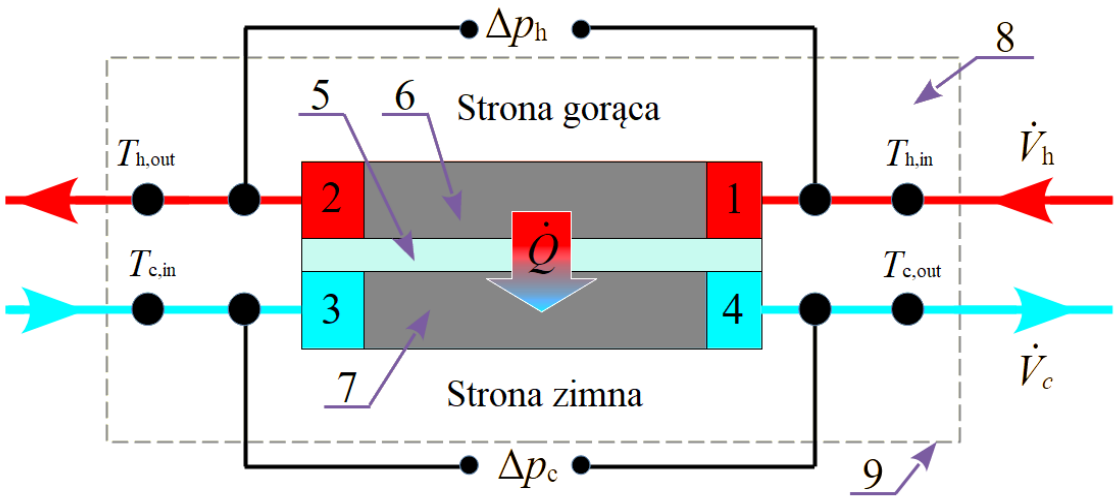
Rys. 3.7. Widok badanych wariantów płytek z minikanałami: 1- minikanały o wymiarach 1x1 mm, 2- minikanały o wymiarach 2×2 mm, 3- minikanały o wymiarach 1×2 mm, 4- minikanały o wymiarach 2×1 mm

Specyfikację geometryczną badanych wariantów minikanałów przedstawiono w Tabeli 3.2.

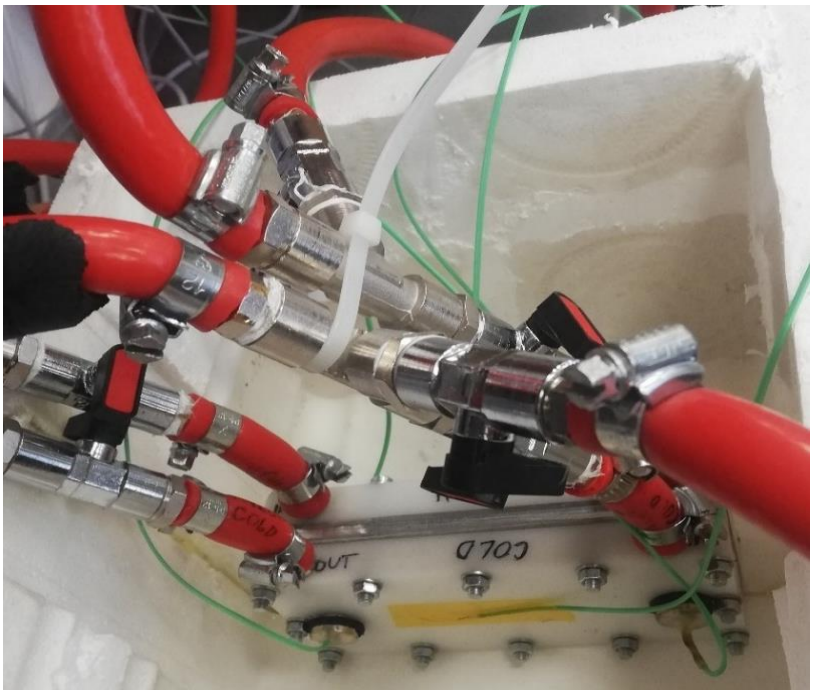
Tabela 3.2. Specyfikacja geometryczna badanych wariantów płytek z minikanałami

Parametr	**Minikanały 1×1 mm**	**Minikanały 2×2 mm**	**Minikanały 1×2 mm**	**Minikanały 2×1 mm**
$a_{\mathrm{mch}}, b_{\mathrm{mch}}$ [mm]	$a_{\mathrm{mch}} = 1$ mm $b_{\mathrm{mch}} = 1$ mm	$a_{\mathrm{mch}} = 2$ mm $b_{\mathrm{mch}} = 2$ mm	$a_{\mathrm{mch}} = 2$ mm $b_{\mathrm{mch}} = 1$ mm	$a_{\mathrm{mch}} = 1$ mm $b_{\mathrm{mch}} = 2$ mm
d_{h} [mm]	1	2	1,33	1,33
L_{mch} [mm]	100			
$L_{\mathrm{mch}}/d_{\mathrm{h}}$	100	50	75	75
$a^* = a_{\mathrm{mch}}/b_{\mathrm{mch}}$	1	1	2	0,5
n	17	9	17	17
a_{fin} [mm]	2	4	1	2
A_{mch}[mm^2]	5100	5400	6800	8500
Wymiary gabarytowe plenum (długość × szerokość × wysokość) [mm]	49 × 20 × 13	50 × 20 × 14	50 × 20 × 13	49 × 20 × 14
Długość plenum [mm]	49	50	50	49
A_{ip} [mm^2]	1101,5	1244	1106	1222
$d_{\mathrm{h,p}}$ [mm]	15,76	16,47	15,76	16,47
$A = 2 \cdot A_{\mathrm{ip}} + A_{\mathrm{mch}}$ [mm^2]	7303	7888	9012	10 944
t [mm]	1			
Wymiary gabarytowe płytki wymiennika [mm]	155×70			
Grubość płytki wymiennika [mm]	3	5	3	5
Materiał płytki	stop aluminium PA4			
Technologia wykonania	frezowanie			
Sposób doprowadzenia i odprowadzenia płynu w wymienniku	konfiguracja typu „U” wlot i wylot czynników roboczych prostopadły do kierunku przepływu w minikanałach			
Czynnik roboczy	woda destylowana			
Przepływ płynu w wymienniku	przeciwprądowy			

Schemat ideowy sekcji pomiarowej wymiennika ciepła z minikanałami przedstawiono na Rys. 3.8, a widok rzeczywistego układu pomiarowego przedstawiono na Rys. 3.9. Wymiennik podłączony do instalacji hydraulicznej umieszczono w obudowie ze styropianu i następnie zasypano granulkami styropianu w celu izolacji cieplnej. Przepływ płynu w wymienniku był przeciwprądowy. Podczas użytkowania wymiennik został usytuowany na powierzchni bocznej przeciwległej do króćców wlotowych i wylotowych, zatem widok od strony powierzchni czołowej obudowy na złożony i podłączony do instalacji wymiennik wskazuje, że doprowadzenie czynnika roboczego odbywało się pionowo względem podłoża. Takie ustawienie było podyktowane względami praktycznymi wynikającymi z cech konstrukcyjnych i eksploatacyjnych układu i zapewniało największą możliwą stabilność układu w warunkach prowadzenia pomiarów eksperymentalnych. W szczególności zapewniało stabilność ustawienia krótszych i sztywnych fragmentów przewodów hydraulicznych podłączonych do przepływomierzy oraz przewodów doprowadzających i odprowadzających czynnik roboczy do i z wymiennika, dzięki czemu układ pomiarowy badanego wymiennika ciepła pozostawał nieruchomy podczas prowadzenia pomiarów eksperymentalnych.



Rys. 3.8. Schemat ideowy sekcji pomiarowej: 1 – kolektor wlotowy strony gorącej, 2 – kolektor wylotowy strony gorącej, 3 – kolektor wlotowy strony zimnej, 4 – kolektor wylotowy strony zimnej, 5 – aluminiowa płytka, 6 – obudowa strony gorącej, 7– obudowa strony zimnej, 8 – izolacja cieplna, 9- badana objętość kontrolna



Rys. 3.9. Widok złożonego wymiennika ciepła z minikanałami podłączonego do instalacji hydraulicznej

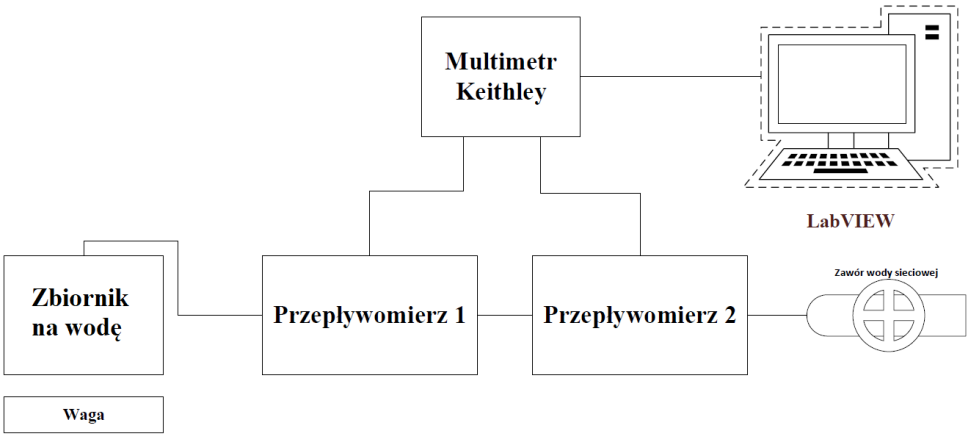
3.4. Pomiar natężenia przepływu

Do pomiaru objętościowego natężenia przepływu czynników po stronie gorącej i zimnej wymiennika użyto dwóch przepływomierzy turbinowych typu DPM firmy Kobold z cyfrowym wyświetlaczem LED o zakresie pomiarowym od 0,05 do 5 l/min. Szczegółową specyfikację urządzenia zaprezentowano w Tabeli 3.3.

Tabela 3.3. Specyfikacja techniczna przepływomierzy deklarowane przez producenta

Zakres pomiarowy	Od 0,05 do 5 [l/min]
Dokładność pomiaru	±2,5 % zakresu pomiarowego
Dopuszczalne ciśnienie robocze czynnika	1,6 MPa
Medium	Ciecze, woda do 80°C
Zakres temperatur pracy	Od -40 ÷ 80°C
Zasilanie	24V, DC

Z uwagi na deklarowaną dokładność pomiaru objętościowego natężenia przepływu wynoszącą 2,5% zakresu pomiarowego przeprowadzono wzorcowanie przepływomierzy z wykorzystaniem metody wagowej w celu zwiększenia dokładności pomiaru. Schemat stanowiska pomiarowego do wzorcowania przepływomierzy przedstawiono na Rys. 3.10.



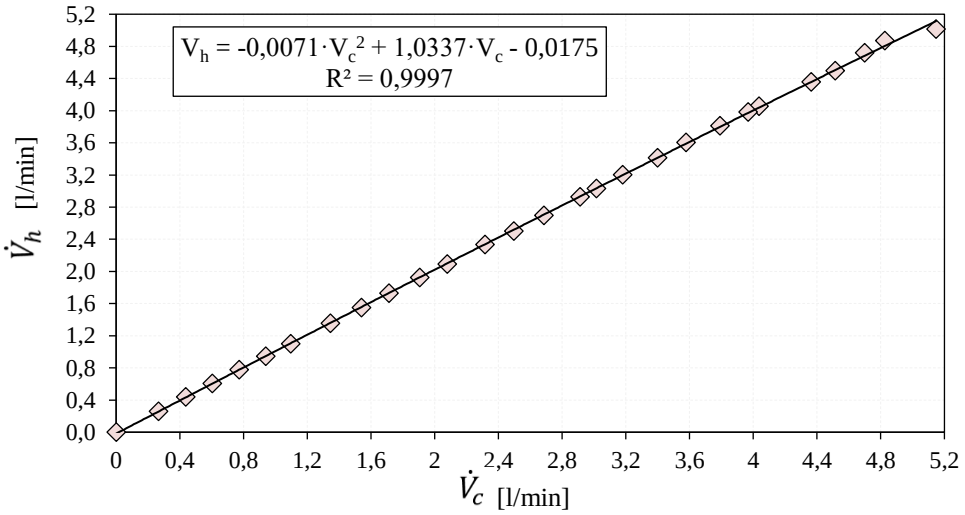
Rys. 3.10. Schemat stanowiska do kalibracji przepływomierzy

Koncepcja wykorzystanej metody kalibracji opierała się na wyznaczaniu referencyjnego wydatku objętościowego wody na podstawie pomiaru masy wody zebranej w zbiorniku w trakcie pomiaru, czasu napełniania zbiornika oraz gęstości wody, co można przedstawić za pomocą wzoru:

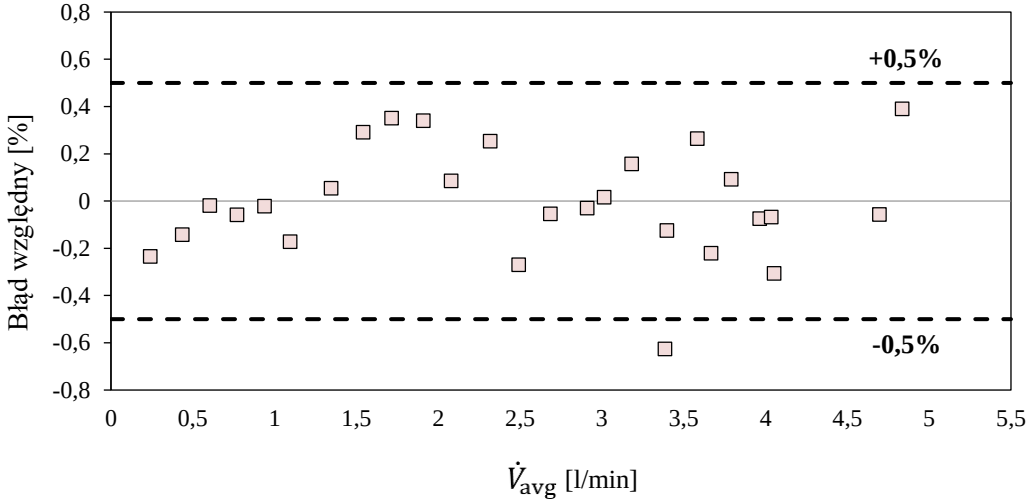
$$\dot{V} = \frac{m}{\rho \cdot \tau} \tag{3.6}$$

Badane przepływomierze połączono szeregowo za pomocą przewodów hydraulicznych z instalacją wodociągową oraz zbiornikiem pomiarowym. Sygnały wyjściowe przepływomierzy rejestrowano za pomocą multimetru Keithley, a dane były wyświetlane w oknie dialogowym programu LabVIEW i zapisywane automatycznie do pliku tekstowego. Objętościowe natężenie przepływu wody regulowano manualnie, prowadząc pomiary w zakresie od 0 do 5,2 l/min z interwałem równym 0,20 l/min. W poszczególnych punktach pomiarowych mierzono czas zbierania wody w zbiorniku oraz masę zebranej wody. Do pomiaru masy wykorzystano analogową wagę laboratoryjną o maksymalnym zakresie pomiarowym 25 kg i dokładności odczytu ± 0,02 kg. Zbiornik ważono przed rozpoczęciem pomiaru oraz po jego zakończeniu, wykonując trzykrotny pomiar masy napełnionego zbiornika. Masę zebranej wody wyznaczano jako różnicę masy zbiornika napełnionego i pustego. Jednocześnie mierzono czas napełniania zbiornika za pomocą stopera, przyjmując dokładność pomiaru czasu wynoszącą ±2 s. Temperaturę wody określano za pomocą przenośnego miernika temperatury Czaki EMT-55, co umożliwiało wyznaczenie jej gęstości niezbędnej do obliczenia referencyjnego objętościowego natężenia przepływu. Niepewność standardową wydatku objętościowego wyznaczono na podstawie [94] i [95]. W obliczeniach uwzględniono niepewności pomiaru masy zebranej wody, czasu jej

gromadzenia oraz gęstości wody. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń wyznaczono względną złożoną niepewność standardową referencyjnego objętościowego natężenia przepływu, wynoszącą 0,5%. Następnie wyznaczono charakterystyki wzorcowania przepływomierzy, które wykorzystano do przeliczenia rejestrowanych sygnałów wyjściowych na wartości objętościowego natężenia przepływu. Po przeprowadzeniu wzorcowania dokonano ponownego sprawdzenia zgodności wskazań obydwu przepływomierzy w analizowanym zakresie pomiarowym. Wyniki przedstawiono na Rys. 3.11 i 3.12.



Rys. 3.11. Porównanie wydatków objętościowych przepływomierzy po stronie gorącej i zimnej



Rys. 3.12. Zależność błędu względnego wskazań przepływomierzy od średniego wydatku objętościowego

Na podstawie przedstawionych zależności wynika, że po przewzorcowaniu przepływomierzy osiągnięto poprawę dokładności pomiaru wydatku objętościowego i osiągnięto wysoką zgodność wzajemnych wskazań przepływomierzy, o czym świadczy współczynnik determinacji $R^2 = 0{,}9997$. Maksymalna względna różnica wskazań obydwu przepływomierzy wyniosła około ±0,5%, natomiast średnia wartość tej różnicy wyniosła około ±0,35%.

3.5. Pomiar spadku ciśnienia

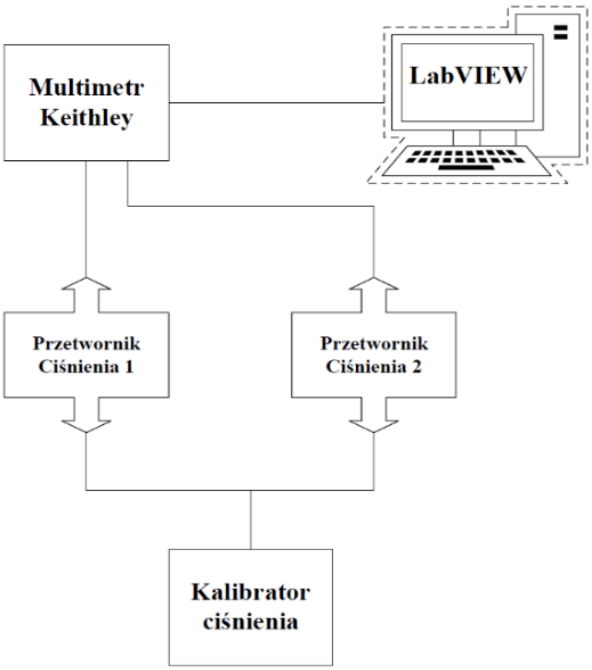
Spadek ciśnienia po stronie gorącej i zimnej badanego wymiennika ciepła z minikanałami był mierzony pomiędzy króćcami wlotowymi i wylotowymi czynników roboczych za pomocą dwóch różnicowych przetworników ciśnienia z prądowym sygnałem wyjściowym. Do pomiaru spadku ciśnienia po stronie gorącej wykorzystano przetwornik SMAR LD301, natomiast po stronie zimnej zastosowano przetwornik Omega PX751CD. Specyfikacja techniczna poszczególnych przetworników ciśnienia została przedstawiona w Tabeli 3.4.

Tabela 3.4. Specyfikacja techniczna zastosowanych przetworników ciśnienia

Specyfikacja	**Omega PX 751 CD**	**SMAR LD301**
Lokalizacja strony wymiennika	strona zimna	strona gorąca
Typ czujnika	pojemnościowy	pojemnościowy
Dokładność pomiaru	±0,1% zakresu	±0,075% zakresu
Zakres temperatur pracy	-40°C ÷ 85°C	-40°C ÷ 85°C
Sygnał wyjściowy	4 ÷ 20 mA	4 ÷ 20 mA

Zmierzony za pomocą przetworników spadek ciśnienia obejmował zarówno straty ciśnienia występujące podczas przepływu w minikanałach, jak i straty związane z przepływem w obszarach plenum wlotowego i wylotowego oraz lokalnymi zmianami kierunku i przekroju przepływu.

W celu wyznaczenia indywidualnych charakterystyk przetworników ciśnienia przeprowadzono ich wzorcowanie na stanowisku pomiarowym, którego schemat przedstawiono na Rys. 3.13. Przetworniki ciśnienia zostały skalibrowane z wykorzystaniem kalibratora ciśnienia Fluke 718 1G. Specyfikację urządzenia przedstawiono w Tabeli 3.5.

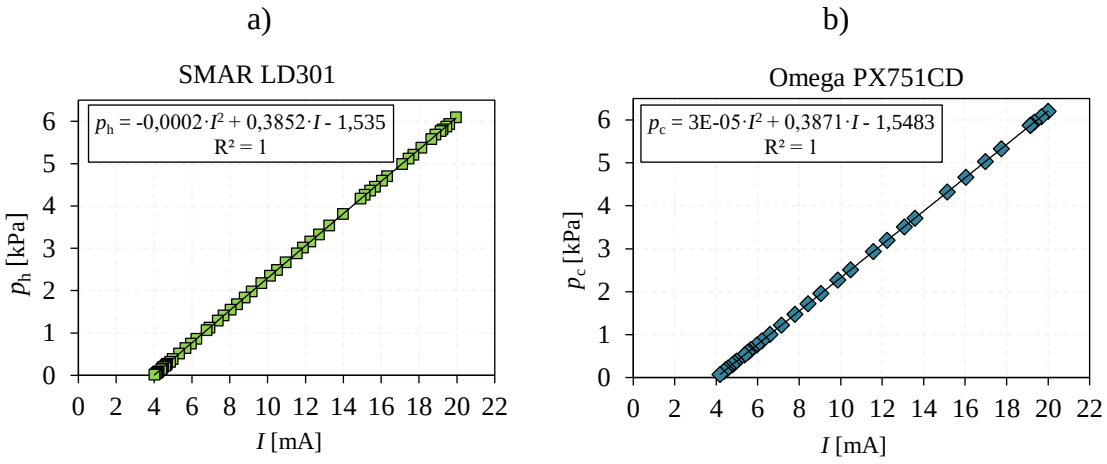


Rys. 3.13. Schemat stanowiska do kalibracji przetworników ciśnienia

Tabela 3.5. Specyfikacja techniczna kalibratora ciśnienia Fluke 718 1G

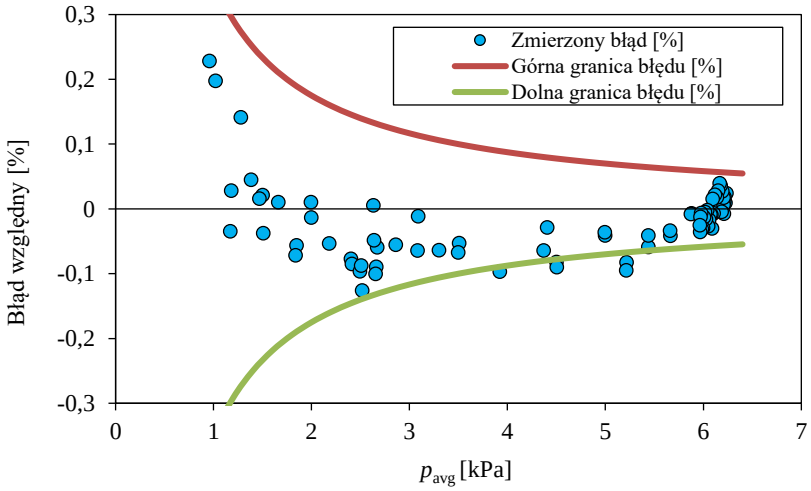
Zakres pomiaru ciśnienia	Od -6,89 kPa do 6,89 kPa
Dokładność pomiaru	±0,025% zakresu pomiarowego
Temperatura	Od -40°C do 60°C
Temperatura eksploatacji	Od -10°C do 55°C
Zasilanie	24 V

Przetworniki połączono za pomocą przewodów silikonowych z zaworem trójdrożnym i kalibratorem ciśnienia. Sygnały prądowe z przetworników ciśnienia rejestrowano za pomocą multimetru Keithley 3700A, natomiast dane pomiarowe wyświetlano w oknie dialogowym programu LabVIEW i zapisywano automatycznie do pliku tekstowego. Podczas wzorcowania zadawano kolejne wartości ciśnienia za pomocą ręcznej pompki pneumatycznej zintegrowanej z kalibratorem, stopniowo zmniejszając ciśnienie od wartości maksymalnej przyjętej podczas wzorcowania do zera. Pomiary wykonywano jednocześnie dla obu przetworników, co umożliwiło wyznaczenie ich indywidualnych charakterystyk w porównywalnych warunkach. Na podstawie zarejestrowanego sygnału prądowego oraz odpowiadających wartości ciśnienia referencyjnego wyznaczono charakterystyki przetworników, przedstawione na Rys. 3.14 a) i b).



Rys. 3.14. Charakterystyka przetwornika ciśnienia: a) SMAR LD301, b) PX751CD

Charakterystyki aproksymowano wielomianami drugiego stopnia, uzyskując wartości współczynnika determinacji równe jedności. Otrzymane zależności wykorzystano następnie do przeliczania sygnałów prądowych rejestrowanych podczas właściwych badań eksperymentalnych na wartości spadków ciśnienia. W celu oceny zgodności wskazań obu przetworników wyznaczono względną różnicę wartości ciśnienia wskazywaną przez przetwornik strony gorącej i zimnej, odniesioną do ich wartości średniej. Na Rys. 3.15 zależność tę przedstawiono w funkcji średniej wartości ciśnienia pomiędzy stroną gorącą i zimną wymiennika, co pozwala określić wzajemną zgodność wskazań obu zastosowanych przetworników ciśnienia. Dodatkowo na wykresie uwzględniono górną i dolną granicę błędu względnego kalibratora ciśnienia.



Rys. 3.15. Zależność względnej różnicy wskazań przetworników ciśnienia w funkcji średniej wartości ciśnienia podczas wzorcowania

Uzyskane wyniki wskazują na występowanie niewielkich różnic pomiędzy wskazaniami obu przetworników, szczególnie przy większych wartościach mierzonego ciśnienia.

Względne różnice wskazań przetworników w większości punktów pomiarowych nie przekraczają przyjętych granic błędu względnego kalibratora ciśnienia. Większe względne różnice wskazań obserwowano przy najmniejszych wartościach średniego ciśnienia, natomiast wraz ze wzrostem ciśnienia różnice te zmniejszają się, osiągając w maksymalnym zakresie średniego ciśnienia wartości zbliżone do ±0,05%.

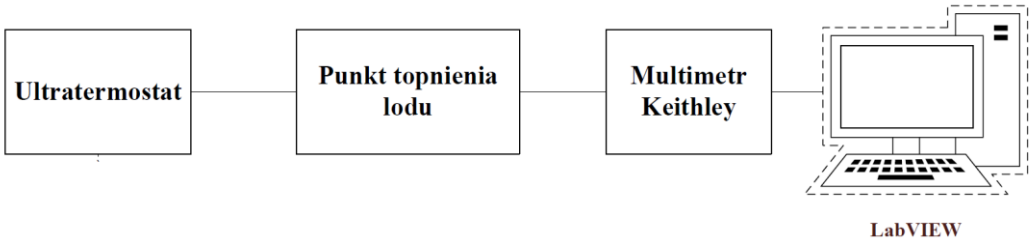
3.6. Pomiar temperatury

Do pomiaru temperatury w badanym wymienniku ciepła z minikanałami wykorzystano zestaw termopar typu K (NiCr-NiAl). Jako temperaturę referencyjną wykorzystano automatyczny punkt topnienia lodu Kaye Ice Point Reference z dokładnością stabilizacji temperatury do 0,05°C. Automatyczny układ stabilizacji temperatury odniesienia K150 wykorzystany do pomiarów posiadał 8 kanałów pomiarowych. Zastosowanie automatycznego układu stabilizacji temperatury zapewniło znikomy dryf temperaturowy oraz wysoką stabilność temperatury referencyjnej. Specyfikację urządzenia przedstawiono w Tabeli 3.6.

Tabela 3.6. Specyfikacja automatycznego punktu topnienia lodu

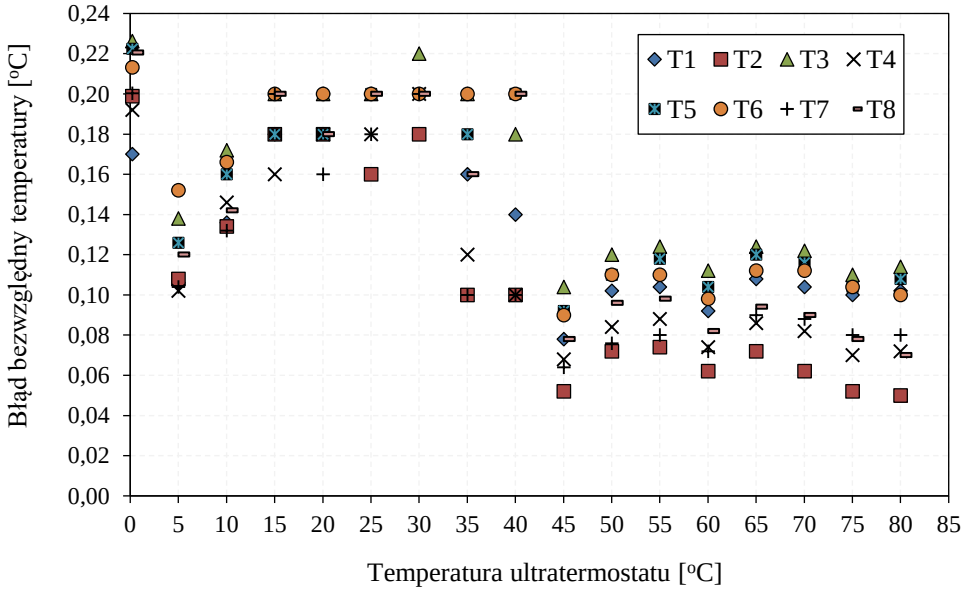
Temperatura referencyjna	0°C
Zakres temperatury otoczenia	5°C ÷ 40°C
Stabilność temperatury	0,02 lub 0,03°C
Maksymalny błąd pomiaru temperatury	0,05°C

Wartości napięcia termoelektrycznego rejestrowanego z termopar przeliczano na temperaturę za pomocą wielomianu interpolacyjnego, którego postać i wartość współczynników określono na podstawie charakterystyk termopar typu K, zgodnych z Międzynarodową Skalą Temperatury ITS-90 dla zakresu temperatur od 0°C do 500°C. Wielomian zaimplementowano w programie LabVIEW, co umożliwiło automatyczne wyznaczenie temperatury na podstawie zmierzonej siły termoelektrycznej. Przeprowadzono sprawdzanie wskazań wszystkich termopar w zakresie temperatur od 0°C do 80°C z uwagi na założoną nominalną wartość temperatury wlotowej czynnika gorącego wynoszącą 70ºC. Sprawdzaniu poddano łącznie 8 termpar, których druty wykonano z jednej szpuli. Jako źródło temperatury wykorzystano ultratermostat wodny o dokładności pomiaru temperatury równej ±0,25°C. Schemat stanowiska do sprawdzania termopar przedstawiono na Rys. 3.16.



Rys. 3.16. Schemat stanowiska do sprawdzania termopar

Spoiny pomiarowe termopar umieszczono w ultratermostacie wodnym, a spoiny odniesienia połączono z automatycznym punktem topnienia lodu. Napięcie termoelektryczne rejestrowano za pomocą multimetru Keithley, a wyniki były wyświetlane w oknie dialogowym programu LabVIEW i były zapisywane automatycznie do pliku tekstowego. Temperaturę wody w ultratermostacie zwiększano co 5°C. Dla przyjętego zakresu temperatur, w którym przeprowadzono sprawdzanie termopar otrzymano łącznie 17 punktów pomiarowych. W każdym punkcie pomiarowym wykonywano pięciokrotny odczyt temperatury na każdej z termopar w odstępie czasu równym 30 sekund. Wyniki dla każdego punktu pomiarowego uśredniano. Na podstawie przeprowadzonych pomiarów określono bezwzględne różnice pomiędzy temperaturami wskazywanymi przez poszczególne termopary a temperaturą wskazywaną przez ultratermostat. Wyniki pomiarów przedstawiono na Rys. 3.17.



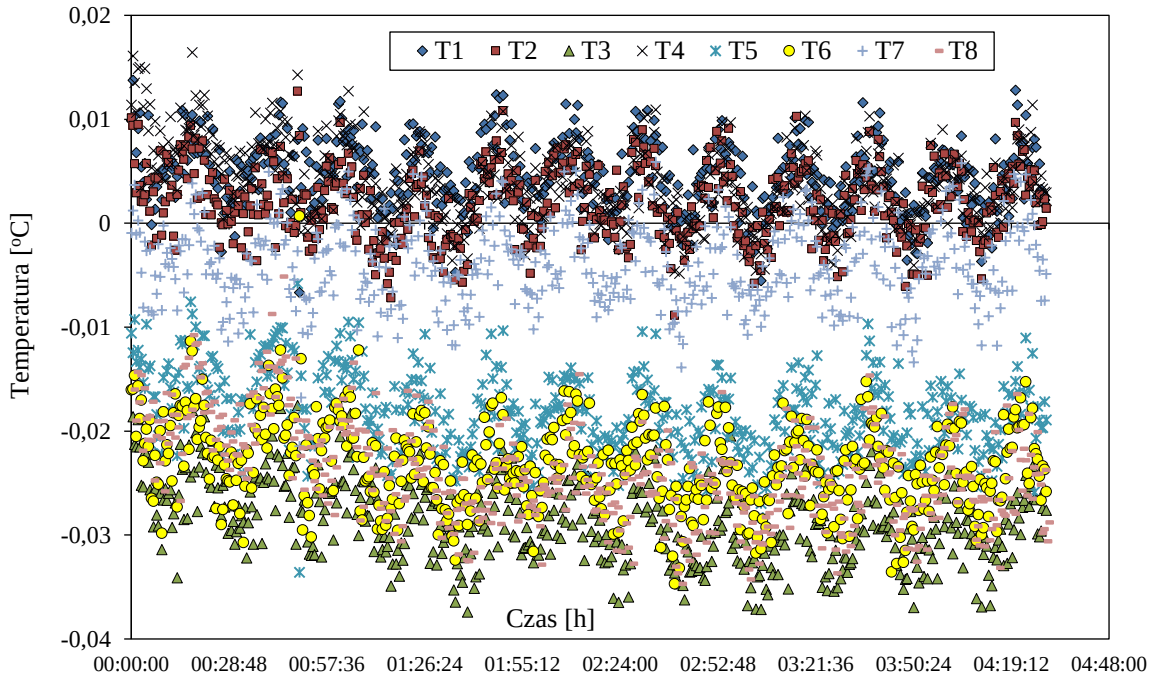
Rys. 3.17. Zależność wartości błędu bezwzględnego średniej mierzonej temperatury każdej z termopar w funkcji temperatury ultratermostatu

Rys. 3.17 przedstawia zależność bezwzględnej różnicy pomiędzy wartościami średnich wskazań każdej z termopar a temperaturą wskazywaną przez ultratermostat w funkcji

temperatury zadanej w ultratermostacie. Na podstawie przedstawionej zależności wskazano na występowanie niewielkich odchyleń temperatury rejestrowanej za pomocą poszczególnych termopar względem temperatury odniesienia. W zakresie temperatur, w jakim przeprowadzono sprawdzanie, odchylenia wskazań termopar mieściły się w zakresie od około 0,05°C do 0,23°C. Wartości te nie wykraczały poza deklarowany zakres dokładności pomiaru temperatury ultratermostatu, wynoszący ±0,25°C. Powyższa zależność pozwala również na określenie zgodności wskazań badanych termopar w jednakowej zadanej temperaturze. Parametr ten jest szczególnie istotny z punktu widzenia dokładności pomiaru różnicy temperatur niezbędnej do obliczenia parametrów cieplnych badanego wymiennika ciepła. Z przedstawionej zależności wynika, że zakres wartości błędów bezwzględnych wskazań poszczególnych termopar wyniósł od około 0,04°C do około 0,11°C. Najmniejsze zróżnicowanie wskazań termopar zaobserwowano dla temperatur w zakresie 10-30℃, natomiast największą rozbieżność uzyskano dla temperatur 35-40℃.

Poziom zgodności wskazań termopar jest związany z szeregiem czynników, w tym: z jednorodnością składu chemicznego drutu termopary, z dokładnością pomiaru napięcia, z poziomem zakłóceń sygnału (mierzone napięcie jest rzędu miliwoltów) i wielu innych. W analizowanym przypadku druty termopar zostały wykonane z jednej szpuli, natomiast do rejestracji sygnału elektrycznego z termopar wykorzystano precyzyjną aparaturę pomiarową, tj. zestaw multimetru Keithley z kartą pomiarową o rozdzielczości 7 ½ cyfry. Biorąc pod uwagę opisane czynniki, różnice wskazań pomiędzy badanymi termoparami są znikome, co świadczy o ich dużej zgodności.

Po przeprowadzeniu sprawdzania termopar wykonano badanie ich długookresowej stabilności i powtarzalności wskazań. Spoiny pomiarowe badanych termopar umieszczono w termosie wypełnionym mieszaniną wody destylowanej i lodu, stanowiącą źródło temperatury o nominalnej wartości równej 0°C. Spoiny odniesienia połączono z automatycznym punktem topnienia lodu, również utrzymującym temperaturę nominalnie równą 0°C. Przedstawiona procedura umożliwiła jednoczesne sprawdzenie stabilności stabilizacji temperatury odniesienia. Wyniki pomiarów przedstawiono na Rys. 3.18, który prezentuje zmiany temperatury wskazywanej przez poszczególne termopary w funkcji czasu. Rejestracja temperatury na każdej z termopar odbywała się w odstępie czasu równym 30 sekund, a całkowity czas pomiaru przekroczył 4 godziny.



Rys. 3.18. Zależność zmian temperatury wskazywanej przez poszczególne termopary w funkcji czasu

Na podstawie otrzymanej zależności stwierdzono niewielką zmienność wskazań poszczególnych termopar, co wskazuje na ich zadowalającą długookresową stabilność w analizowanych warunkach. Zaobserwowano niewielkie oscylacje temperatury mierzonej w odniesieniu do temperatury referencyjnej, jednak wahania temperatury były rzędu setnych części stopnia Celsjusza i mieściły się w granicach dokładności automatycznego punktu topnienia lodu.

3.7. Analiza niepewności pomiarowej

Pomiar każdej wielkości fizycznej obarczony jest występowaniem niepewności pomiarowych, co wynika z niedoskonałości przyrządów pomiarowych, niemożliwości uzyskania całkowicie dokładnego wyniku pomiaru oraz z braku znajomości rzeczywistej wartości wielkości mierzonej. Niepewność pomiaru jest parametrem związanym z jakością i dokładnością pomiaru i charakteryzuje rozrzut wartości, które można w uzasadniony sposób przypisać wielkości mierzonej. W celu poprawnego i kompletnego przedstawienia wyniku pomiaru konieczne jest wyznaczenie i podanie niepewności pomiaru wraz z wartością wielkości mierzonej [94].

Niepewność standardowa wyrażona jest tako odchylenie standardowe. Wyróżnia się dwie metody jej oceny: metodę typu A, opartą na analizie statystycznej serii powtórzonych obserwacji, oraz metodę typu B, wykorzystującą inne dostępne

informacje, w szczególności dane ze świadectw wzorcowania, specyfikacje przyrządów pomiarowych i wyniki wcześniejszych pomiarów. Niepewność rozszerzona stanowi iloczyn niepewności standardowej złożonej i współczynnika rozszerzenia.

W prowadzonych pomiarach eksperymentalnych parametrami mierzonymi bezpośrednio były spadki ciśnienia, objętościowe natężenia przepływu oraz temperatury na wlocie i wylocie czynników roboczych. Na podstawie uzyskanych danych pomiarowych wykonano obliczenia podstawowych liczb kryterialnych oraz właściwych parametrów cieplnych, przepływowych i eksploatacyjnych badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami, w tym mocy cieplnej, współczynnika przenikania ciepła, mocy pompowania, wskaźnika wydajności cieplnej i hydrodynamicznej oraz efektywności cieplnej. Względne niepewności pomiarów bezpośrednich zostały określone zgodnie z wymaganiami zawartymi w [94] na podstawie specyfikacji technicznej oraz danych uzyskanych ze sprawdzania i wzorcowania czujników. Niepewność spadku ciśnienia oszacowano na podstawie specyfikacji zastosowanych przetworników ciśnienia. Dla natężenia przepływu przyjęto niepewność standardową równą 0,5%. Niepewność temperatury oszacowano na podstawie sprawdzania termopar względem temperatury zadanej w ultratermostacie. Dla przyjętej granicy błędu temperatury odniesienia ±0,25°C przyjęto rozkład prostokątny, dla którego odpowiadająca niepewność standardowa wyznaczana jest przez podzielenie granicy błędu przez $\sqrt{3}$. Niepewności pomiarów pośrednich wyznaczono zgodnie z metodą przedstawioną w [95], korzystając z prawa propagacji niepewności. Zgodnie z [96], wynik pomiaru pośredniego uzyskuje się przez wykonanie pomiaru wielkości mierzonych bezpośrednio, zatem wynik pomiaru wielkości pośredniej jest funkcją zmiennych niezależnych, co można przedstawić w ogólnej postaci:

$$Y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \tag{3.7}$$

Przy założeniu, że znane są całkowite niepewności zmiennych niezależnych niepewność złożona pomiaru wielkości pośredniej $u_c(Y)$ jest dana wzorem:

$$u_c(Y) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (\frac{\partial f}{\partial x_i})^2 u^2(x_i)} \tag{3.8}$$

Niepewność rozszerzoną obliczono dla współczynnika rozszerzenia $k = 2$. W Tabeli 3.7 przedstawiono zakresy niepewności standardowych i rozszerzonych najważniejszych parametrów cieplnych i przepływowych badanego wymiennika ciepła z minikanałami.

Tabela 3.7. Zakresy niepewności standardowych i rozszerzonych

Wielkość	Jedn.	Niepewność standardowa	Niepewność rozszerzona
Spadek ciśnienia Δp	%	0,043 – 1,291	0,087 – 2,582
Objętościowe natężenie przepływu $\dot{V}$	%	0,50	1,00
Temperatura T	K	0,144	0,288
Średnia moc cieplna $\dot{Q}$	%	0,8 – 4,11	1,59 – 8,23
Sumaryczna moc pompowania Ω	%	0,36 – 1,03	0,71 – 2,07
Współczynnik przenikania ciepła U	%	1,06 – 4,04	2,12 – 8,09
Efektywność cieplna ε	%	0,62 – 3,87	1,25 – 7,74
Efektywność energetyczna η^*	%	0,78 – 4,11	1,56 – 8,23
Efektywność cieplno-hydrauliczna η	%	0,66 – 3,87	1,33 – 7,74

Zakresy niepewności pomiarowych przedstawione w Tabeli 3.7 obejmują najmniejsze i największe wartości niepewności wyznaczone łącznie dla wszystkich czterech badanych geometrii minikanałów. Pojedyncze wartości niepewności pomiaru temperatury i natężenia przepływu wynikają z przyjęcia we wszystkich punktach jednakowej niepewności bezwzględnej temperatury oraz jednakowej niepewności względnej przepływu. Niepewności względne pozostałych wielkości zależą od warunków pracy pomimo zastosowania tej samej aparatury.

3.8. Zakres i plan badań eksperymentalnych

Koncepcja właściwych badań eksperymentalnych wybranych wariantów geometrycznych wymiennika ciepła z minikanałami zakładała pomiary w możliwie szerokim zakresie objętościowych natężeń przepływu po stronie gorącej i zimnej. Regulację natężenia przepływu wody zrealizowano manualnie za pomocą zaworów dławiących zainstalowanych w ultratermostatach. W każdej indywidualnej serii pomiarowej zmniejszano objętościowe natężenie przepływu czynnika zimnego, utrzymując objętościowe natężenie przepływu czynnika gorącego na stałym poziomie. Po zrealizowaniu danej serii pomiarowej rozpoczynano kolejną serię pomiarową, w której objętościowe natężenie przepływu czynnika gorącego zmniejszano o zadaną wartość i utrzymywano na stałym poziomie, jednocześnie ponownie zmniejszając objętościowe natężenie przepływu czynnika zimnego o ustalony skok. W każdej serii pomiarowej natężenie przepływu zmniejszano od wartości maksymalnej (około 1,11 l/min dla czynnika zimnego i około 1,16 l/min dla czynnika gorącego) co około 0,15 l/min, uzyskując tym samym 8 punktów pomiarowych w każdej serii pomiarowej. Z uwagi na niewielkie natężenia przepływu i trudność w precyzyjnym

ustawieniu wydatku objętościowego, dla kanałów o wymiarach 1×1 mm, 2×2 mm oraz 1×2 mm przeprowadzono łącznie 8 serii pomiarowych, a dla kanałów o wymiarach 2×1 mm wykonano 9 serii pomiarowych. Łączna ilość punktów pomiarowych dla poszczególnych badanych geometrii była zróżnicowana ze względu na praktyczne trudności w regulacji natężenia przepływu i każdorazowego ustawienia jego jednakowej wartości. Pomiary eksperymentalne dla wszystkich badanych geometrii kanałów były prowadzone dla stałych nominalnych temperatur czynnika gorącego i zimnego na wlocie do wymiennika, wynoszących odpowiednio 70℃ i 20℃. Zestawienie parametrów eksploatacyjnych wymiennika oraz danych dotyczących wykonanych serii pomiarowych przedstawiono w Tabeli 3.8.

Tabela 3.8. Parametry pracy wymiennika ustalone podczas pomiarów eksperymentalnych

	Minikanały 1×1 mm	Minikanały 2×2 mm	Minikanały 1×2 mm	Minikanały 2×1 mm
Nominalne temperatury czynnika gorącego $T_{\mathrm{h,in}}$ i zimnego $T_{\mathrm{c,in}}$ po stronie wlotowej wymiennika	$T_{\mathrm{h,in}} = 70℃$ $T_{\mathrm{c,in}} = 20℃$			
Zakres zmienności objętościowego natężenia przepływu [l/min]	$\dot{V}_c = 0{,}92 \div 0{,}13$ $\dot{V}_h = 0{,}99 \div 0{,}13$	$\dot{V}_c = 1{,}11 \div 0{,}11$ $\dot{V}_h = 1{,}16 \div 0{,}11$	$\dot{V}_c = 1{,}08 \div 0{,}13$ $\dot{V}_h = 1{,}11 \div 0{,}13$	$\dot{V}_c = 1{,}06 \div 0{,}16$ $\dot{V}_h = 1{,}12 \div 0{,}15$
Ilość wykonanych serii pomiarowych	8	8	8	9
Całkowita uśredniona ilość pomiarów	67	64	64	73

4. WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Na podstawie otrzymanych danych pomiarowych możliwe były dalsze obliczenia parametrów cieplnych, przepływowych i eksploatacyjnych badanych wariantów geometrycznych wymiennika ciepła. Współczynnik przenikania ciepła badanego wymiennika ciepła określono z zależności:

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T_{\mathrm{LMTD}}} \tag{4.1}$$

Z uwagi na fakt, że zmierzona moc cieplna po stronie gorącej i zimnej była zbliżona, moc cieplna dla całego wymiennika była określona jako średnia arytmetyczna, opisana wzorem (17). Logarytmiczna różnica temperatur dla przepływu przeciwprądowego określona jest wzorem:

$$\Delta T_{\mathrm{LMTD}} = \frac{(T_{\mathrm{h,in}} - T_{\mathrm{c,out}}) - (T_{\mathrm{h,out}} - T_{\mathrm{c,in}})}{\ln(\frac{(T_{\mathrm{h,in}} - T_{\mathrm{c,out}})}{(T_{\mathrm{h,out}} - T_{\mathrm{c,in}})})} \tag{4.2}$$

Z uwagi na konstrukcję płytki wymiennika ciepła pole powierzchni wymiany ciepła jest równe powierzchni zwilżonej przez płyn przepływający w minikanałach oraz w kolektorach wlotowych i wylotowych. W analizowanym przypadku płyn przepływając w minikanale omywał tylko 3 ścianki kanału, zaś czwarta ścianka, którą stanowiła gumowa uszczelka przylegająca do płytki, była termicznie izolowana i była traktowana jak ścianka adiabatyczna. Ze względu na symetrię geometryczną strony gorącej i zimnej płytki wymiennika, ich pola powierzchni były jednakowe co do wartości i określone ogólnym wzorem:

$$A = A_{\mathrm{ip}} + A_{\mathrm{mch}} + A_{\mathrm{op}} \tag{4.3}$$

Dla minikanałów o przekroju kwadratowym pole powierzchni opisuje zależność:

$$A_{\mathrm{mch}} = 3 \cdot a_{\mathrm{mch}} \cdot L_{\mathrm{mch}} \cdot n \tag{4.4}$$

W odniesieniu do minikanałów o przekroju prostokątnym pole powierzchni obliczono z zależności:

$$A_{\mathrm{mch}} = (2 \cdot b_{\mathrm{mch}} + a_{\mathrm{mch}}) \cdot L_{\mathrm{mch}} \cdot n \tag{4.5}$$

Pole powierzchni wymiany ciepła pojedynczego plenum A_{ip} wyznaczono jako sumę pól jego dna i ścianek bocznych wyfrezowanych w aluminiowej płytce, pomniejszoną o łączne pole przekrojów poprzecznych otworów łączących plenum z minikanałami.

Efektywność cieplna przedstawia zależność rzeczywistego strumienia ciepła w odniesieniu do maksymalnego strumienia ciepła, jaki mógłby zostać wymieniony, co opisuje zależność [97]:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \tag{4.6}$$

Maksymalna możliwa moc cieplna wymiennika ciepła $\dot{Q}_{\max}$ jest osiągana dla maksymalnej różnicy temperatur pomiędzy wlotem czynnika gorącego i zimnego $\Delta T_{\max}$ oraz dla czynnika o mniejszej pojemności cieplnej, co można zapisać następująco:

$$\Delta T_{\max} = T_{\mathrm{h,in}} - T_{\mathrm{c,in}} \tag{4.7}$$

$$C_{\min} = \min(C_{\mathrm{c}}, C_{\mathrm{h}}) \tag{4.8}$$

Maksymalna moc cieplna wymiennika ciepła $\dot{Q}_{\max}$ jest możliwa do osiągnięcia dwutorowo. W pierwszym wariancie, gdy temperatura wylotowa czynnika ogrzewanego osiągnie wartość temperatury wlotowej czynnika gorącego lub gdy czynnik gorący zostanie schłodzony do temperatury wlotowej czynnika zimnego. Wzrost temperatury płynu zimnego równy co do wartości spadkowi temperatury płynu gorącego występuje, gdy pojemności cieplne obu płynów są jednakowe:

$$C_{\mathrm{c}} = C_{\mathrm{h}} \tag{4.9}$$

Gdy $C_{\mathrm{c}} \neq C_{\mathrm{h}}$, wówczas płyn o mniejszej pojemności cieplnej szybciej osiągnie maksymalną temperaturę, zatem maksymalną moc cieplną wymiennika można zapisać jako:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{\mathrm{h,in}} - T_{\mathrm{c,in}}) \tag{4.10}$$

Do analizy efektywności cieplnej badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami wykorzystano metodę $\varepsilon - \mathrm{NTU}$. Metoda ta jest wykorzystywana w głównej mierze do określenia wydajności cieplnej i przewidywania temperatur wylotowych strumieni płynu gorącego i zimnego przy ustalonym wydatku masowym czynników w wymienniku o określonej konstrukcji [98]. Koncepcja metody opiera się na wyznaczeniu liczby jednostek wymiany ciepła korzystając ze wzoru:

$$\mathrm{NTU} = \frac{UA}{C_{\min}} \tag{4.11}$$

Dla określonej wartości współczynnika przenikania ciepła i pojemności cieplnej, liczba jednostek wymiany ciepła NTU jest proporcjonalna do pola powierzchni wymiany ciepła

i jest jej miarą. Liczba NTU określa również, ile razy zmiana temperatury czynnika o mniejszej pojemności cieplnej przewyższa logarytmiczną różnicę temperatur [97].
Na podstawie zmierzonego spadku ciśnienia i ustalonego wydatku objętościowego czynnika wyznaczono moc pompowania oddzielnie dla strony gorącej i zimnej wymiennika według zależności:

$$\begin{aligned} \Omega_{\mathrm{c}} &= \Delta p_{\mathrm{c}} \cdot \dot{V}_{\mathrm{c}} \\ \Omega_{\mathrm{h}} &= \Delta p_{\mathrm{h}} \cdot \dot{V}_{\mathrm{h}} \end{aligned} \tag{4.12}$$

Sumaryczna moc pompowania dla całego wymiennika ciepła jest równa:

$$\Omega = \Omega_{\mathrm{c}} + \Omega_{\mathrm{h}} \tag{4.13}$$

Średnica hydrauliczna określana jest jako iloraz czterokrotnej wartości pola przekroju poprzecznego kanału i obwodu zwilżonego kanału, co opisuje zależność:

$$d_{\mathrm{h}} = \frac{4 \cdot A_{\mathrm{c,mch}}}{P} \tag{4.14}$$

Współczynnik kształtu kanału określany jest jako stosunek długości boków kanału:

$$a^{*} = \frac{a_{\mathrm{mch}}}{b_{\mathrm{mch}}} \tag{4.15}$$

Precyzyjna definicja współczynnika kształtu jest wymagana szczególnie w przypadku ogrzewania kanału z trzech stron. Zgodnie z [2] w niniejszej pracy przyjęto konwencję, że współczynnik kształtu określony jest jako stosunek długości nieogrzewanego boku kanału do długości boku ogrzewanego.
Prędkość przepływu w pojedynczym kanale po stronie gorącej i zimnej określono na podstawie ustalonego wydatku objętościowego czynnika oraz iloczynu ilości i długości boków minikanałów, zgodnie z zależnością:

$$u_{\mathrm{c}} = \frac{\dot{V}_{\mathrm{c}}}{n \cdot a_{\mathrm{mch}} \cdot b_{\mathrm{mch}}} \tag{4.16}$$

$$u_{\mathrm{h}} = \frac{\dot{V}_{\mathrm{h}}}{n \cdot a_{\mathrm{mch}} \cdot b_{\mathrm{mch}}} \tag{4.17}$$

Oceny w zakresie ogólnej efektywności energetycznej i wymiennika ciepła dokonuje się poprzez określenie wskaźników efektywności energetycznej oraz cieplno-hydraulicznej. Wskaźnik efektywności cieplno-hydraulicznej określa stosunek efektywności cieplnej wymiennika do całkowitego spadku ciśnienia [53]:

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\Delta p} \tag{4.18}$$

Wskaźnik efektywności energetycznej, charakteryzujący efektywność wykorzystania energii pompowania, opisuje stosunek całkowitej mocy cieplnej wymiennika do sumarycznej mocy pompowania [53]:

$$\eta^* = \frac{\dot{Q}}{\Omega} \tag{4.19}$$

Obydwa wskaźniki są istotnymi parametrami w zakresie oceny pracy wymiennika oraz odnoszą się do uzyskiwanych efektów cieplnych w postaci mocy cieplnej względem mocy pompowania oraz oporów przepływu.

Liczby kryterialne

Liczby kryterialne wyznaczano oddzielnie dla strony gorącej i zimnej wymiennika ciepła we wszystkich badanych wariantach geometrycznych. Wynikało to z występowania różnych temperatur, właściwości termofizycznych oraz natężeń przepływu czynników po obu stronach wymiennika.

1. Liczba Reynoldsa jest określona wzorem:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d_{\mathrm{h}}}{\mu} \tag{4.20}$$

Liczba Reynoldsa charakteryzuje podobieństwo hydrodynamiczne przepływów i używana jest do opisu kryterium ruchu płynu przy konwekcji wymuszonej. W sensie fizycznym wyraża stosunek sił bezwładności do sił lepkości, związanych z tarciem wewnętrznym.

2. Liczbę Prandtla opisuje zależność:

$$Pr = \frac{c_{\mathrm{w}} \cdot \mu}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \tag{4.21}$$

Liczba Prandtla, uwzględniająca właściwości fizyczne płynu poprzez stosunek współczynnika lepkości kinematycznej do współczynnika dyfuzyjności cieplnej, opisuje zależność pomiędzy transportem pędu, a transportem ciepła przez ciecz. Charakteryzuje podobieństwo pól prędkości i temperatury w przepływającym płynie i wyraża stosunek wyrównania prędkości wskutek tarcia płynu oraz wyrównania temperatury wskutek przewodzenia ciepła.

3. Liczba Pécleta zdefiniowana jest jako:

$$\mathrm{Pe} = \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr} = \frac{u \cdot d_\mathrm{h}}{a} \tag{4.22}$$

Liczba Pécleta wyraża podobieństwo mechanizmów przenoszenia ciepła w przepływającym płynie i koreluje zjawiska transportu konwekcyjnego i dyfuzyjnego z uwzględnieniem właściwości fizycznych płynu. Stanowi ona iloczyn liczby Prandtla i liczby Reynoldsa.

4. Liczba Graetza opisana jest wzorem:

$$\mathrm{Gz} = \frac{d_\mathrm{h}}{L} \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr} = \frac{d_\mathrm{h}}{L} \cdot \mathrm{Pe} \tag{4.23}$$

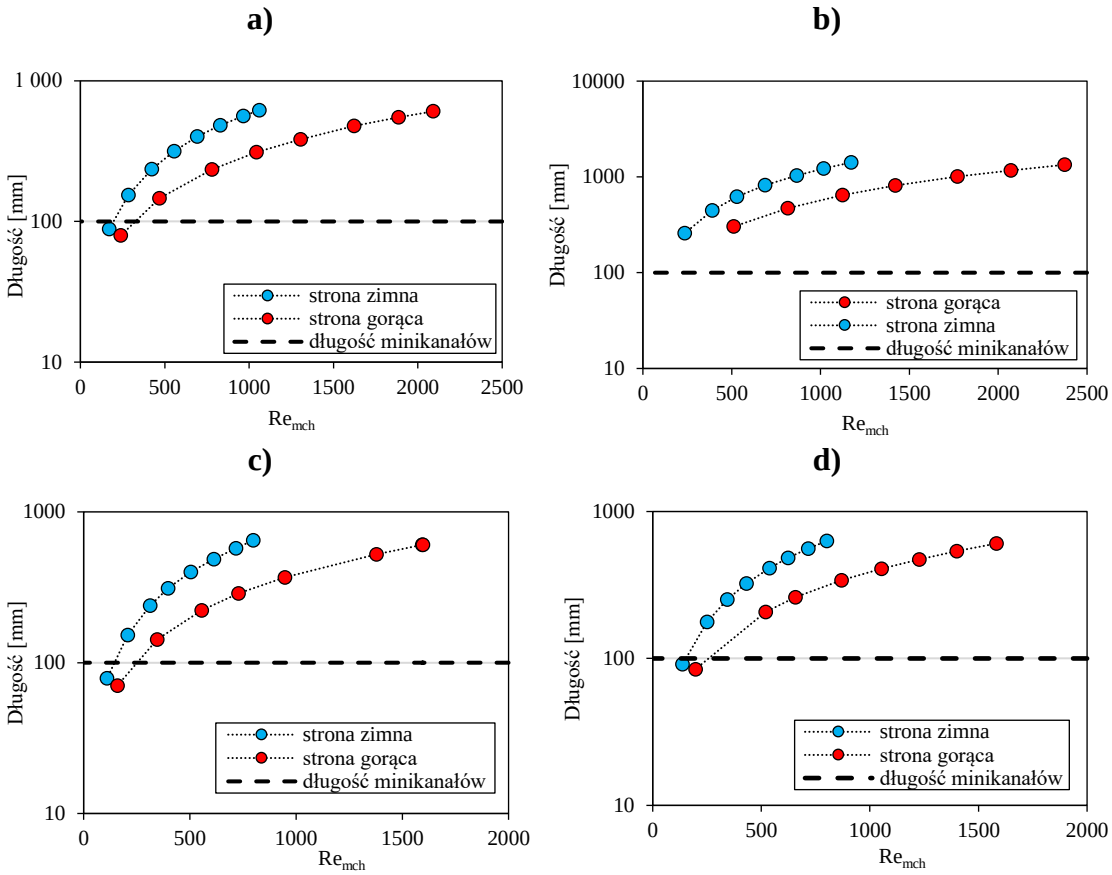
Liczba Graetza jest istotna z punktu widzenia przepływów znajdujących się w strefie rozbiegu termicznego. Służy do opisu zagadnień wymiany ciepła podczas przepływu płynu w kanale i określa stosunek konwekcyjnego strumienia ciepła w osi kanału względem ciepła przewodzonego w kierunku ścianki kanału [99].

Zestawienie wyników pomiarów głównych parametrów cieplnych i przepływowych badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami przedstawiono w Tabeli 6, która stanowi załącznik do niniejszej pracy. W tabeli zestawiono punkty pomiarowe, dla których wartości liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej $\mathrm{Pe}_{\mathrm{h,mch}}$ i $\mathrm{Pe}_{\mathrm{c,mch}}$ były zbliżone. Dla każdego z czterech wariantów geometrycznych minikanałów podano zmierzone temperatury wlotowe i wylotowe obu strumieni, objętościowe natężenia przepływu oraz spadki ciśnienia między króćcami wlotowym i wylotowym. Podano również wielkości wyznaczone na podstawie pomiarów, w tym średnią moc cieplną, współczynnik przenikania ciepła, sumaryczną moc pompowania, liczby Reynoldsa i Pécleta dla obu strumieni, średnią liczbę Graetza oraz wskaźniki efektywności energetycznej i cieplno-hydraulicznej.

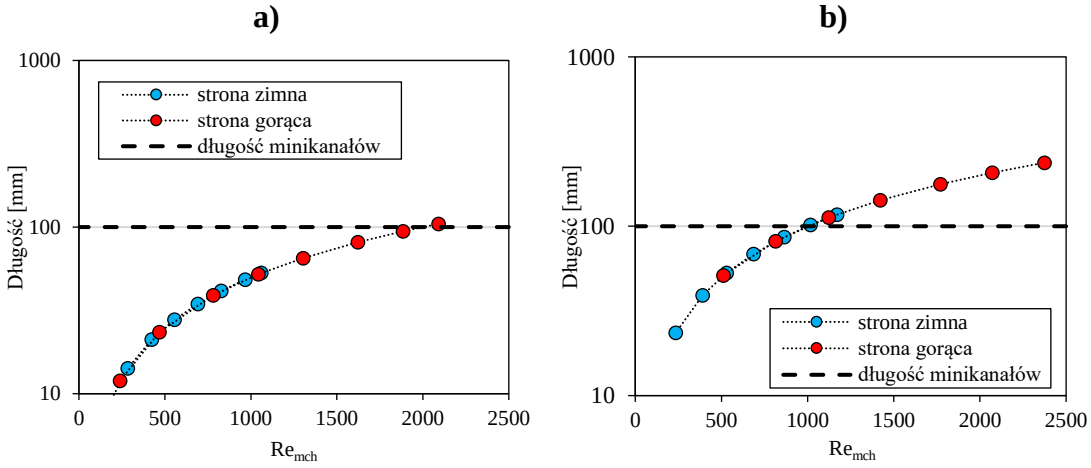
W podrozdziałach 4.1 ÷ 4.4 przedstawiono charakterystyki cieplne, przepływowe, efektywność cieplną oraz efektywność energetyczną i cieplno-hydrauliczną badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami sporządzone na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych.

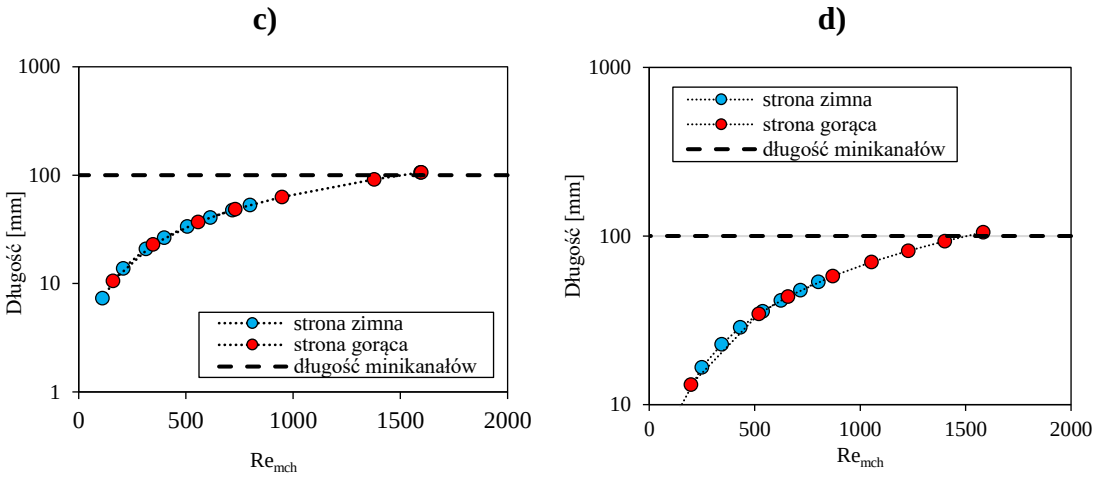
4.1. Charakterystyki cieplne

W celu ustalenia warunków przepływu, które wpływają na dobór odpowiednich równań i korelacji opisujących wymianę ciepła, określono długości rozbiegu termicznego i hydraulicznego dla badanych wariantów geometrycznych wymiennika ciepła z minikanałami, które przedstawiono odpowiednio na Rys. 4.1 i 4.2.



Rys. 4.1. Długości rozbiegu termicznego w minikanałach o wymiarach:
a) 1×1 mm, b) 2×2 mm, c) 1×2 mm, d) 2×1 mm





Rys. 4.2. Długości rozbiegu hydraulicznego w minikanałach o wymiarach:
a) 1×1 mm, b) 2×2 mm, c) 1×2 mm, d) 2×1 mm

Zgodnie z [2] przepływ jest rozwinięty termicznie i hydrodynamicznie, jeśli długości odcinków wejściowych są mniejsze niż całkowita długość kanału. Jeśli długość termiczna/hydrodynamiczna jest większa od długości kanału, oznacza to, że przepływ znajduje się w obszarze rozwijającym się cieplnie/hydrodynamicznie. Z przedstawionych zależności wynika, że dla minikanałów o wymiarach 2×2 mm wyznaczone długości rozbiegu termicznego są większe od całkowitej długości minikanałów w całym analizowanym zakresie liczb Reynoldsa, co wskazuje na występowanie przepływu rozwijającego się termicznie na całej długości. W pozostałych wariantach geometrycznych długości rozbiegu termicznego również przewyższają długości minikanałów w przeważającym zakresie liczby Reynoldsa. Na uwagę zasługuje natomiast zakres najmniejszych wartości liczb Reynoldsa, gdzie długości rozbiegu termicznego osiągają wartości zbliżone do długości minikanałów lub są od niej mniejsze, co wskazuje na możliwość osiągnięcia przepływu rozwiniętego termicznie. Z kolei analiza długości rozbiegu hydrodynamicznego wykazała, że dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm, 1×2 mm oraz 2×1 mm w większości analizowanych warunków przepływowych długości te są mniejsze od całkowitej długości minikanałów. Wskazuje to na możliwość osiągnięcia stanu pełnego rozwinięcia hydrodynamicznego przepływu. Przy największych wartościach liczby Reynoldsa długości rozbiegu hydrodynamicznego osiągają jednak wartości zbliżone do długości minikanałów lub nieznacznie je przekraczają, co oznacza, że w tych warunkach przepływ nie osiąga pełnego rozwinięcia hydrodynamicznego. W przypadku minikanałów o wymiarach 2×2 mm, dla liczb Reynoldsa przekraczających wartość około 1000, wyznaczone długości rozbiegu

hydrodynamicznego są większe od całkowitej długości minikanałów, co wskazuje na występowanie przepływu rozwijającego się hydrodynamicznie na całej ich długości. Otrzymane wyniki wskazują zatem, że w zakresie prowadzonych pomiarów eksperymentalnych w badanych wariantach geometrycznych minikanałów występowały warunki o różnym stopniu rozwinięcia hydrodynamicznego i termicznego przepływu.

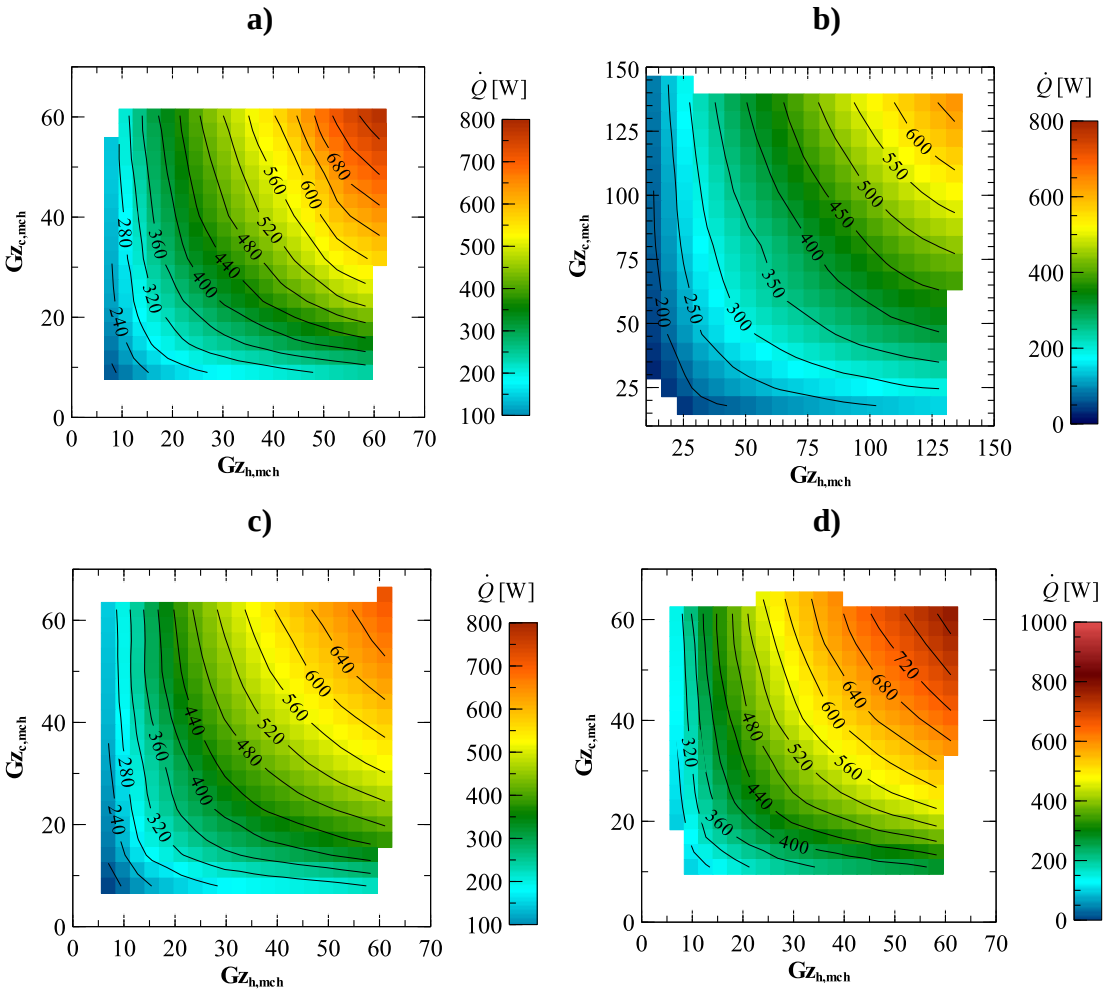
Z uwagi na występowanie przepływu rozwijającego się termicznie w znacznej części zakresu pomiarów badanych wariantów geometrycznych wymiennika ciepła, charakterystyki cieplne przedstawiono w funkcji liczby Pécleta, opisującej relację pomiędzy transportem energii na drodze konwekcji, a przewodzeniem ciepła w kierunku przepływu. Zastosowanie tej liczby pozwoliło uwzględnić wpływ zarówno prędkości przepływu, jak i właściwości termofizycznych wody, różniących się ze względu na wartości temperatur po stronie gorącej i zimnej. Przy zachowaniu symetrii geometrycznej obu stron wymiennika umożliwiło to porównanie charakterystyk cieplnych przy zbliżonej relacji obu mechanizmów transportu ciepła. Liczba Pécleta jest szczególnie przydatna do analizy warunków rozwoju pola temperatury. W celu zapewnienia porównywalnych warunków wymiany ciepła po obu stronach wymiennika, z otrzymanych danych eksperymentalnych wyodrębniono punkty pomiarowe charakteryzujące się zbliżonymi wartościami liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej. Pozwoliło to na porównanie charakterystyk cieplnych przy zbliżonych warunkach intensywności wymiany ciepła po obu stronach wymiennika. Dodatkowym kryterium wyboru punktów pomiarowych było uzyskanie zbliżonych wartości strumieni pojemności cieplnej po stronie gorącej i zimnej, wyrażone stosunkiem $C_{\mathrm{h}}/C_{\mathrm{c}}$ bliskim jedności. Warunek ten opisuje zrównoważenie strumieni pojemności cieplnej obu czynników oraz ogranicza asymetrię zdolności obu czynników do transportu energii przy jednostkowej zmianie temperatury, jednak nie oznacza arbitralnie spełnienia kryterium bilansu energetycznego wymiennika. Przyjęcie zbliżonych wartości liczb Pécleta oraz strumieni pojemności cieplnej miało na celu ograniczenie różnic względnych warunków transportu ciepła pomiędzy strumieniami i ułatwienie porównania badanych wariantów geometrycznych minikanałów. Bilans energetyczny wymiennika określono na podstawie porównania mocy cieplnej oddawanej przez czynnik gorący i pobieranej przez czynnik zimny przy ograniczonej wymianie ciepła do otoczenia. Koncepcja pomiarów eksperymentalnych zakładała ich prowadzenie w stanie termicznie ustalonym, przy ograniczonej wymianie ciepła do otoczenia. W tych warunkach zakładano zbliżone wartości mocy cieplnej oddawanej przez czynnik gorący

i pobieranej przez czynnik zimny, przy różnicach mieszczących się w zakresie niepewności pomiaru. Na potrzeby opracowania charakterystyk cieplnych i przepływowych wykorzystano średnią arytmetyczną mocy cieplnych wyznaczonych po stronie gorącej i zimnej wymiennika, jako reprezentatywną moc cieplną. Do opracowania charakterystyk cieplnych wybrano punkty pomiarowe zarejestrowane po ustabilizowaniu parametrów pracy. Charakterystyki cieplne badanych minikanałowych wymienników ciepła dotyczyły średniej zmierzonej mocy cieplnej wymiennika $\dot{Q}$ oraz współczynnika przenikania ciepła U w funkcji liczb Graetza oraz Pécleta w minikanałach dla strony zimnej i gorącej. Liczba Graetza, uwzględniająca zależność liczby Pécleta i stosunku wymiaru charakterystycznego do długości kanału, pozwala na uwzględnienie zarówno intensywności wymiany ciepła na drodze konwekcji, jak i stopnia rozwoju warstwy termicznej w kanale. Zastosowanie liczby Graetza ma szczególne znaczenie w przypadku porównania kanałów o różnych wymiarach przekroju poprzecznego. Przedstawiono również współczynnik przenikania ciepła U w funkcji stosunku liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej $\mathrm{Pe}_{\mathrm{h,mch}}/\mathrm{Pe}_{\mathrm{c,mch}}$ i całkowitej mocy pompowania Ω. Dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm charakterystyki cieplne, obejmujące moc cieplną $\dot{Q}$ i współczynnik przenikania ciepła U w funkcji liczby Reynoldsa i Pécleta, zostały szczegółowo opisane w [80]. W niniejszej pracy charakterystyki cieplne przedstawiono w postaci wykresów 2-D, które uzyskano przy użyciu środowiska programistycznego LabVIEW po wykonaniu interpolacji danych pomiarowych, co pozwoliło na uzyskanie gładkiej powierzchni wykresu i jednocześnie gładkich izolinii. Wybrana forma prezentacji charakterystyk cieplnych może być użyteczna w celu wizualizacji zmienności mierzonych parametrów cieplnych po stronie gorącej i zimnej jednocześnie w zakresie prowadzonych pomiarów eksperymentalnych oraz w celu ukazania specyfiki i charakteru tych zmian w funkcji parametrów bezwymiarowych. Dodatkowo, wybrane charakterystyki cieplne stanowią profil cieplno- eksploatacyjny, na podstawie którego możliwa jest identyfikacja obszarów i parametrów pracy zapewniających bilans energetyczny i zrównoważone użytkowanie urządzenia.

4.1.1. Moc cieplna w funkcji liczby Graetza

Na Rys. 4.3 przedstawiono średnią zmierzoną moc cieplną w funkcji liczby Graetza w minikanałach po stronie gorącej i zimnej dla czterech badanych konfiguracji geometrycznych minikanałów. Rys. 4.3 a) i b) przedstawiają wyniki dla minikanałów

o kwadratowym przekroju poprzecznym, natomiast Rys. 4.3 c) i d) dotyczą minikanałów o prostokątnym przekroju poprzecznym.



Rys. 4.3. Zależność mocy cieplnej $\dot{Q}$ w funkcji liczby Graetza po stronie zimnej $Gz_{c,mch}$ oraz strony gorącej $Gz_{h,mch}$ dla wymiennika ciepła z minikanałami o wymiarach:
a) 1×1 mm, b) 2×2 mm, c) 1×2 mm, d) 2×1 mm

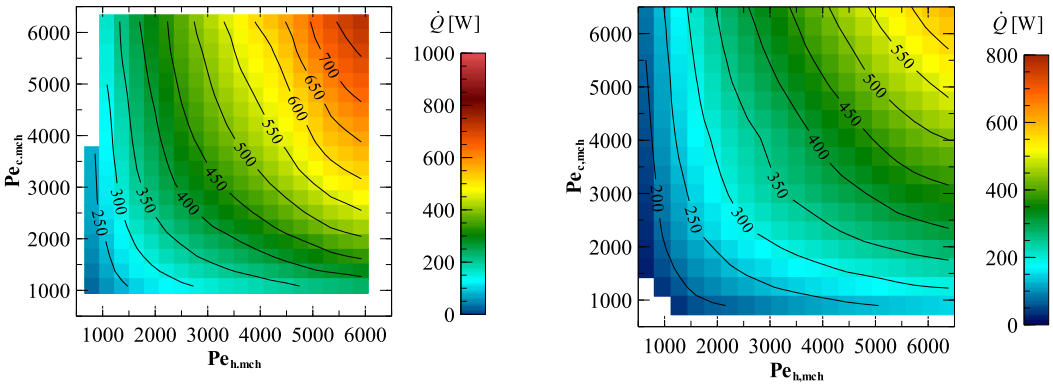
Z przedstawionych zależności wynika, że dla wszystkich badanych wariantów geometrycznych wzrostowi liczb Graetza po obu stronach wymiennika towarzyszył wzrost średniej mocy cieplnej. Dla ustalonej geometrii kanałów liczba Graetza jest proporcjonalna do liczby Pécleta, a zatem zależy od prędkości przepływu oraz właściwości termofizycznych czynnika. Dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm, 1×2 mm oraz 2×1 mm uzyskano zbliżone zakresy liczb Graetza po stronie gorącej i zimnej. Dla minikanałów o wymiarach 2×2 mm zakresy te wyniosły $Gz_{c,mch} = 11–143$ oraz $Gz_{h,mch} = 13–134$. Większe wartości liczb Graetza w tym wariancie wynikały zarówno z większego stosunku średnicy hydraulicznej do długości kanału, jak i z osiągniętego zakresu liczb Pécleta. Dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm (Rys. 4.3a)

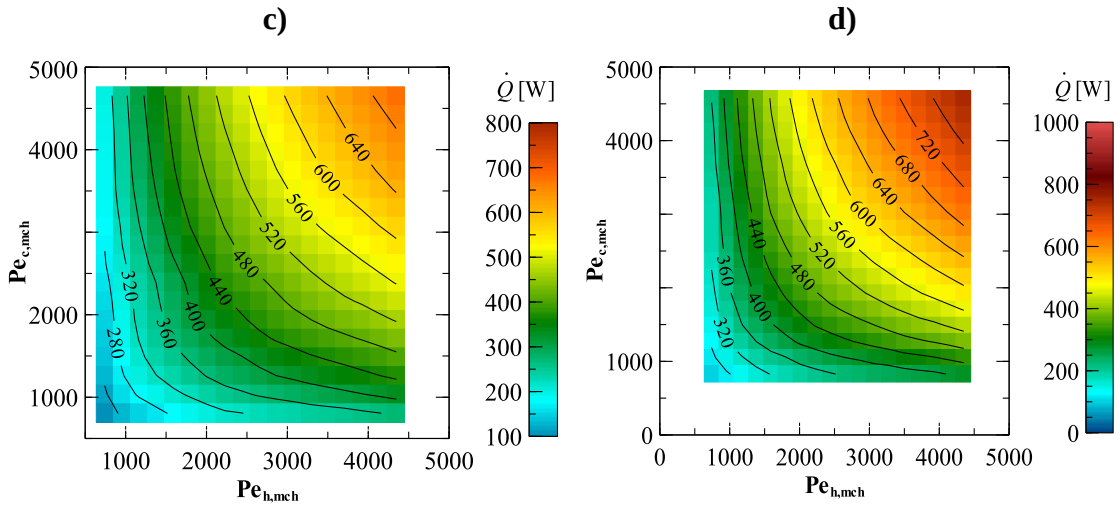
najmniejsza zmierzona średnia moc cieplna wyniosła $\dot{Q}$ =195 W i została osiągnięta przy $Gz_{c,mch} \approx Gz_{h,mch} \approx 8$. Maksymalna wartość, wynosząca $\dot{Q}$ =791 W, odpowiadała liczbom Graetza $Gz_{c,mch} \approx 62$ oraz $Gz_{h,mch} \approx 61$. W obszarze, w którym liczby Graetza po obu stronach wymiennika przekraczały około 30, izolinie mocy cieplnej wykazywały w przybliżeniu symetryczny przebieg względem prostej $Gz_{c,mch} = Gz_{h,mch}$. Dla minikanałów o wymiarach 2×2 mm (Rys. 4.3b) najmniejsza zmierzona średnia moc cieplna wyniosła $\dot{Q}$ =157 W przy $Gz_{c,mch} \approx 26$ oraz $Gz_{h,mch} \approx 13$. Maksymalną wartość $\dot{Q}$ =677 W osiągnięto przy $Gz_{c,mch} \approx 141$ oraz $Gz_{h,mch} \approx 134$. W znacznej części analizowanego obszaru izolinie mocy cieplnej również wykazywały przybliżoną symetrię. Dla minikanałów o wymiarach 1×2 mm (Rys. 4.3c) zbliżony charakter przebiegu izolinii obserwowano w obszarze średniej mocy cieplnej od około 480 W do maksymalnej zmierzonej wartości, wynoszącej $\dot{Q}$ =732 W. Natomiast dla minikanałów o wymiarach 2×1 mm (Rys. 4.3d) maksymalna średnia moc cieplna wyniosła $\dot{Q}$ =824 W i była największa spośród wartości uzyskanych dla wszystkich badanych geometrii w warunkach prowadzonych pomiarów.

4.1.2. Moc cieplna w funkcji liczby Pécleta

Rys. 4.4 przedstawiają zależność mocy cieplnej $\dot{Q}$ w funkcji liczby Pécleta w minikanałach po stronie gorącej i zimnej $Pe_{h,mch}, Pe_{c,mch}$ dla czterech badanych konfiguracji geometrycznych minikanałów. Przedstawienie tego parametru w funkcji liczb Graetza i Pécleta oddzielnie wynika z odmiennej interpretacji fizycznej tych liczb. Ma to znaczenie przy porównywaniu badanych wariantów geometrycznych, dla których zachowano jednakową długość minikanałów przy różnych średnicach hydraulicznych.

a) **b)**



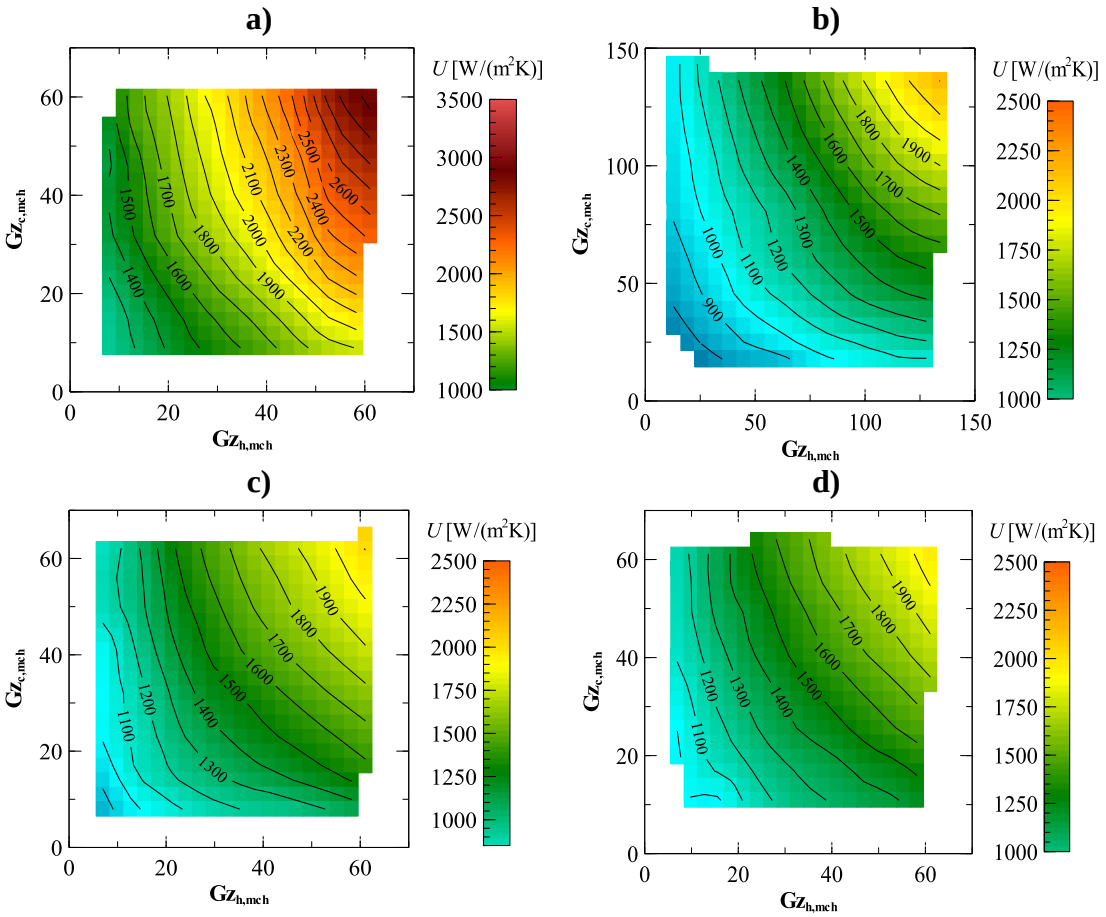


Rys. 4.4. Zależność mocy cieplnej $\dot{Q}$ w funkcji liczby Pécleta po stronie zimnej $\mathrm{Pe}_{\mathrm{c,mch}}$ oraz strony gorącej $\mathrm{Pe}_{\mathrm{h,mch}}$ dla wymiennika ciepła z minikanałami o wymiarach: a) 1×1 mm, b) 2×2 mm, c) 1×2 mm, d) 2×1 mm

Z powyższych zależności wynika również, że wraz ze wzrostem liczby Pécleta po obydwu stronach wymiennika wzrasta średnia moc cieplna, co jest obserwowane dla wszystkich badanych geometrii minikanałów. Dodatkowo, we wszystkich wariantach izolinie mocy cieplnej w przeważającym obszarze mają symetryczny rozkład względem liczb Pécleta po stronie zimnej i gorącej, a charakter zależności mocy cieplnej w funkcji liczb Pécleta jest niemal jednakowy, jak dla liczby Graetza. Zgodnie ze wzorem (4.23) liczby Graetza i Pécleta są powiązane stosunkiem $d_{\mathrm{h}}/L_{\mathrm{mch}}$, który dla poszczególnych wariantów geometrycznych pozostaje stały. Dla danego wariantu geometrycznego obie liczby kryterialne są proporcjonalne, dlatego postać zależności mocy cieplnej w funkcji liczby Pécleta wynika z przeskalowania osi i nie wpływa na zmianę charakteru analizowanej zależności.

4.1.3. Współczynnik przenikania ciepła w funkcji liczby Graetza

Na Rys. 4.5 przedstawiono zależność współczynnika przenikania ciepła U od liczby Graetza w minikanałach po stronie zimnej i gorącej $\mathrm{Gz}_{\mathrm{c,mch}}, \mathrm{Gz}_{\mathrm{h,mch}}$.

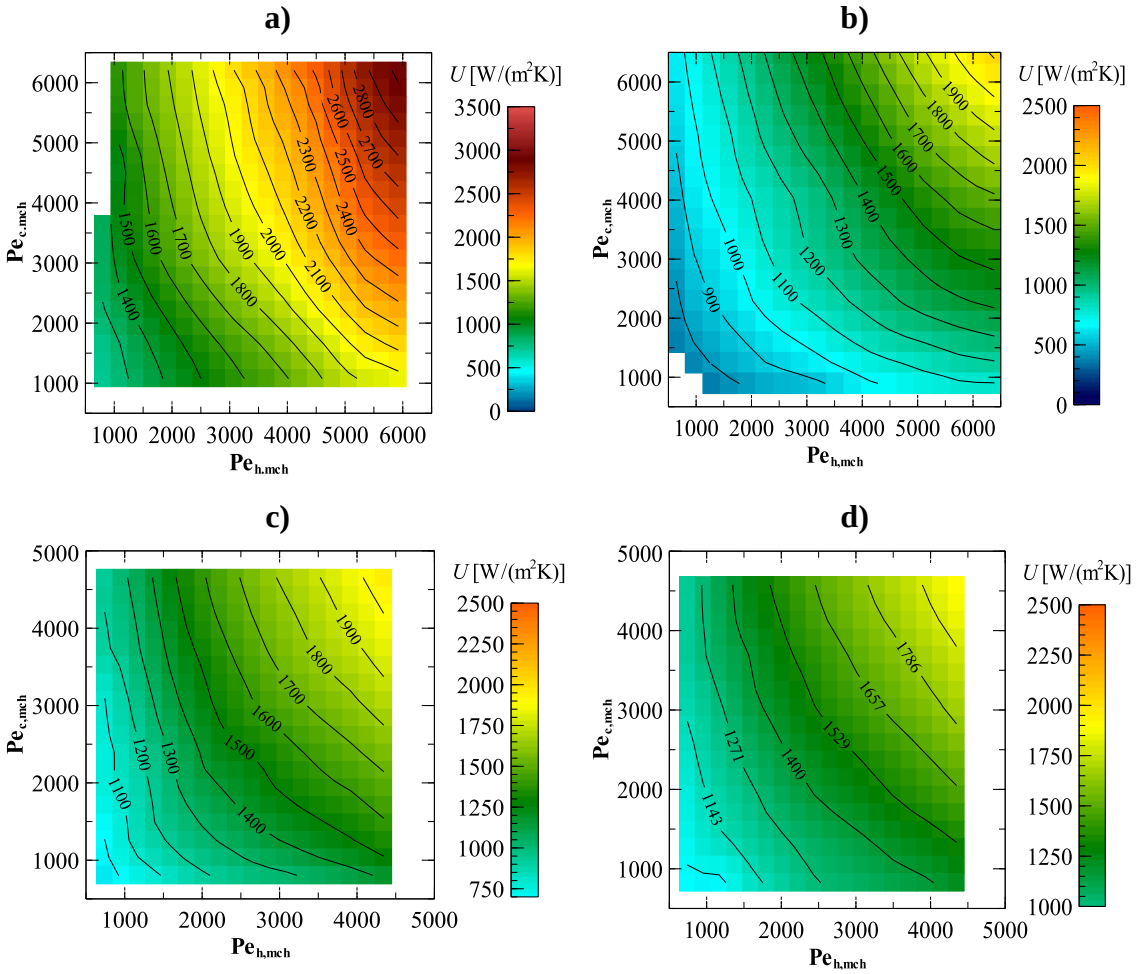


Rys. 4.5. Zależność współczynnika przenikania ciepła U w funkcji liczby Graetza po stronie zimnej $\mathrm{Gz_{c,mch}}$ oraz gorącej $\mathrm{Gz_{h,mch}}$ dla wymiennika ciepła z minikanałami o wymiarach: a) 1×1 mm, b) 2×2 mm, c) 1×2 mm, d) 2×1 mm

Wartość współczynnika przenikania ciepła wzrasta wraz ze wzrostem liczby Graetza po stronie gorącej i zimnej dla wszystkich badanych wariantów geometrycznych. Maksymalną wartość współczynnika przenikania ciepła spośród wszystkich badanych geometrii odnotowano dla minikanałów kwadratowych o wymiarach 1×1 mm, dla których $U = 3060\ \mathrm{W/(m^2K)}$. Z Rys. 4.5 a) i b) dla minikanałów kwadratowych o wymiarach 1×1 mm i 2×2 mm można zauważyć, że izolinie współczynnika przenikania ciepła przyjmują kształt niesymetryczny względem liczby Graetza po stronie gorącej i zimnej. Dla minikanałów o wymiarach 2×2 mm maksymalna wartość współczynnika przenikania ciepła wyniosła $U = 2235\ \mathrm{W/(m^2K)}$. Z kolei, dla minikanałów prostokątnych o wymiarach 1×2 mm i 2×1 mm (Rys. 4.5 c) i d)) współczynnik przenikania ciepła wzrasta w przeważającym obszarze liniowo w funkcji liczby Graetza, począwszy od $\mathrm{Gz_{c,mch}} \approx \mathrm{Gz_{h,mch}} = 30$ w obydwu wariantach. Maksymalna wartość współczynnika przenikania ciepła dla kanałów o wymiarach 1×2 mm i 2×1 mm wyniosła odpowiednio: $U = 2133\ \mathrm{W/(m^2K)}$ oraz $U = 2067\ \mathrm{W/(m^2K)}$.

4.1.4. Współczynnik przenikania ciepła w funkcji liczby Pécleta

Zależność współczynnika przenikania ciepła U od liczby Pécleta po stronie zimnej i gorącej w minikanałach przedstawiono $Pe_{c,mch}$, $Pe_{h,mch}$ na Rys. 4.6.

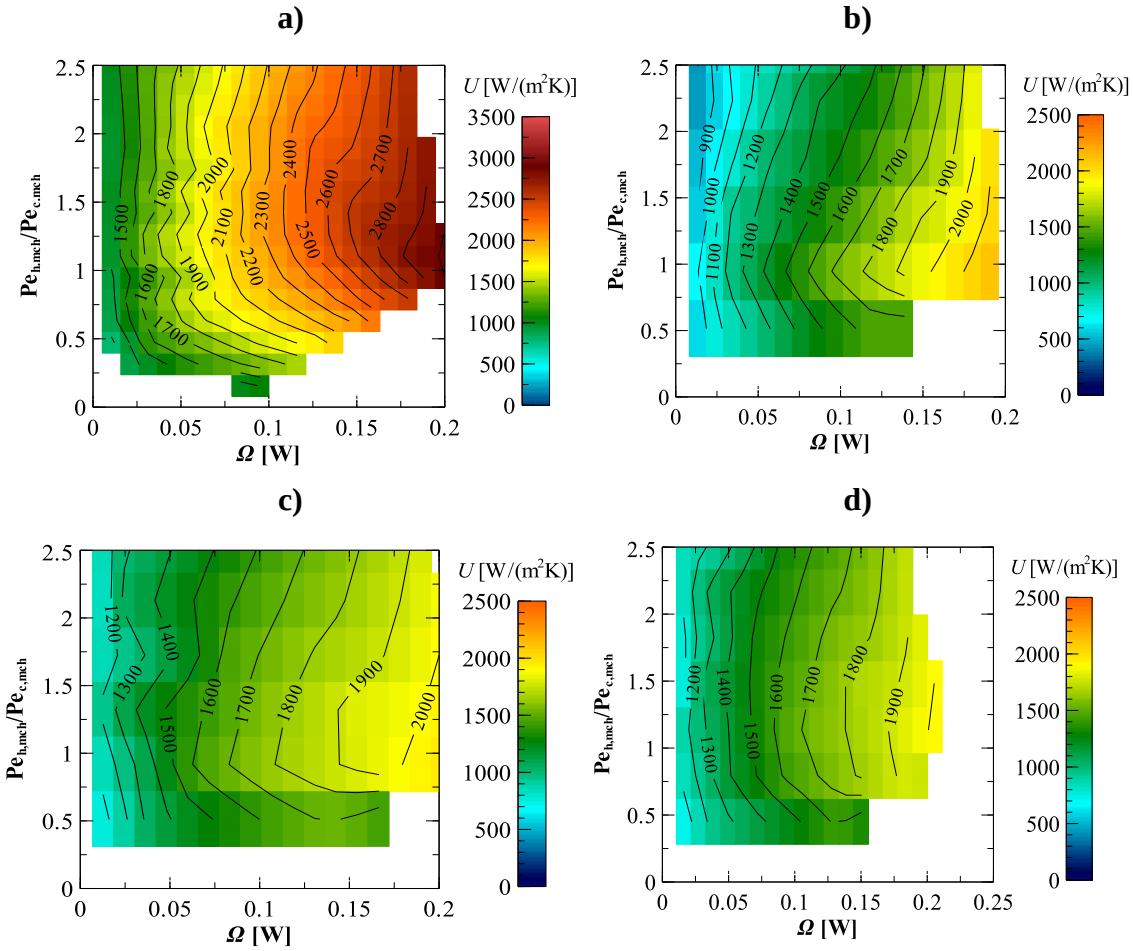


Rys. 4.6. Zależność współczynnika przenikania ciepła U w funkcji liczby Pécleta po stronie zimnej $Pe_{c,mch}$ oraz gorącej $Pe_{h,mch}$ dla wymiennika ciepła z minikanałami o wymiarach: a) 1×1 mm, b) 2×2 mm, c) 1×2 mm, d) 2×1 mm

Przebieg przedstawionych charakterystyk odpowiada zależnościom wyrażonym w funkcji liczb Graetza na Rys. 4.5. Dla minikanałów o wymiarach 2×2 mm (Rys. 4.6 b) wzrost współczynnika przenikania ciepła obserwowano również w obszarze, w którym liczby Pécleta po obu stronach wymiennika przekraczały wartość około 2500. Wartości te odpowiadają liczbom Graetza wynoszącym około 50 na Rys. 4.5b. Dla minikanałów prostokątnych o wymiarach 1×2 mm i 2×1 mm również odnotowano wzrost współczynnika przenikania ciepła w przeważającym zakresie liczb Pécleta po obydwu stronach wymiennika, a przebieg tych zmian odpowiada zależnościom przedstawionym na Rys. 4.5 c) i d).

4.1.5. Współczynnik przenikania ciepła w funkcji stosunku liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej i sumarycznej mocy pompowania

Rys. 4.7 przedstawia zależność współczynnika przenikania ciepła U od stosunku liczb Pécleta strony gorącej i zimnej w minikanałach $\mathrm{Pe_{h,mch}}/\mathrm{Pe_{c,mch}}$ oraz sumarycznej mocy pompowania Ω. Stosunek $\mathrm{Pe_{h,mch}}/\mathrm{Pe_{c,mch}}$ przyjęto jako parametr charakteryzujący względną intensywność wymiany ciepła na drodze konwekcji po stronie gorącej i zimnej przepływu, a moc pompowania jako miarę nakładu energetycznego niezbędnego do uzyskania określonych warunków przepływu. Wartość $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} = 1$ oznacza, że liczby Pécleta po stronie gorącej i zimnej w minikanałach mają taką samą wartość, co można interpretować jako stan odnoszący się do warunku zrównania intensywności wymiany ciepła na drodze konwekcji po obydwu stronach przepływu.



Rys. 4.7. Zależność współczynnika przenikania ciepła U w funkcji stosunku liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej $\mathrm{Pe_{h,mch}}/\mathrm{Pe_{c,mch}}$ i sumarycznej mocy pompowania Ω dla wymiennika ciepła z minikanałami o wymiarach: a) 1×1 mm, b) 2×2 mm, c) 1×2 mm, d) 2×1 mm

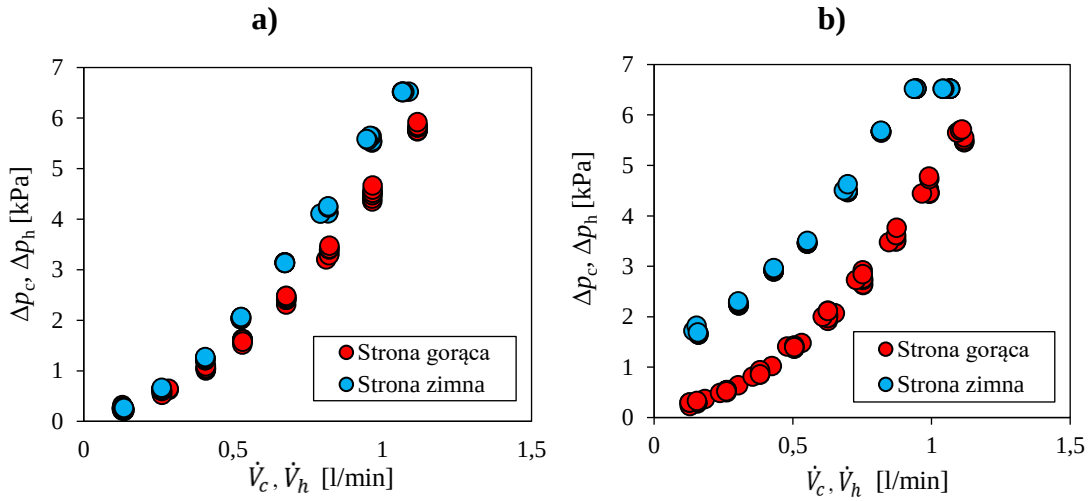
Przedstawienie współczynnika przenikania ciepła w funkcji stosunku liczb Pécleta oraz sumarycznej mocy pompowania pozwala na określenie charakterystyk eksploatacyjnych poszczególnych wariantów geometrycznych wymiennika oraz ocenę wpływu warunków wymiany ciepła i nakładów energetycznych na intensywność wymiany ciepła. Dla ustalonej wartości mocy pompowania można oszacować wartość współczynnika przenikania ciepła przy różnych stosunkach liczb Pécleta. Z Rys. 4.7 a) dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm można zauważyć, że większość punktów przegięcia izolinii współczynnika przenikania ciepła przebiega dla w przybliżeniu jednakowych liczb Pécleta po obydwu stronach wymiennika, tj. dla $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} \approx 1$. Maksymalne i minimalne wartości współczynnika przenikania ciepła zostały osiągnięte odpowiednio przy maksymalnej i minimalnej mocy pompowania przy $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} \approx 1$, zaś dla środkowego zakresu mocy pompowania maksimum współczynnika przenikania ciepła odpowiadało stosunkowi $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} \approx 1{,}25$. Dla minikanałów o wymiarach 2×2 mm maksymalna wartość współczynnika przenikania ciepła przypada dla maksymalnej mocy pompowania i $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} \approx 1{,}25$, zaś w środkowym zakresie mocy pompowania maksymalna wartość współczynnika przenikania ciepła odpowiada stosunkowi $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} \approx 1$. W odniesieniu do minikanałów prostokątnych o wymiarach 1×2 mm i 2×1 mm (Rys. 4.7 c i d) również można wnioskować, że w przeważającym zakresie mocy pompowania ($\Omega \approx 0{,}05 \div 0{,}2$ W) maksymalna wartość współczynnika przenikania ciepła została osiągnięta dla stosunku liczb Pécleta w minikanałach znajdującego się w przedziale $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} \approx 1 \div 1{,}25$.

4.2. Charakterystyki przepływowe

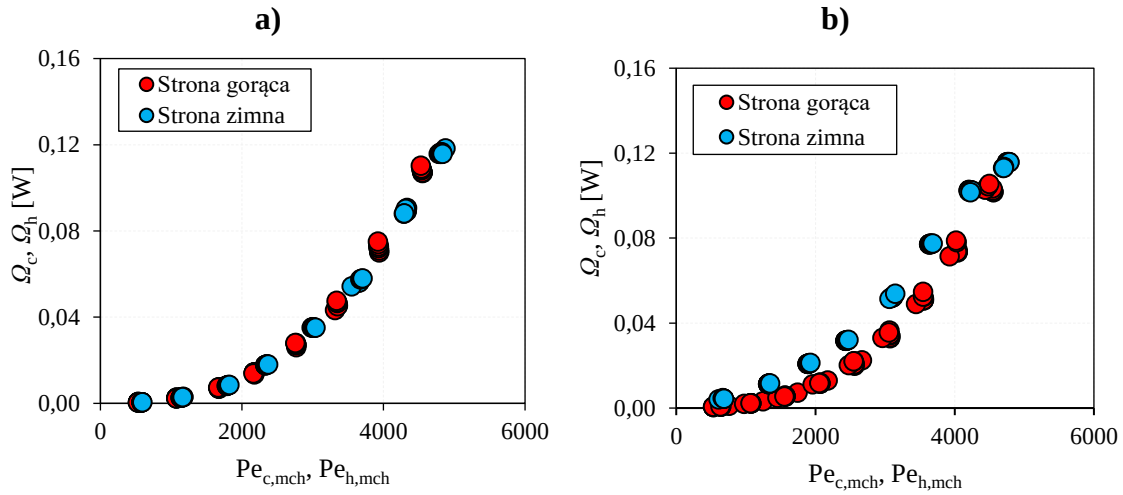
Charakterystyki przepływowe badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami przedstawiały spadek ciśnienia strony gorącej i zimnej Δp_{h}, Δp_{c} w funkcji objętościowego natężenia przepływu po stronie gorącej i zimnej $\dot{V}_{\mathrm{h}}$, $\dot{V}_{\mathrm{c}}$, oraz zależność mocy pompowania dla strony gorącej i zimnej $\Omega_{\mathrm{h}}, \Omega_{\mathrm{c}}$ w funkcji liczby Pécleta w minikanałach $\mathrm{Pe_{h,mch}}, \mathrm{Pe_{c,mch}}$. Przedstawiono także zależność sumarycznej mocy pompowania Ω w funkcji prędkości przepływu czynnika gorącego i zimnego u_{h} i u_{c} w postaci wykresów dwuwymiarowych, które otrzymano w programie LabVIEW po interpolacji danych pomiarowych.

4.2.1. Spadek ciśnienia i sumaryczna moc pompowania

Na Rys. 4.8 przedstawiono zależność spadku ciśnienia po stronie gorącej i zimnej w funkcji objętościowego natężenia przepływu czynnika gorącego i zimnego. Z kolei na Rys. 4.9 przedstawiono zależność mocy pompowania Ω_c, Ω_h w funkcji liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej w minikanałach $\mathrm{Pe}_{h,mch}, \mathrm{Pe}_{c,mch}$. Charakterystyki przepływowe dla minikanałów o przekroju kwadratowym i wymiarach 1×1 mm zostały przedstawione w pracy [80]. W związku z tym w niniejszej rozprawie przedstawione zależności ograniczono do dwóch reprezentatywnych wariantów geometrycznych wymiennika ciepła z minikanałami o przekroju prostokątnym, uzupełniając wyniki o charakterystyki wariantów o odmiennym kształcie przekroju poprzecznego. Dodatkowo we wszystkich badanych wariantach geometrycznych pomiary prowadzono przy zbliżonych maksymalnych wartościach objętościowego natężenia przepływu, a uzyskane wartości sumarycznej mocy pompowania były porównywalne. W związku z tym przedstawienie wymienionych zależności dla dwóch geometrii pozwala zilustrować charakter zmian parametrów przepływowych bez konieczności powielania wykresów o zbliżonym zakresie wartości.



Rys. 4.8. Zależność spadku ciśnienia po stronie gorącej i zimnej w funkcji objętościowego natężenia przepływu czynnika gorącego i zimnego dla wymiennika z minikanałami o wymiarach: a) 1×2 mm, b) 2×1 mm



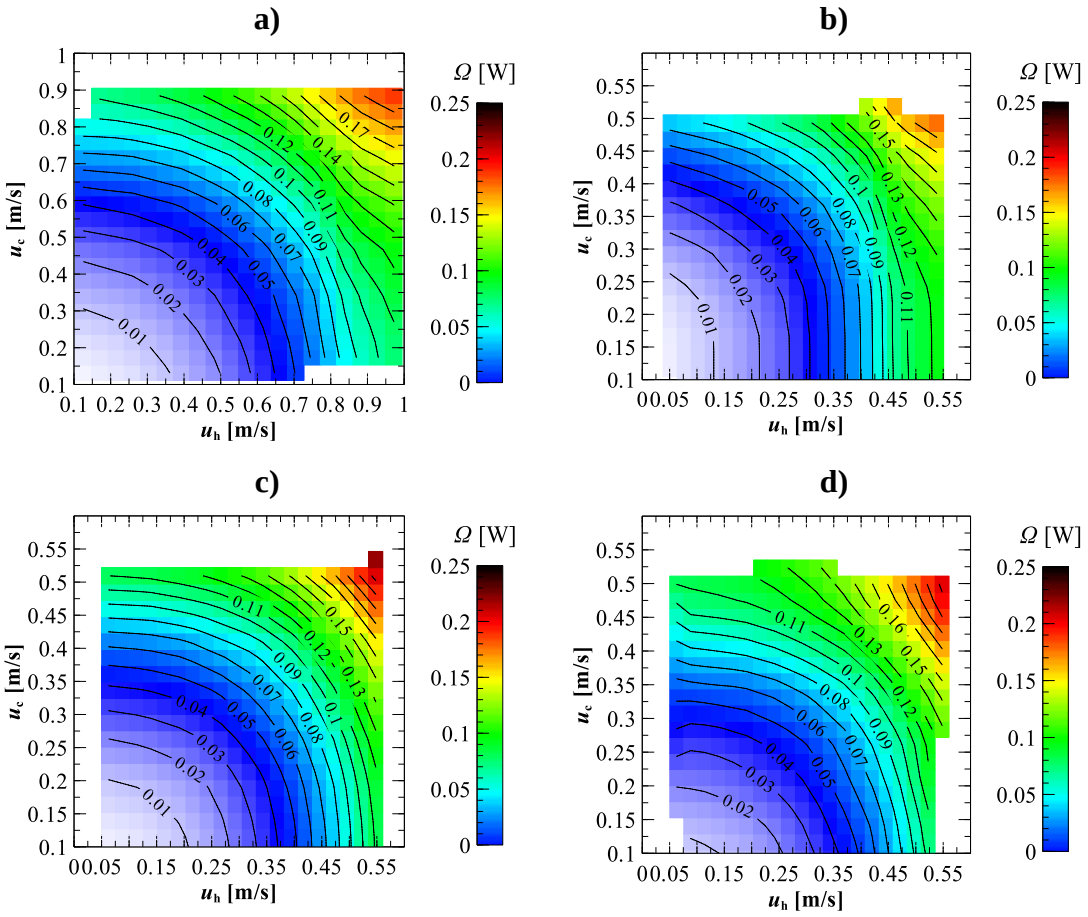
Rys. 4.9. Zależność mocy pompowania dla strony gorącej i zimnej wymiennika Ω_h, Ω_c w funkcji liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej w minikanałach $Pe_{h,mch}, Pe_{c,mch}$ dla wymiennika z minikanałami o wymiarach: a) 1×2 mm, b) 2×1 mm

Na podstawie przedstawionych zależności można stwierdzić, że spadek ciśnienia wzrasta wraz ze wzrostem objętościowego natężenia przepływu. Pomimo zachowania symetrii geometrycznej obu stron wymiennika ciepła zaobserwowano różnice w wartościach spadku ciśnienia po stronie gorącej i zimnej. Jedną z przyczyn tych rozbieżności mogą być odmienne właściwości fizyczne wody wynikające z różnicy temperatury, w szczególności znacznie większa lepkość wody po stronie zimnej w porównaniu ze stroną gorącą, co może prowadzić do wzrostu oporów przepływu po stronie zimnej. Przy porównywalnych wartościach wydatku objętościowego po obydwu stronach przepływu, różnica lepkości może przyczyniać się do uzyskania większego spadku ciśnienia po stronie zimnej wymiennika. Należy zaznaczyć, że zmierzona różnica ciśnień obejmowała nie tylko opory przepływu w samych minikanałach, lecz również straty ciśnienia występujące w króćcach i kolektorach wlotowych i wylotowych. W konsekwencji obserwowane różnice spadków ciśnienia pomiędzy stroną zimną i gorącą wymiennika należy rozpatrywać jako wynik współoddziaływania właściwości fizycznych czynników roboczych, warunków przepływu oraz oporów hydraulicznych całego układu pomiarowego. Z kolei na Rys. 4.9 przedstawiono zależność mocy pompowania dla strony gorącej i zimnej wymiennika Ω_h, Ω_c w funkcji liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej w minikanałach $Pe_{h,mch}, Pe_{c,mch}$. Zgodnie ze wzorem (4.12), moc pompowania stanowi iloczyn spadku ciśnienia i objętościowego natężenia przepływu i określa ilość energii niezbędnej do przepompowania płynu po jednej stronie wymiennika. Maksymalna moc pompowania po jednej stronie wymiennika była równa w przybliżeniu 0,1 W we wszystkich badanych wariantach geometrycznych. Przedstawiając ten parametr

w funkcji liczb Pécleta dla minikanałów o przekroju prostokątnym można zauważyć, że przebieg zmian jest tożsamy z zależnościami przedstawionymi na Rys. 4.8.

4.2.2. Sumaryczna moc pompowania w funkcji prędkości przepływu po stronie gorącej i zimnej

Na Rys. 4.10 przedstawiono zależność sumarycznej mocy pompowania Ω w funkcji prędkości przepływu czynnika po stronie gorącej i zimnej $u_{\mathrm{h}}, u_{\mathrm{c}}$.



Rys. 4.10. Zależność sumarycznej mocy pompowania Ω w funkcji prędkości przepływu czynnika po stronie gorącej i zimnej $u_{\mathrm{h}}, u_{\mathrm{c}}$ dla wymiennika z minikanałami o wymiarach: a) 1×1 mm, b) 2×2 mm, c) 1×2 mm, d) 2×1 mm

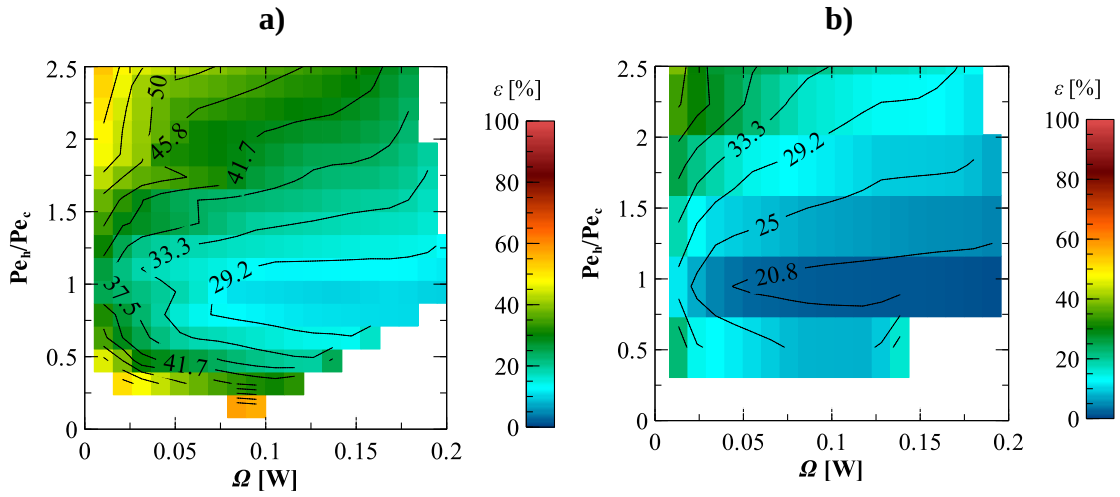
Z przedstawionych zależności wynika, że wraz ze wzrostem prędkości przepływu wzrasta wartość mocy pompowania dla całego wymiennika we wszystkich badanych wariantach geometrycznych. Wynikało to z jednoczesnego zwiększania objętościowych natężeń przepływu oraz spadków ciśnienia. Prędkość przepływu czynnika gorącego i zimnego były zbliżone w obszarze najmniejszych wydatków objętościowych. Maksymalne wartości sumarycznej mocy pompowania była zbliżona we wszystkich badanych wariantach wymiennika ciepła i wynosiły w przybliżeniu 0,20-0,23 W. Dla minikanałów

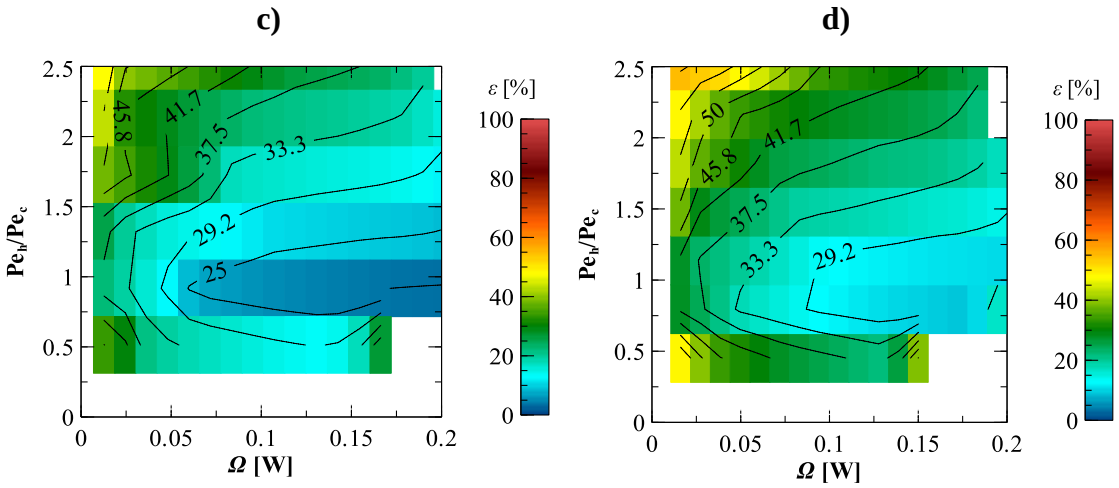
o wymiarach 1×1 mm, osiągnięto największy zakres zmienności prędkości przepływu czynników, wynoszący w przybliżeniu $0{,}1 \div 1$ m/s. Dla pozostałych wariantów kanałów maksymalna prędkość przepływu była dwukrotnie mniejsza i znajdowała się w zakresie $0{,}05 \div 0{,}53$ m/s. Przedstawione charakterystyki umożliwiają oszacowanie nakładu hydraulicznego dla określonej kombinacji prędkości przepływu obu czynników.

4.3. Efektywność cieplna

4.3.1. Efektywność cieplna ε w funkcji stosunku liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej $Pe_{h,mch}/Pe_{c,mch}$ i sumarycznej mocy pompowania Ω

Efektywność cieplną analizowano w funkcji stosunku liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej oraz sumarycznej mocy pompowania, którą przedstawiono na Rys. 4.11. Zależności przedstawiono w postaci wykresów 2-D, otrzymane po interpolacji danych pomiarowych w programie LabVIEW. Na wykresach zaznaczono izolinie stałej wartości efektywności cieplnej. Zależności przedstawione na Rys. 4.11 stanowią uzupełnienie charakterystyk współczynnika przenikania ciepła, przedstawionych na Rys. 4.7, umożliwiając oszacowanie efektywności cieplnej przy określonej mocy pompowania dla ustalonego stosunku liczb Pécleta $Pe_{h,mch}/Pe_{c,mch}$.





Rys. 4.11. Zależność efektywności cieplnej ε w funkcji stosunku liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej $Pe_{h,mch}/Pe_{c,mch}$ i sumarycznej mocy pompowania Ω dla wymiennika z minikanałami o wymiarach: a) 1×1 mm, b) 2×2 mm, c) 1×2 mm, d) 2×1 mm

Zgodnie ze wzorem (4.6) efektywność cieplna wymiennika ciepła wyraża stosunek rzeczywistej mocy cieplnej do maksymalnej możliwej do osiągnięcia mocy cieplnej w danych warunkach. Wysoka efektywność cieplna wymiennika oznacza wykorzystanie dużej części maksymalnej możliwej mocy cieplnej przy zadanych temperaturach wlotowych i strumieniach pojemności cieplnej. Zależności przedstawione na Rys. 4.11 pozwalają ocenić, jak efektywność cieplna zmienia się wraz z nakładem hydraulicznym oraz zmianą względnych warunków transportu energii po stronie gorącej i zimnej. Na podstawie przedstawionych charakterystyk możliwa jest identyfikacja wartości mocy pompowania i stosunku $Pe_{h,mch}/Pe_{c,mch}$ odpowiadająca podwyższonej efektywności cieplnej oraz ustalenie, jaki zakres efektywności cieplnej jest możliwy do osiągnięcia przy zrównoważeniu względnych warunków transportu ciepła po obu stronach wymiennika, tj. dla $Pe_{h,mch}/Pe_{c,mch} = 1$ przy ustalonej mocy pompowania. Na tej podstawie możliwy jest dobór najbardziej korzystnych, pod względem bilansu energii, parametrów wejściowych wymiennika, tj. mocy pompowania dostarczanej do układu oraz sterowanie parametrami wejściowymi urządzenia w celu osiągnięcia maksymalnej możliwej efektywności cieplnej. We wszystkich badanych wariantach wymiennika ciepła zaobserwowano maksimum efektywności cieplnej przy minimalnej mocy pompowania oraz dla liczby Pécleta po stronie gorącej około dwukrotnie większej niż po stronie zimnej. Zaobserwowano również, że przy $Pe_{h,mch}/Pe_{c,mch} = 1$ maksimum izolinii efektywności cieplnej występuje dla sumarycznej mocy pompowania w zakresie $\Omega \approx 0{,}05 \div 0{,}075$ W. Analiza przedstawionych zależności pozwala również na

stwierdzenie, że przy $\mathrm{Pe_{h,mch}}/\mathrm{Pe_{c,mch}} = 1$ wzrost sumarycznej mocy pompowania powoduje obniżenie efektywności cieplnej. Poniżej zostanie przeprowadzona analiza szacunkowa efektywności cieplnej badanych wariantów wymiennika ciepła dla różnego zestawienia parametrów wejściowych: $\mathrm{Pe_{h,mch}}/\mathrm{Pe_{c,mch}} = 1$ i $\mathrm{Pe_{h,mch}}/\mathrm{Pe_{c,mch}} = 2$ oraz dla $\Omega = 0{,}025$ W, $\Omega = 0{,}05$ W i $\Omega = 0{,}1$ W.

Dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm przy $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} = 1$ i $\Omega \approx 0{,}025$ W, $\varepsilon \approx 37{,}5\%$. Wzrost mocy pompowania do wartości $\Omega = 0{,}05$ W powoduje spadek efektywności cieplnej do orientacyjnej wartości $\varepsilon = 33{,}3\%$. Dla środkowego zakresu zmierzonej mocy pompowania $\Omega = 0{,}1$ W, przy wzroście stosunku liczb Pécleta do wartości $\mathrm{Pe_{h,mch}}/\mathrm{Pe_{c,mch}} = 2$ można uzyskać wzrost efektywności cieplnej na poziomie $\varepsilon = 41{,}7\%$.

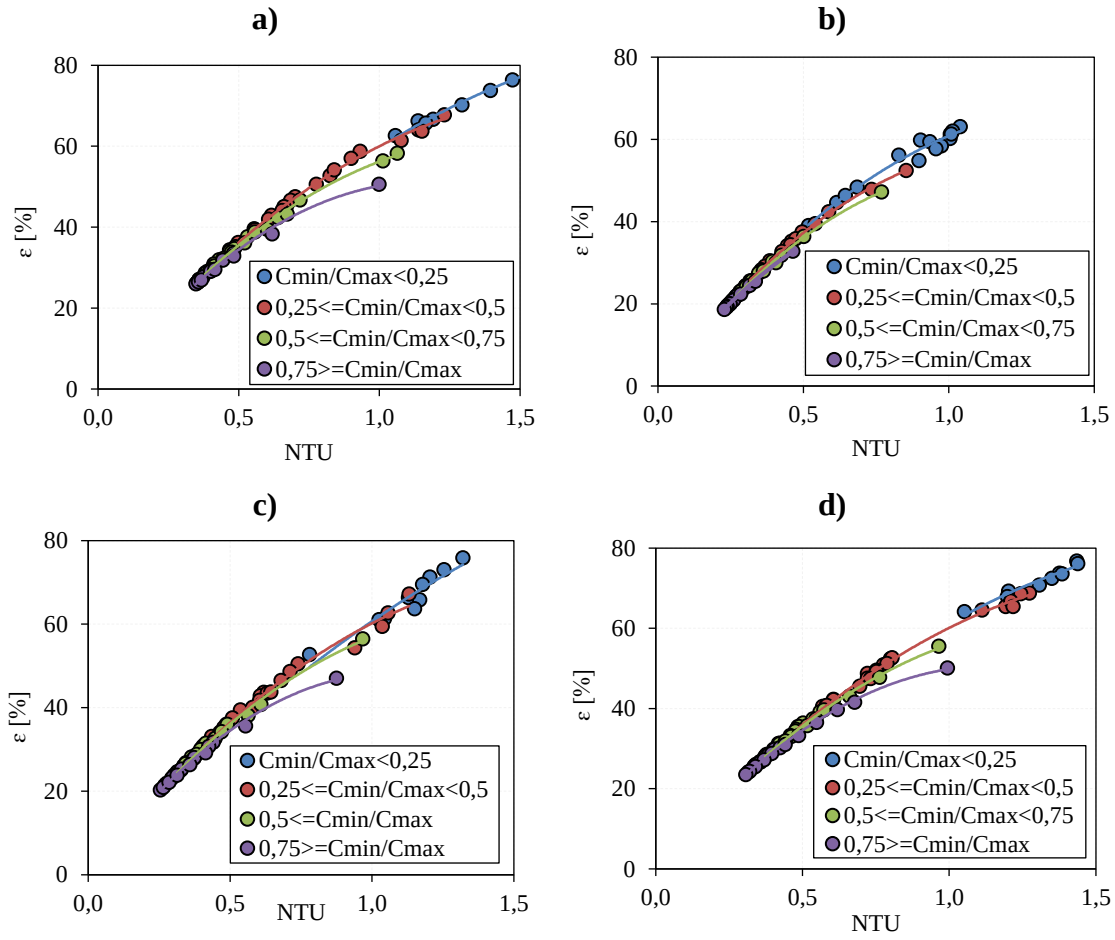
Dla minikanałów o wymiarach 2×2 mm przy $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} = 1$ i $\Omega = 0{,}025\,W$, $\varepsilon = 25\%$. Zwiększenie mocy pompowania do wartości $\Omega = 0{,}05$ W prowadzi do spadku efektywności cieplnej do wartości $\varepsilon = 20{,}8\%$. Przy $\Omega = 0{,}025$ W i $\mathrm{Pe_{h,mch}}/\mathrm{Pe_{c,mch}} = 2$, $\varepsilon \approx 35\%$, zaś dla $= 0{,}1$ W efektywność cieplna wynosi około $\varepsilon = 29{,}2\%$.

Dla minikanałów o wymiarach 1×2 mm przy $\mathrm{Pe_{h,mch}}/\mathrm{Pe_{c,mch}} = 1$ i $\Omega \approx 0{,}025$ W, $\varepsilon \approx 38\%$. Zwiększenie mocy pompowania do wartości około $\Omega = 0{,}05$ W powoduje spadek efektywności cieplnej do wartości około $\varepsilon = 29{,}2\%$. Zwiększając dwukrotnie liczbę Pécleta po stronie gorącej przepływu, przy mocy pompowania $\Omega = 0{,}025$ W efektywność cieplna wzrasta do około $\varepsilon = 45{,}8\%$, zaś przy $\Omega = 0{,}1$ W i $\mathrm{Pe_{h,mch}}/\mathrm{Pe_{c,mch}} = 2$, efektywność wynosi $\varepsilon \approx 35\%$.

Dla kanałów o wymiarach 2×1 mm przy $\mathrm{Pe_{h,mch}}/\mathrm{Pe_{c,mch}} = 1$ i $\Omega \approx 0{,}025$ W, $\varepsilon = 37{,}5\%$. Wzrost mocy pompowania przy zrównoważonym użytkowaniu powoduje dalszy spadek efektywności cieplnej do wartości poniżej 30%. Dla $\mathrm{Pe_{h,mch}}/\mathrm{Pe_{c,mch}} = 2$ i $\Omega = 0{,}1$ W, $\varepsilon \approx 40\%$, zaś przy $\Omega = 0{,}05$ W, $\varepsilon \approx 45{,}8\%$.

4.3.2. Efektywność cieplna w funkcji liczby jednostek wymiany ciepła NTU

Efektywność cieplna wymiennika, poza jego geometrią i strukturą przepływu, jest także funkcją liczby jednostek wymiany ciepła NTU oraz stosunku pojemności cieplnych $\mathrm{C_{min}}/\mathrm{C_{max}}$. Na Rys. 4.12 efektywność cieplną przedstawiono na wykresach dla zmiennego zakresu stosunku pojemności cieplnych.



Rys. 4.12. Efektywność cieplna w funkcji liczby jednostek NTU dla wymiennika ciepła z minikanałami o wymiarach: a) 1×1 mm, b) 2×2 mm, c) 1×2 mm, d) 2×1 mm

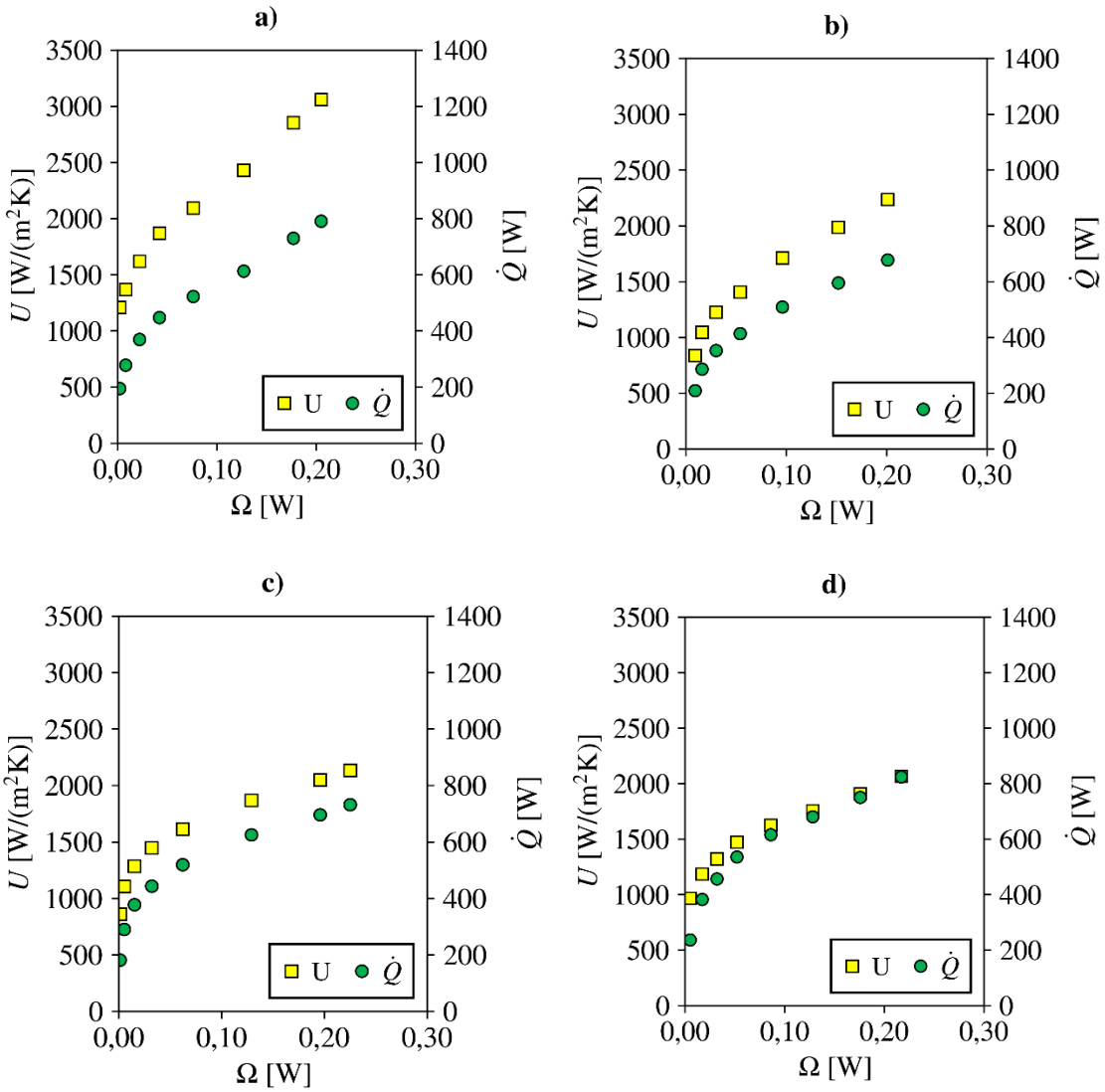
W celu analizy efektywności cieplnej każdego wariantu badanego wymiennika ciepła zależność $\varepsilon = f(\mathrm{NTU})$ przedstawiono dla następujących wartości stosunku pojemności cieplnych: $\frac{C_{min}}{C_{max}} < 0{,}25\ ;\ 0{,}25 \leq \frac{C_{min}}{C_{max}} < 0{,}5\ ;\ 0{,}5 \leq \frac{C_{min}}{C_{max}} < 0{,}75\ ; \frac{C_{min}}{C_{max}} \geq 0{,}75$. Taki zakres umożliwia ocenę wpływu stopnia zrównoważenia strumieni pojemności cieplnej na efektywność wymiennika ciepła. Zgodnie z [97], efektywność cieplna wymiennika ciepła zawiera się w przedziale od 0 do 1. Przy ustalonym stosunku $\frac{C_{min}}{C_{max}}$ i określonej konfiguracji przepływu wzrasta wraz ze zwiększaniem liczby jednostek wymiany ciepła NTU, przy czym tempo tego wzrostu stopniowo maleje. Przy większych wartościach NTU, co występuje w wymiennikach ciepła o dużym polu powierzchni wymiany ciepła, wzrost efektywności cieplnej jest nieznaczny. Efektywność cieplna wszystkich badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami wzrasta wraz ze wzrostem liczby jednostek NTU. Przy porównywalnych wartościach NTU większą efektywność uzyskiwano zazwyczaj przy mniejszych wartościach stosunku

$\frac{C_{\min}}{C_{\max}}$. Najwyższe wartości odnotowano w grupie punktów spełniających warunek $\frac{C_{\min}}{C_{\max}} < 0{,}25$, natomiast dla stosunku pojemności cieplnych $\frac{C_{\min}}{C_{\max}} \geq 0{,}75$, który odpowiada warunkom większego zrównoważenia strumieni pojemności cieplnych, obserwuje się najniższy zakres zmierzonej efektywności cieplnej. Dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm maksymalny zmierzony wskaźnik efektywności cieplnej wyniósł $\varepsilon = 78\%$, natomiast dla minikanałów o wymiarach 2×2 mm, $\varepsilon = 61\%$. Dla minikanałów prostokątnych o wymiarach 1×2 mm i 2×1 mm maksymalna zmierzona efektywność cieplna była zbliżona i wyniosła $\varepsilon = 76\%$. Zależności przedstawione na Rys. 4.12 są jakościowo zgodne z opisem teoretycznym efektywności cieplnej wymiennika przeciwprądowego.

4.4. Analiza porównawcza

Przedstawiona poniżej analiza porównawcza badanych wariantów geometrycznych wymiennika ciepła z minikanałami uwzględniała zależności współczynnika przenikania ciepła oraz mocy cieplnej w funkcji sumarycznej mocy pompowania, a także współczynnika przenikania ciepła w funkcji sumarycznej mocy pompowania oraz liczby Reynoldsa po stronie zimnej przepływu. Wyznaczono również wskaźniki efektywności energetycznej i cieplno-hydraulicznej badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami.

Rys. 4.13 prezentują zestawienie trzech istotnych parametrów cieplnych i przepływowych wymiennika ciepła: współczynnika przenikania ciepła, mocy cieplnej i mocy pompowania. Charakterystyki te pozwalają ocenić nakład hydrauliczny związany z uzyskaniem określonej mocy cieplnej i wartości współczynnika przenikania ciepła przy zbliżonych liczbach Pécleta po obu stronach wymiennika.

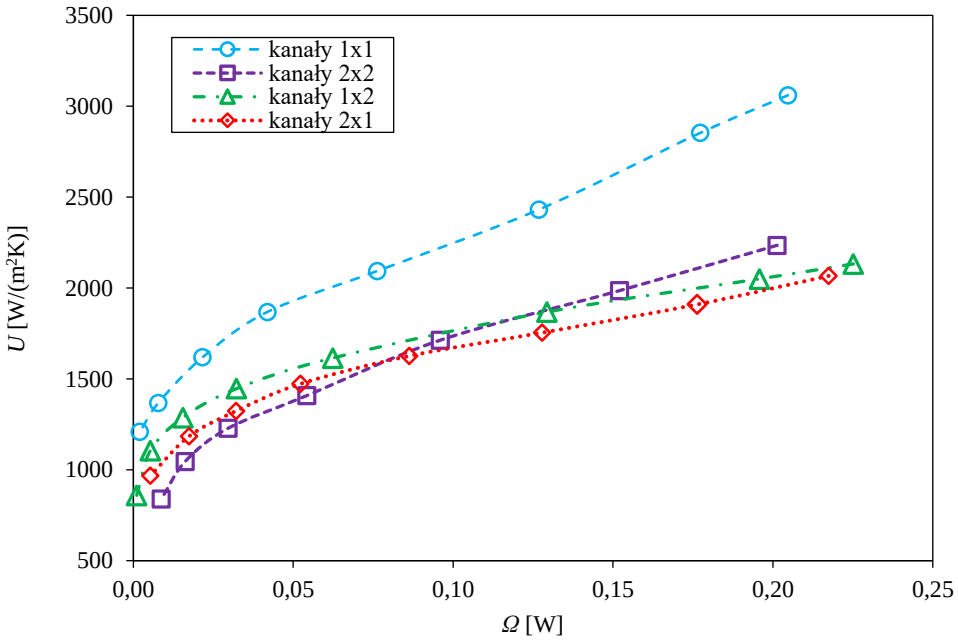


Rys. 4.13. Zależność współczynnika przenikania ciepła, mocy cieplnej i mocy pompowania dla wymiennika ciepła z minikanałami o wymiarach: a) 1×1 mm, b) 2×2 mm, c) 1×2 mm, d) 2×1 mm

Na Rys. 4.13 przedstawiono zmiany średniej mocy cieplnej i współczynnika przenikania ciepła przy zwiększaniu sumarycznej mocy pompowania, wynikającym ze wzrostu natężeń przepływu czynników. Z zależności przedstawionych na Rys. 4.13 wynika, że we wszystkich badanych wariantach geometrycznych zwiększaniu sumarycznej mocy pompowania towarzyszył wzrost średniej mocy cieplnej oraz współczynnika przenikania ciepła. Względny przyrost mocy cieplnej był mniejszy niż względny przyrost sumarycznej mocy pompowania, co oznaczało zmniejszanie stosunku uzyskiwanego efektu cieplnego do nakładu hydraulicznego.

Na Rys. 4.14 zamieszczono porównanie współczynnika przenikania ciepła w funkcji sumarycznej mocy pompowania dla wszystkich badanych wariantów wymiennika ciepła

z minikanałami. Przedstawione wyniki dotyczą warunku zbliżonych liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej w minikanałach, tj. dla $Pe_{h,mch} \approx Pe_{c,mch}$.

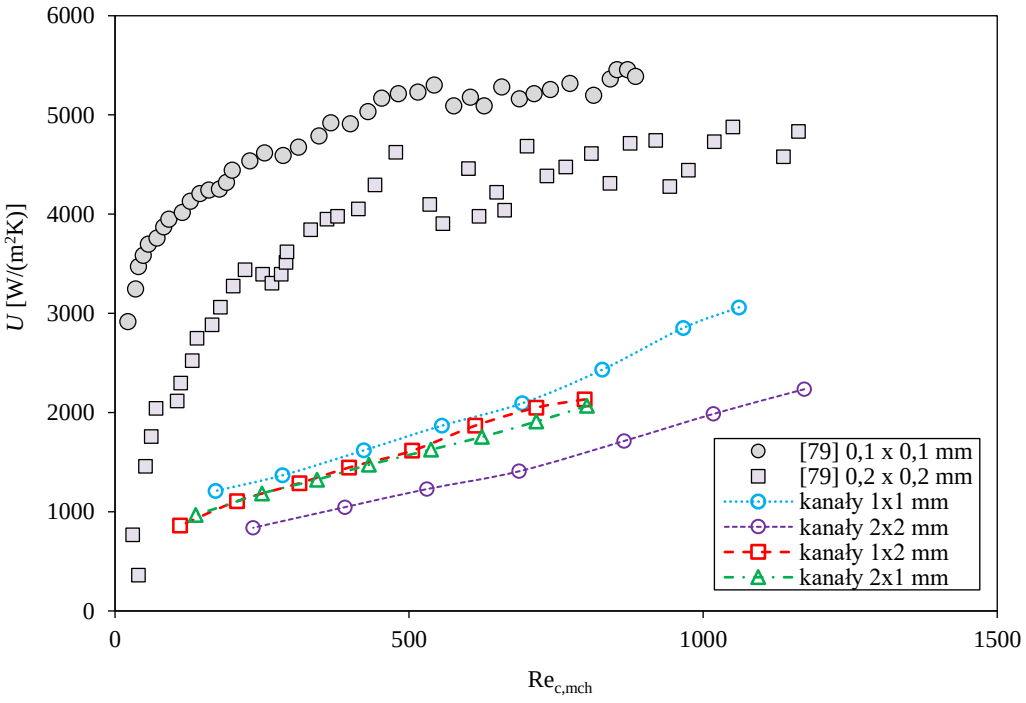


Rys. 4.14. Porównanie współczynnika przenikania ciepła w funkcji sumarycznej mocy pompowania we wszystkich badanych wariantach geometrycznych minikanałów

Porównując wyniki uzyskane w obrębie zbliżonych mocy pompowania, najwyższą wartość współczynnika przenikania ciepła uzyskano dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm. Parametr ten osiągał najwyższe wartości względem pozostałych badanych wariantów geometrycznych przy tej samej mocy pompowania. Przy najniższych zakresach mocy pompowania minikanały prostokątne o wymiarach 1×2 mm osiągnęły wyższe wartości współczynnika przenikania ciepła niż minikanały kwadratowe o wymiarach 2×2 mm. Wraz ze wzrostem mocy pompowania różnice te zmniejszały się, osiągając punkty, w których zależności otrzymane dla minikanałów o wymiarach 2×2 mm, 1×2 mm i 2×1 mm zbiegły się. W obszarze największych mocy pompowania wartości współczynnika przenikania ciepła dla minikanałów o wymiarach 2×2 mm były wyższe niż otrzymane dla obu wariantów o prostokątnym przekroju poprzecznym. Wskazuje to, że ocena porównawcza tych geometrii zależy od wartości sumarycznej mocy pompowania, dla której przeprowadzono porównanie. Wśród minikanałów o przekroju prostokątnym, wariant 1×2 mm uzyskiwał wyższe wartości współczynnika przenikania ciepła niż wariant 2×1 mm przy jednakowej mocy pompowania, co wskazuje na znaczenie orientacji przekroju względem powierzchni uczestniczących w wymianie ciepła, pomimo jednakowej średnicy hydraulicznej obu wariantów. Przedstawione

charakterystyki pozwalają również oszacować moc pompowania potrzebną do uzyskania pożądanej wartości współczynnika przenikania ciepła.

Na Rys. 4.15 zamieszczono porównanie współczynnika przenikania ciepła w funkcji liczby Reynoldsa po stronie czynnika zimnego. Wyniki przedstawiono dla wszystkich badanych geometrii kanałów oraz porównano je z wartościami zamieszczonymi w [79], w której przeprowadzono badania eksperymentalne dwóch wymienników ciepła z mikrokanałami o kwadratowym przekroju poprzecznym i dwóch różnych wartościach średnicy hydraulicznej, wynoszących $d_{\mathrm{h}} = 100\mu\mathrm{m}$ oraz $d_{\mathrm{h}} = 200\mu\mathrm{m}$. Wymienniki ciepła z mikrokanałami miały konstrukcję zbliżoną do wariantów konstrukcyjnych analizowanych w niniejszej pracy i składały się z pojedynczej płytki z prostymi mikrokanałami wykonanymi po obu jej stronach. Wymiary przekroju poprzecznego mikrokanałów były około dziesięciokrotnie mniejsze od wymiarów badanych minikanałów. Dodatkowo, analogicznie jak w niniejszej pracy, pomiary eksperymentalne przeprowadzono dla jednofazowego przepływu wody destylowanej po stronie gorącej i zimnej, a przepływ po stronie zimnej znajdował się w zakresie laminarnym. Zbliżone cechy konstrukcyjne i warunki eksploatacyjne stanowią podstawę do przeprowadzenia analizy porównawczej badanych wymienników z minikanałami oraz wymienników z mikrokanałami opisanych w [79].



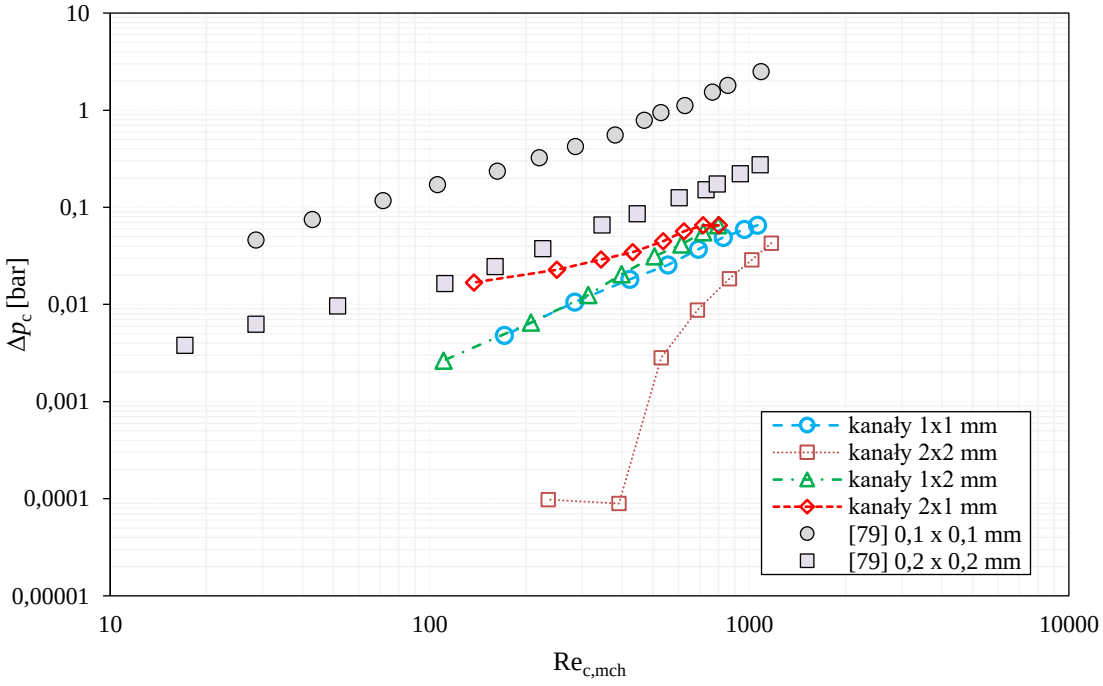
Rys. 4.15. Porównanie współczynnika przenikania ciepła w funkcji liczby Reynoldsa po stronie zimnej przepływu we wszystkich badanych wariantach kanałów z wartościami literaturowymi

Z przedstawionej zależności wynika, że przebieg zmienności współczynnika przenikania ciepła w funkcji liczby Reynoldsa po stronie zimnej przepływu jest nieco odmienny od przebiegu widocznego na Rys. 4.14 w funkcji mocy pompowania. Współczynnik przenikania ciepła dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm osiągnął najwyższe wartości spośród wszystkich badanych wariantów geometrycznych. Dla mniejszych wartości liczb Reynoldsa wartości współczynnika przenikania ciepła są porównywalne we wszystkich badanych wariantach. Dla minikanałów prostokątnych o wymiarach 1×2 mm oraz 2×1 mm wartości współczynnika przenikania ciepła są bardzo zbliżone w całym zakresie liczby Reynoldsa. Z kolei minikanały o wymiarach 2×2 mm, które przy większych wartościach sumarycznej mocy pompowania osiągały wyższe wartości współczynnika przenikania ciepła niż kanały prostokątne (Rys. 4.14), przy jednakowej liczbie Reynoldsa po stronie zimnej charakteryzowały się niższymi wartościami tego współczynnika.

Wyniki dla czterech wariantów geometrycznych wymiennika ciepła z minikanałami porównano z wynikami otrzymanymi w [79] otrzymanymi dla dwóch wymienników ciepła z mikrokanałami o wymiarach $100 \times 100\ \mu m$ oraz $200 \times 200\ \mu m$. W porównywanym zakresie liczb Reynoldsa wymienniki z mikrokanałami opisane w [79] osiągały wyższe wartości współczynnika przenikania ciepła niż badane wymienniki z minikanałami. Z Rys. 4.15 można zauważyć, że przebieg zmian współczynnika przenikania ciepła dla obu wariantów mikrokanałów jest nieco odmienny względem przebiegu widocznego dla badanych geometrii minikanałów. Zasadniczy wzrost współczynnika przenikania ciepła obserwuje się dla przybliżonego zakresu liczby Reynoldsa $\mathrm{Re}_{c,mch} < 500$. Dalszy wzrost liczby Reynoldsa po stronie zimnej nie powoduje znaczącego wzrostu współczynnika przenikania ciepła. Z kolei dla badanych minikanałów wzrost współczynnika przenikania ciepła pozostawał widoczny również przy większych liczbach Reynoldsa. Jedną z możliwych przyczyn zmniejszenia tempa wzrostu współczynnika przenikania ciepła w wymiennikach ciepła z mikrokanałami może być rosnący względny udział oporu przewodzenia ciepła przez przegrodę w całkowitym oporze cieplnym wymiennika, co można wyjaśnić następująco. Zgodnie z [97] współczynnik przenikania ciepła zależy od oporu cieplnego przejmowania ciepła po stronie płynu gorącego i zimnego oraz od oporu cieplnego przewodzenia ciepła przez ściankę rozdzielającą obydwa płyny. Opór przewodzenia ciepła zależy od grubości przegrody i współczynnika przewodzenia ciepła materiału przegrody. Gdy grubość ścianki jest dostatecznie mała, a przegroda jest wykonana z materiału o dużej

przewodności cieplnej, wówczas opór przewodzenia ciepła można pominąć, szczególnie przy analizie wymienników ciepła o konwencjonalnych wymiarach. W przypadku wymienników ciepła z mikrokanałami , z uwagi na efekt skali, pojęcie dostatecznie małej grubości przegrody jest interpretowane odmiennie, gdyż wówczas grubość ta jest często zbliżona do głębokości kanału przepływowego. Wzrost szerokości warstwy materiału pomiędzy płynami wpływa na wzrost oporu przewodzenia ciepła przez płytkę wymiennika, który nie może już zostać pominięty. Jego udział wpływa na charakter zależności współczynnika przenikania ciepła całego wymiennika. Wzrost współczynnika przenikania ciepła nie będzie dokładnie odpowiadał wzrostowi współczynników przejmowania ciepła po stronie gorącej i zimnej wymiennika. Z przedstawionego punktu widzenia dobór rodzaju materiału i minimalnej grubości płytki wymiennika ciepła z mikro- i minikanałami jest bardzo istotny z punktu widzenia jego charakterystyki cieplnej. Z uwagi na większe spadki ciśnienia występujące szczególnie w mikrokanałach grubość przegrody nie może przyjmować dowolnie małych wartości ze względu na ryzyko uszkodzenia układu pod wpływem wysokiego ciśnienia roboczego.

Na Rys. 4.16 przedstawiono porównanie spadku ciśnienia po stronie zimnej przepływu Δp_c w funkcji liczby Reynoldsa po stronie zimnej $Re_{c,mch}$ dla badanych wariantów wymiennika ciepła oraz dla wariantów opisanych w pracy [79]. Wartości ciśnienia na osiach wykresu przedstawiono w skali logarytmicznej.



Rys. 4.16. Porównanie spadku ciśnienia po stronie zimnej w funkcji liczby Reynoldsa po stronie zimnej dla wszystkich badanych wariantów wymiennika ciepła z pracą [79]

Spadek ciśnienia po stronie zimnej dla obu wariantów wymiennika ciepła z mikrokanałami opisany w [79] wyraźnie przekracza spadek ciśnienia dla badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami w całym zakresie liczby Reynoldsa po stronie zimnej. Dla obu wariantów mikrokanałów w zakresie liczby Reynoldsa $\mathrm{Re}_{\mathrm{c,mch}} \approx 20 \div 1100$ spadek ciśnienia wzrasta ponad 50-krotnie. Z kolei dla wybranych badanych wariantów minikanałów w zakresie liczb Reynoldsa, w którym prowadzono pomiary eksperymentalne, spadek ciśnienia strony zimnej jest znacznie mniejszy i wzrasta 4-krotnie dla minikanałów o wymiarach 2×1 mm, około 14-krotnie dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm oraz około 25-krotnie dla minikanałów o wymiarach 1×2 mm. W [79] płytki wykonano ze stali nierdzewnej o jednakowej grubości wynoszącej 4 mm w obydwu wariantach, zaś w przypadku badanych minikanałów płytki wykonano ze stopu aluminium, a grubość całej płytki była zmienna w poszczególnych wariantach. W każdym z badanych wariantów zachowano jednakową grubość materiału rozdzielającego gorący i zimny płyn, wynoszącą 1 mm. Porównanie badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami oraz wariantów przedstawionych w [79] w zakresie współczynnika przenikania ciepła i spadku ciśnienia dla liczby Reynoldsa wynoszącej około 800 została przedstawiona w Tabeli 4.1.

Tabela. 4.1. Porównanie wartości współczynnika przenikania ciepła i spadku ciśnienia w badanych wariantach wymiennika ciepła z [79]

Wariant kanałów	1×1 mm	2×2 mm	1×2 mm	2×1 mm	0,1 × 0,1 mm [79]	0,2 × 0,2 mm [79]
U $[\mathrm{W/(m^2K)}]$	2432	1713	2133	2067	5387	4714
$\mathrm{Re}_{\mathrm{c,mch}}$	829	865	799	802	885	875
$\Delta p_{\mathrm{c}}[\mathrm{bar}]$	0,05	0,018	0,065	0,065	1,8	0,173

Z porównania zaprezentowanego w Tabeli 4.1 można wnioskować, że przy szacunkowej liczbie Reynoldsa w kanałach po stronie zimnej $\mathrm{Re}_{\mathrm{c,mch}} \approx 800$ największy współczynnik przenikania ciepła uzyskany w badanych wariantach dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm jest nieco ponad dwukrotnie mniejszy niż dla mikrokanałów o wymiarach 0,1 × 0,1 mm. Dla pozostałych badanych wariantów minikanałów współczynnik przenikania ciepła jest w przybliżeniu 2,5-krotnie mniejszy. Jednocześnie spadek ciśnienia dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm jest ponad 30-krotnie mniejszy niż dla mikrokanałów o wymiarach 0,1 × 0,1 mm i prawie 3,5-krotnie mniejszy w odniesieniu do mikrokanałów o wymiarach 0,2 × 0,2 mm.

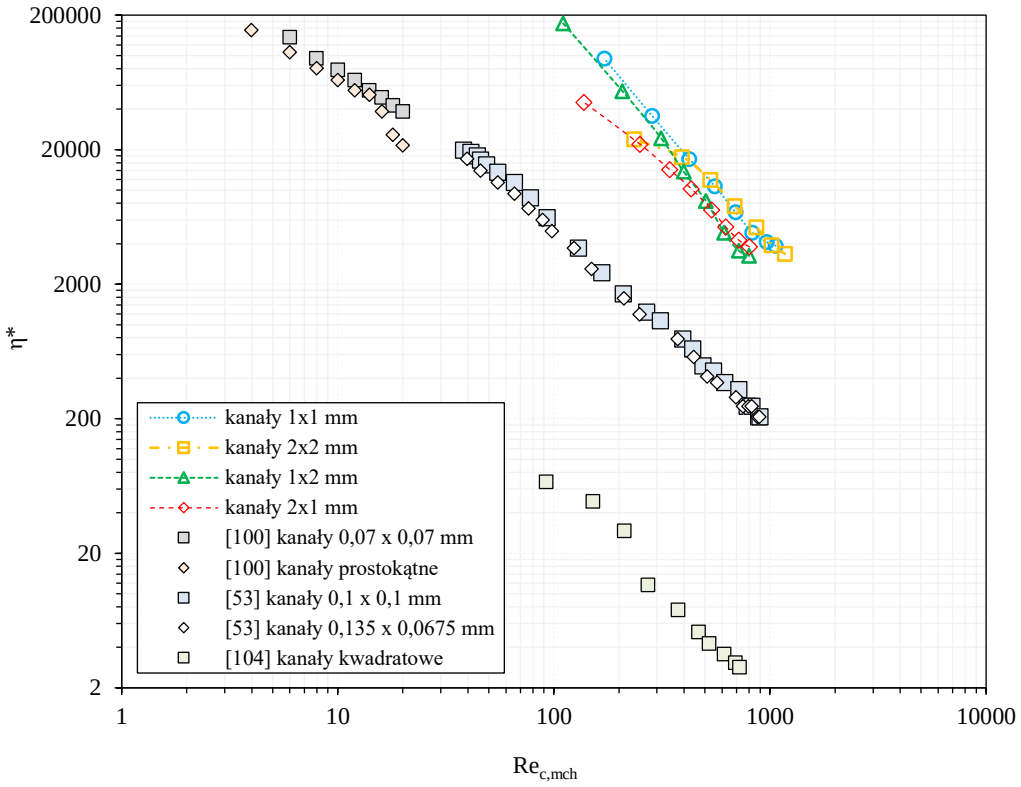
Na Rys. 4.17 przedstawiono porównanie wskaźnika efektywności energetycznej badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami z wynikami publikacji [53],[100] i [104]. Z kolei na Rys. 4.18 przedstawiono wskaźnik efektywności cieplno-hydraulicznej z wynikami prac [53] i [100]. Wyniki pomiarów dla badanych geometrii minikanałów przedstawiono w funkcji liczby Reynoldsa po stronie zimnej w minikanałach $\mathrm{Re}_{\mathrm{c,mch}}$. Dla zwiększenia przejrzystości przedstawienia danych pomiarowych, wartości na obydwu wykresach przedstawiono w skali podwójnie logarytmicznej. Wskaźnik efektywności energetycznej, określony wzorem (4.19) energetycznej jest określona jako stosunek średniej mocy cieplnej wymiennika do sumarycznej mocy pompowania, zatem jest parametrem bezwymiarowym. Charakteryzuje on wielkość przekazywanej mocy cieplnej przypadającej na jednostkę hydraulicznej mocy pompowania. Większa wartość tego wskaźnika oznacza korzystniejszą relację efektu cieplnego do nakładu hydraulicznego. Z kolei wskaźnik efektywności cieplno- hydraulicznej, opisany wzorem (4.18) odnosi się do stosunku efektywności cieplnej do sumarycznego spadku ciśnienia po stronie gorącej i zimnej [53][100][101] i pozwala ocenić stopień wykorzystania maksymalnej możliwej mocy cieplnej w odniesieniu do oporów przepływu. Przebieg obydwu wskaźników jest przybliżony, jednak ich fizyczna interpretacja jest nieco odmienna, gdyż odnoszą się do dwóch różnych aspektów pracy wymiennika ciepła. Opisane wskaźniki umożliwiają wskazanie zakresów pracy wymiennika charakteryzujących się korzystną zależnością parametrów cieplnych i obciążeń hydraulicznych. Wyniki otrzymane dla badanych geometrii minikanałów porównano z wynikami literaturowymi otrzymanymi dla wymienników ciepła z mikrokanałami. Podstawą porównania badanych wymienników z minikanałami i wymienników ciepła z mikrokanałami opisanymi w literaturze są ich wspólne cechy konstrukcyjne i cieplno-przepływowe. W analizowanych urządzeniach wymiana ciepła zachodzi przy jednofazowym przepływie laminarnym pomiędzy dwoma strumieniami wody rozdzielonymi przegrodą. Podobieństwo konstrukcyjne obejmuje zastosowanie prostych kanałów o stałym przekroju poprzecznym, w tym wybranych przekrojów kwadratowych i prostokątnych.

W [53] na podstawie symulacji numerycznych określono wpływ rozmiaru, kształtu przekroju poprzecznego oraz ilości kanałów na ogólną wydajność cieplną, efektywność cieplną i wskaźnik wydajności hydrodynamicznej mikrokanałowych wymienników ciepła o segmentowej konfiguracji i przeciwprądowym przepływie czynników. Analizie

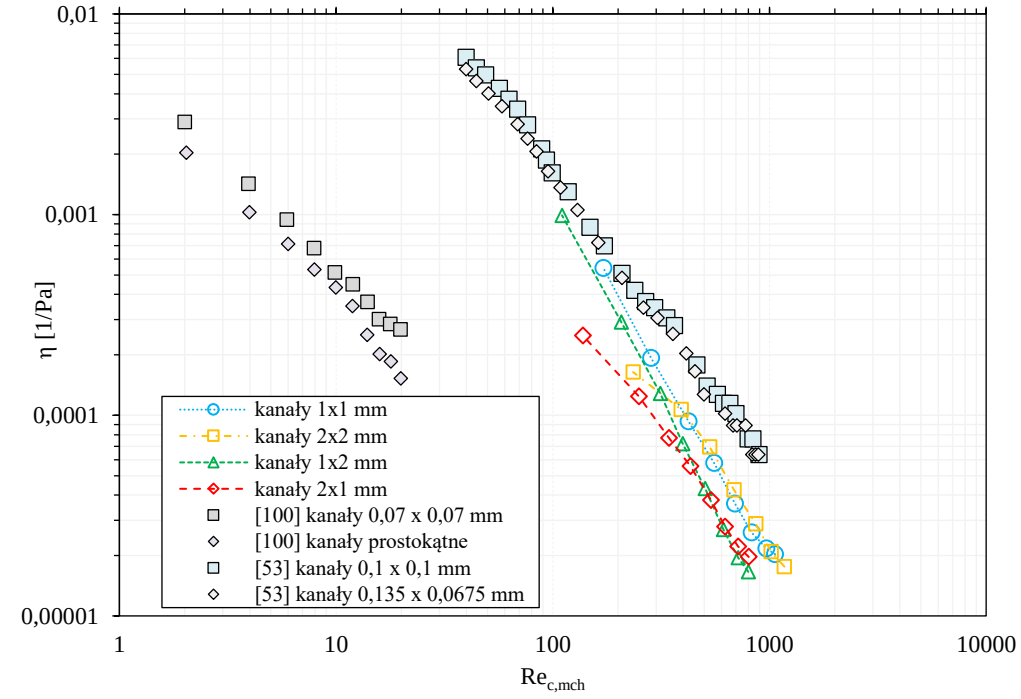
poddano różne kształty przekroju poprzecznego kanałów, w tym kwadratowe oraz prostokątne. Z kolei w [100] badano wpływ geometrii, kształtu i ilości kanałów oraz odstępu między kanałami na ogólną wydajność oraz charakterystyki cieplne i przepływowe wymienników ciepła z mikrokanałami o krzyżowo-prądowym przepływie czynników. Analizie podlegały różne kształty przekroju porzecznego kanałów, w tym kwadratowe i prostokątne, które wyodrębniono spośród pozostałych geometrii. Praca [104] dotyczyła analizy numerycznej wpływu chropowatości powierzchni na charakterystyki cieplne, przepływowe i ogólną wydajność przeciwprądowego wymiennika ciepła z mikrokanałami o różnej geometrii kanałów. W analizie uwzględniono kanały o kwadratowym przekroju poprzecznym przy braku uwzględnienia chropowatości powierzchni z uwagi na jej nieznaczny wpływ na ogólną wydajność cieplną. W Tabeli 4.2 przedstawiono szczegółowe porównanie wymiarów geometrycznych kanałów oraz parametrów przepływowych, eksploatacyjnych i konstrukcyjnych badanych wariantów minikanałów oraz wariantów opisanych w [53], [100] i [104].

Tabela 4.2. Porównanie badanych minikanałów oraz mikrokanałów opisanych w pracach [53], [100] i [104]

	Minikanały				**Mikrokanały**				
Parametr	1×1 mm	2×2 mm	1×2 mm	2×1 mm	[53]		[100]		[104]
Kształt przekroju poprzecznego kanału	kwadrat		prostokąt		kwadrat	prostokąt	kwadrat	prostokąt	kwadrat
d_h [mm]	1	2	1,33	1,33	0,1	0,09	0,07	-	-
L_{mch} [mm]	100				10		0,09 (płyn gorący) 0,02 (płyn zimny)		0,5
Konfiguracja przepływu	przeciwprądowy				przeciwprądowy		krzyżowo-prądowy		przeciwprądowy
Zakres liczby Reynoldsa	171 ÷ 1061	235 ÷ 1172	110 ÷ 799	138 ÷ 802	50÷900	40÷900	2÷20		20÷200
Materiał wymiennika	stop aluminium				-		stal nierdzewna		stop aluminium
Sposób prowadzenia pomiarów	badania eksperymentalne				badania numeryczne				badania numeryczne
Płyn roboczy	woda								
Rodzaj przepływu	jednofazowy								

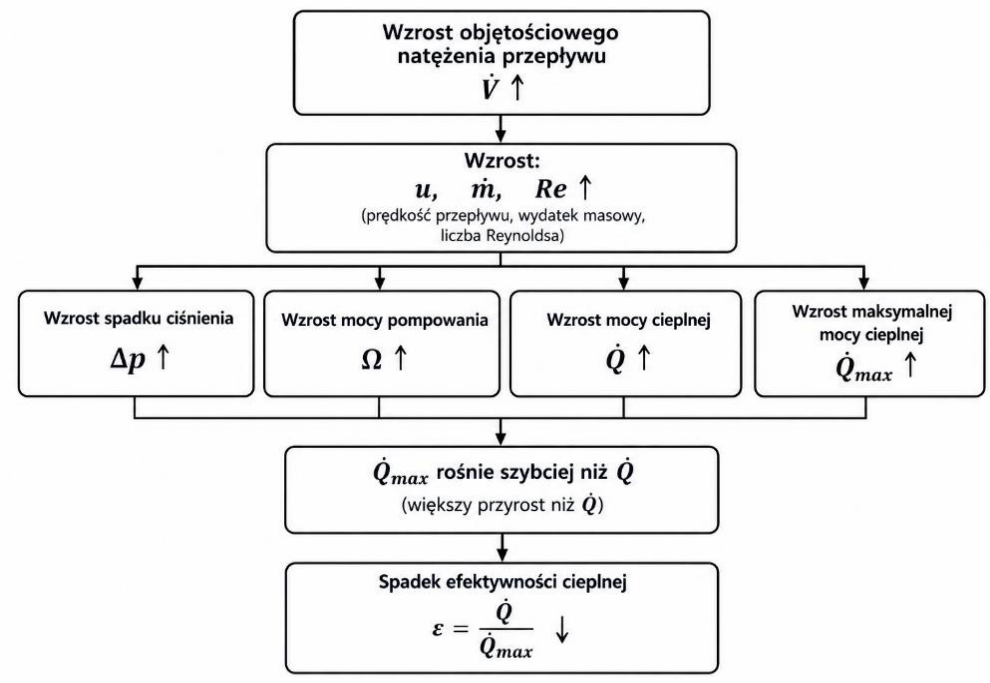


Rys. 4.17. Porównanie efektywności energetycznej badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami



Rys. 4.18. Porównanie efektywności cieplno-hydraulicznej badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami

Z przedstawionego porównania wynika, że zarówno efektywność cieplno-hydrauliczna η, jak i efektywność energetyczna η^* wszystkich badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami oraz wariantów zaprezentowanych w [53], [100] i [104] maleje wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa. Wynika to z faktu, że wraz ze wzrostem objętościowego natężenia przepływu $\dot{V}$ wzrasta zarówno prędkość przepływu u, wydatek masowy $\dot{m}$ oraz następujące parametry: liczba Reynoldsa Re, spadek ciśnienia Δp, moc pompowania Ω oraz moc cieplna $\dot{Q}$ oraz $\dot{Q}_{\max}$. Ze względu na fakt, że przy wzroście prędkości przepływu, a tym samym liczby Reynoldsa, względny przyrost maksymalnej możliwej mocy cieplnej $\dot{Q}_{\max}$ określonej wzorem (4.10) przewyższa względny przyrost średniej mocy cieplnej $\dot{Q}$, wówczas efektywność cieplna wymiennika, zgodnie ze wzorem (4.6), maleje. Zależności te przedstawiono schematycznie na Rys. 4.19.



Rys. 4.19. Schemat zależności parametrów eksploatacyjnych, cieplnych i przepływowych w badanym wymienniku ciepła z minikanałami

Pod względem efektywności energetycznej spośród wszystkich badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami maksymalną wartość $\eta^* = 173\,505$ osiągnięto dla minikanałów prostokątnych o wymiarach 1x2 mm przy najmniejszej liczbie Reynoldsa w minikanałach $\mathrm{Re}_{\mathrm{c,mch}} = 110$. Przy maksymalnej wartości liczby Reynoldsa po stronie zimnej w minikanałach o wymiarach 1×2 mm wskaźnik efektywności energetycznej zmalał ponad 50-krotnie, osiągając wartość $\eta^* = 3251$ dla $\mathrm{Re}_{\mathrm{c,mch}} = 799$.

Dla minikanałów prostokątnych o wymiarach 2×1 mm osiągnięto maksymalną efektywność energetyczną na poziomie $\eta^* = 45\,038$ przy minimalnej liczbie Reynoldsa w minikanałach po stronie zimnej $\mathrm{Re_{c,mch}} = 138$. Maksymalna wartość efektywności energetycznej tego wariantu minikanałów była prawie 4-krotnie niższa niż uzyskana dla minikanałów prostokątnych o wymiarach 1×2 mm. Przy maksymalnej liczbie Reynoldsa $\mathrm{Re_{c,mch}} = 802$ efektywność energetyczna zmniejszyła się prawie 12-krotnie do wartości $\eta^* = 3791$. Dla minikanałów kwadratowych o wymiarach 1×1 mm najwyższa wartość wskaźnika efektywności energetycznej była równa $\eta^* = 95\,181$ przy $\mathrm{Re_{c,mch}} = 171$. Przy wzroście liczby Reynoldsa do maksymalnej wartości $\mathrm{Re_{c,mch}} = 1061$ efektywność energetyczna zmniejszyła się niemal 25-krotnie do wartości $\eta^* = 3864$. Z kolei w przypadku minikanałów o wymiarach 2×2 mm odnotowano najniższą maksymalną wartość wskaźnika efektywności energetycznej spośród wszystkich badanych wariantów geometrycznych. Dla najniższej analizowanej wartości liczby Reynoldsa w minikanałach po stronie zimnej $\mathrm{Re_{c,mch}} = 235$ maksymalna wartość wskaźnika efektywności energetycznej była równa $\eta^* = 23\,995$. Wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa do wartości $\mathrm{Re_{c,mch}} = 1172$ wskaźnik ten zmniejszył się około 7-krotnie osiągając wartość $\eta^* = 3365$. Porównując wskaźniki efektywności energetycznej uzyskane dla badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami z wartościami przedstawionymi w [53] dla wymiennika ciepła z mikrokanałami wykazano, że w zakresie liczby Reynoldsa wspólnym dla wszystkich geometrii minikanałów i mikrokanałów z [53] ($\mathrm{Re} \approx 139 \div 900$) wartości η^* uzyskane dla badanych minikanałów były wyższe. Z Rys. 4.17 widoczne jest również, że wartości wskaźnika efektywności energetycznej dla mikrokanałów o przekroju kwadratowym i prostokątnym są porównywalne w całym analizowanym zakresie liczby Reynoldsa i ulegają zmniejszeniu o około dwa rzędy wielkości. Dla najmniejszych zakresów liczb Reynoldsa wskaźnik efektywności energetycznej badanych minikanałów wynosił od 23 995 dla wariantu 2×2 mm przy $\mathrm{Re_{c,mch}} = 235$ do 173 505 dla wariantu 1×2 mm przy $\mathrm{Re_{c,mch}} = 110$. Dla mikrokanałów kwadratowych i prostokątnych z [53], przy $\mathrm{Re_{c,mch}} \approx 124$, wskaźnik ten wynosił około 3719. Zestawienie wskazuje na wyższe wartości wskaźnika dla badanych minikanałów, jednak dotyczy różnych liczb Reynoldsa. Maksymalna wartość wskaźnika efektywności energetycznej dla mikrokanałów jest ponad 46-krotnie niższa względem minikanałów o wymiarach 1×2 mm, ponad 12-krotnie niższa niż dla minikanałów o wymiarach 2×1

mm oraz ponad 25-krotnie niższa niż w odniesieniu do minikanałów o wymiarach 1×1 mm.

W odniesieniu do Rys. 4.18 wskaźnik efektywności cieplno-hydraulicznej wymiennika ciepła z mikrokanałami opisanego w [100] jest zbliżony dla obydwu przekrojów mikrokanałów i zmniejsza się wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa. Dla badanych wariantów wymiennika ciepła z minikanałami najwyższą wartość wskaźnika efektywności cieplno- hydraulicznej uzyskano dla minikanałów o przekroju prostokątnym i wymiarach 1×2 mm, wynoszącą $\eta = 0{,}001$ przy $\mathrm{Re}_{\mathrm{c,mch}} = 110$. Przy wzroście liczby Reynoldsa do wartości 799 wskaźnik ten obniżył się około 60-krotnie. Dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm zaobserwowano około 27-krotne zmniejszenie wskaźnika w zakresie $\mathrm{Re}_{\mathrm{c,mch}} = 171 - 1061$, natomiast dla minikanałów o wymiarach 2×1 mm — około 13-krotne przy $\mathrm{Re}_{\mathrm{c,mch}} = 138 - 802$. Dla minikanałów o wymiarach 2×2 mm wskaźnik zmniejszył się około 9-krotnie, przy wzroście $\mathrm{Re}_{\mathrm{c,mch}}$ od 235 do 1172. Porównując wskaźniki efektywności cieplno-hydraulicznej dla badanych minikanałów z wartościami dla mikrokanałów z [53] można zauważyć, że wskaźniki efektywności cieplno-hydraulicznej badanych wymienników ciepła z minikanałami wykazują podobną tendencję zmian wraz z liczbą Reynoldsa do wymienników z mikrokanałami opisanych w [53]. Jednak przy porównywalnych liczbach Reynoldsa mikrokanały, mimo znacznie mniejszych średnic hydraulicznych, osiągają zasadniczo wyższe wartości tego wskaźnika. Oznacza to bardziej korzystny stosunek efektywności cieplnej do sumarycznego spadku ciśnienia dla mikrokanałów w warunkach rozpatrywanych w [53]. Wskaźnik efektywności cieplno-hydraulicznej dla mikrokanałów o przekroju kwadratowym i prostokątnym jest zbliżony w całym zakresie liczby Reynoldsa i dla $\mathrm{Re} = 40$ osiąga maksymalną wartość wynoszącą $\eta = 0{,}006$ dla mikrokanałów kwadratowych oraz $\eta = 0{,}005$ dla mikrokanałów prostokątnych.

Łączna analiza Rys. 4.17 i 4.18 wskazuje, że ocena badanych wariantów geometrycznych zależy od przyjętego kryterium. W części wspólnej zakresów liczb Reynoldsa minikanały osiągają wyższe wartości wskaźnika efektywności energetycznej niż mikrokanały opisane w [53], jednak nie wykazują analogicznej przewagi pod względem efektywności cieplno-hydraulicznej. Przy większych liczbach Reynoldsa różnice między badanymi geometriami w odniesieniu do rozpatrywanych wskaźników zmniejszają się. Porównanie przy jednakowych liczbach Reynoldsa wykazuje również, że wariant geometryczny

osiągający najwyższe wartości analizowanych wskaźników zależy od rozpatrywanego zakresu przepływu.

5. MODEL ANALITYCZNY WYMIANY CIEPŁA

Opracowany model analityczny wymiany ciepła stanowi uzupełnienie przeprowadzonych badań eksperymentalnych i umożliwia ocenę wpływu poszczególnych mechanizmów transportu ciepła na charakterystyki cieplne badanego wymiennika. Model analityczny uwzględnia zależności teoretyczne opisujące wymianę ciepła, na podstawie parametrów geometrycznych, właściwości termofizycznych czynników oraz warunków przepływu, a badania eksperymentalne odwzorowują rzeczywiste warunki pracy badanego wymiennika ciepła. Podstawę opracowanego modelu analitycznego stanowiło podejście przedstawione w [79], gdzie opracowano model analityczny dla badanych wymienników ciepła z mikrokanałami w odniesieniu jedynie do sekcji mikrokanałów. Z uwagi na fakt, że wymiary minikanałów oraz plenum wlotowych i wylotowych wymiennika ciepła z minikanałami będącego przedmiotem pracy są większe niż wymiary układu przedstawionego w [79], opracowano rozszerzony model analityczny wymiany ciepła. Poza wymianą ciepła w obszarze minikanałów, została uwzględniona dodatkowo wymiana ciepła w obydwu plenum. W odniesieniu do badanych wariantów geometrycznych wymiennika ciepła z minikanałami podejście to jest uzasadnione z uwagi na ich znaczące rozmiary względem całkowitego pola powierzchni wymiany ciepła. Potwierdzono to w pracy [28], w której przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych i analizy statystycznej wymiennika ciepła z minikanałami o wymiarach 2×2 mm, której celem było określenie wstępnej charakterystyki cieplnej wymiennika w postaci całkowitej mocy cieplnej. Opracowano metodę statystyczną, opartą o metodę Wilsona, na podstawie której możliwe było określenie udziału wymiany ciepła w poszczególnych obszarach wymiennika, tj. w minikanałach oraz kolektorach wlotowych i wylotowych. Na podstawie opracowanej metody statystycznej określono, że dla wymiennika ciepła z minikanałami o konstrukcji opisanej w [28] brak uwzględnienia wymiany ciepła w kolektorach wlotowych i wylotowych wpływa na znaczną rozbieżność pomiędzy wynikami otrzymanymi eksperymentalnie i statystycznie i może prowadzić do błędnego określenia całkowitej charakterystyki cieplnej wymiennika ciepła.

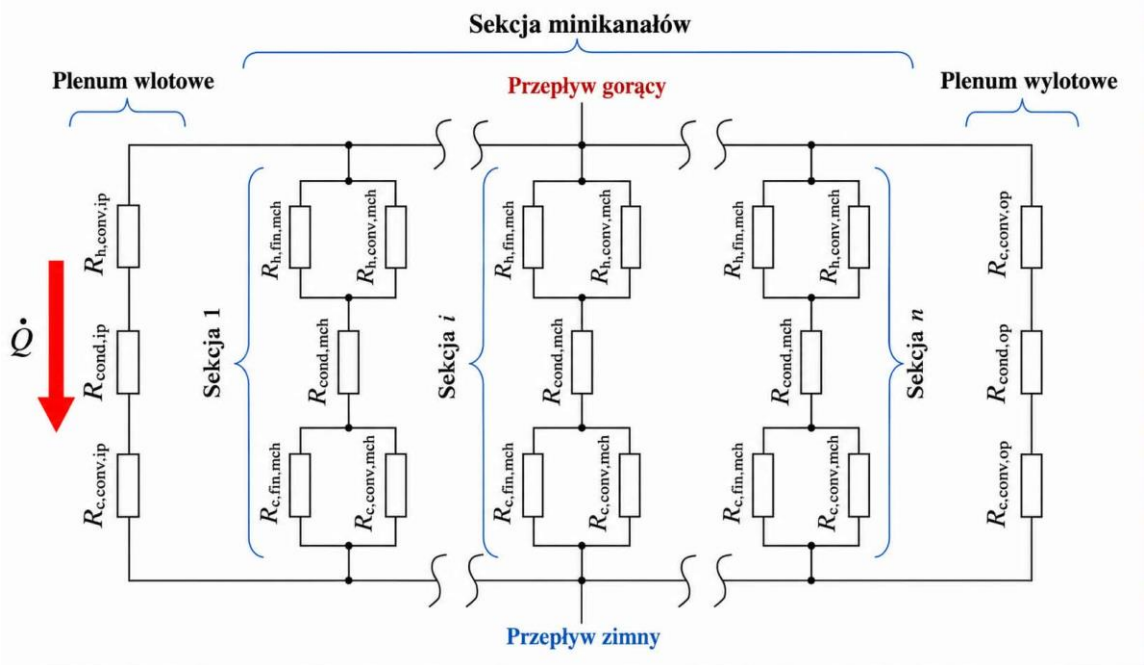
Ze względu na złożony opis analityczny omawianego zagadnienia, wymianę ciepła w poszczególnych obszarach badanego wymiennika ciepła przedstawiono schematycznie w postaci sieci oporów cieplnych, co przedstawiono na Rys. 5.1. Na schemacie wyodrębniono trzy główne części wymiennika w przekroju wzdłużnym:

(1) Obszar kolektorów wlotowych

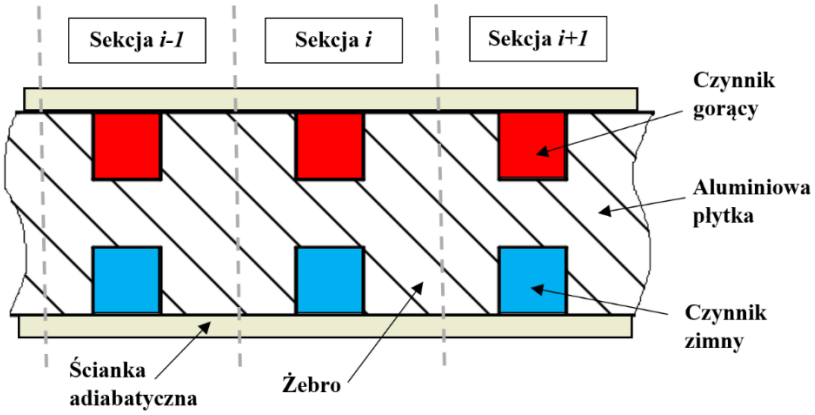
(2) Obszar minikanałów

(3) Obszar kolektorów wylotowych

Na Rys. 5.2 przedstawiono oddzielnie schemat sekcji minikanałów badanego wymiennika ciepła w przekroju poprzecznym. W modelu analitycznym wymiany ciepła w badanych wariantach wymiennika ciepła z minikanałami w każdej sekcji uwzględniono wymianę ciepła na drodze konwekcji po stronie płynu gorącego, wymianę ciepła przez przewodzenie przez materiał płytki oraz konwekcję po stronie płynu zimnego. Ścianki rozdzielające sąsiednie minikanały modelowano jako żebra przewodzące ciepło, stąd wymiana ciepła pomiędzy płynem gorącym i zimnym w tym obszarze uwzględniała również opór cieplny przewodzenia ciepła przez żebra. Na podstawie opracowanego modelu analitycznego wyznaczono całkowity opór cieplny R oraz współczynnik przenikania ciepła U, które następnie porównano z wartościami otrzymanymi eksperymentalnie.



Rys. 5.1. Schemat sieci oporów cieplnych w modelu analitycznym badanego wymiennika ciepła z minikanałami w przekroju wzdłużnym



Rys. 5.2. Schemat sekcji minikanałów w przekroju poprzecznym wymiennika ciepła

5.1. Podstawowe zależności

W opracowanym modelu analitycznym zostały wyznaczone wartości współczynnika przenikania ciepła i całkowitego oporu cieplnego, które powiązane są następującą zależnością:

$$R = \frac{1}{U(A_{\mathrm{ip}} + A_{\mathrm{mch}} + A_{\mathrm{op}})} = \frac{1}{UA} \tag{5.1}$$

Całkowity opór cieplny wymiennika ciepła można wyznaczyć z zależności:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_{\mathrm{ip}}} + \frac{1}{R_{\mathrm{mch}}} + \frac{1}{R_{\mathrm{op}}} \tag{5.2}$$

Opór cieplny pomiędzy kolektorami wlotowymi czynnika gorącego i zimnego opisuje zależność:

$$R_{\mathrm{ip}} = R_{\mathrm{h,conv,ip}} + R_{\mathrm{cond,ip}} + R_{\mathrm{c,conv,ip}} \tag{5.3}$$

Opór cieplny pomiędzy kolektorami wylotowymi czynnika gorącego i zimnego:

$$R_{\mathrm{op}} = R_{\mathrm{h,conv,op}} + R_{\mathrm{cond,op}} + R_{\mathrm{c,conv,op}} \tag{5.4}$$

Opór cieplny pomiędzy czynnikiem gorącym i zimnym w obszarze minikanałów:

$$R_{\mathrm{mch,i}} = \frac{R_{\mathrm{h,fin,mch}} \cdot R_{\mathrm{h,conv,mch}}}{R_{\mathrm{h,fin,mch}} + R_{\mathrm{h,conv,mch}}} + R_{\mathrm{cond,mch}} + \frac{R_{\mathrm{c,fin,mch}} \cdot R_{\mathrm{c,conv,mch}}}{R_{\mathrm{c,fin,mch}} + R_{\mathrm{c,conv,mch}}} \tag{5.5}$$

Całkowity opór cieplny dla sekcji minikanałów:

$$\frac{1}{R_{\mathrm{mch}}} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{R_{\mathrm{mch,i}}} = \frac{n}{R_{\mathrm{mch,i}}} \tag{5.6}$$

Co można również zapisać jako:

$$R_{\mathrm{mch}} = \frac{R_{\mathrm{mch,i}}}{n} \tag{5.7}$$

Cząstkowe opory cieplne w plenum

Konwekcyjny opór cieplny w plenum wlotowym strony gorącej:

$$R_{\mathrm{h,conv,ip}} = \frac{1}{\bar{\alpha}_{\mathrm{h,ip}} \cdot A_{\mathrm{ip}}} \tag{5.8}$$

Gdzie A_{ip} oznacza pole powierzchni plenum wlotowego. Powierzchnia plenum jest jednakowa dla wlotu i wylotu wymiennika ciepła po stronie zimnej i gorącej. Z kolei $\bar{\alpha}_{\mathrm{h,ip}}$ to średni współczynnik przejmowania ciepła na wlocie w plenum po stronie gorącej, obliczany na podstawie średniej liczby Nusselta w plenum:

$$\bar{\alpha}_{\mathrm{h,ip}} = \frac{\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{h,ip}} \cdot \lambda_{\mathrm{h,ip}}}{d_{\mathrm{h,ip}}} \tag{5.9}$$

W celu oszacowania współczynników przejmowania ciepła w kolektorach wlotowych i wylotowych przyjęto uproszczony model przepływu laminarnego w kanale prostokątnym, w którym wymiana ciepła zachodzi przez jedną ściankę, a pozostałe trzy ścianki traktowane są jako ścianki adiabatyczne. Średnią liczbę Nusselta w plenum wyznaczono z korelacji przedstawionej w [102]:

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{h,ip}} = \frac{0{,}664 \cdot \mathrm{Gz}_{\mathrm{ip}}^{1/2}}{\mathrm{Pr}_{\mathrm{ip}}^{1/6}} \left[1 + 6{,}27 \left(\frac{\mathrm{Pr}_{\mathrm{ip}}}{\mathrm{Gz}_{\mathrm{ip}}}\right)^{4/9}\right]^{1/2} \tag{5.10}$$

Zastosowanie wskazanej korelacji stanowi przybliżenie ze względu na rzeczywisty charakter przepływu w obszarach plenum, który cechuje się przestrzennym rozkładem prędkości, wynikającym z doprowadzenia czynnika roboczego przez króciec, jego rozdziału pomiędzy równoległe minikanały oraz łączenia strumieni w plenum wylotowym. Występowanie lokalnych zaburzeń przepływu oraz niejednorodnych cieplnych warunków brzegowych może dodatkowo ograniczać dokładność uzyskiwanych wyników.

Konwekcyjny opór cieplny w plenum po stronie zimnej obliczono analogicznie jak dla obszaru plenum na wlocie czynnika gorącego, a liczba Nusselta oraz właściwości czynników roboczych zostały wyznaczone dla średniej temperatury w danym plenum.

Opór termiczny przewodzenia ciepła pomiędzy kolektorami wlotowymi strony gorącej i zimnej określa zależność:

$$R_{\mathrm{cond,ip}} = \frac{t}{\lambda_{\mathrm{ap}} \cdot A_{\mathrm{ip}}} \tag{5.11}$$

Dla stopu aluminium PA4 przyjęto wartość przewodności cieplnej równą $\lambda_{\mathrm{ap}} = 185\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m \cdot K}}$. Opór cieplny przewodzenia ciepła pomiędzy kolektorami wylotowymi strony gorącej i zimnej został wyznaczony analogicznie jak dla kolektorów wlotowych, uwzględniając zależność temperaturową przewodności cieplnej materiału płytki.

Cząstkowe opory cieplne w minikanałach

Konwekcyjny opór cieplny w dolnej części minikanału po stronie gorącej:

$$R_{\mathrm{h,conv,mch}} = \frac{1}{\bar{\alpha}_{\mathrm{h,mch}} \cdot a_{\mathrm{mch}} \cdot L_{\mathrm{mch}}} \tag{5.12}$$

Gdzie iloczyn $a_{\mathrm{mch}} \cdot L_{\mathrm{mch}}$ określa pole powierzchni dolnej części minikanału, a $\bar{\alpha}_{\mathrm{h,mch}}$ oznacza średni współczynnik przejmowania ciepła wzdłuż długości minikanału, obliczany na podstawie średniej wartości liczby Nusselta w minikanałach zgodnie z zależnością:

$$\bar{\alpha}_{\mathrm{h,mch}} = \frac{\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{h,mch}} \cdot \lambda_{\mathrm{h,mch}}}{d_{\mathrm{h,mch}}} \tag{5.13}$$

Średnia liczba Nusselta wzdłuż długości minikanału została obliczona według wzoru:

$$\overline{\mathrm{Nu}}_{\mathrm{h,mch}} = \frac{1}{L_{\mathrm{mch}}} \int_0^{L_{\mathrm{mch}}} \mathrm{Nu}_{\mathrm{h,mch}} \mathrm{d}L \tag{5.14}$$

Do wyznaczenia liczby Nusselta w minikanałach wykorzystano zależności opracowane dla przepływu laminarnego rozwijającego się termicznie przy założeniu w pełni rozwiniętego profilu prędkości. W celu dostosowania zależności do trzech ogrzewanych ścianek zastosowano korektę Phillipsa, opartą na stosunku liczb Nusselta dla przepływu rozwiniętego termicznie. Lokalna wartość liczby Nusselta w obszarze rozbiegu termicznego w kanale o trzech grzanych ściankach została wyznaczona z zależności podanej w [2]:

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{h,mch}} = \mathrm{Nu}_{\mathrm{x,3}}(x^*_{\mathrm{mch}}, a^*) = \mathrm{Nu}_{\mathrm{x,4}}(x^*_{\mathrm{mch}}, a^*) \frac{\mathrm{Nu}_{\mathrm{fd,3}}(x^*_{\mathrm{mch}} = x^*_{\mathrm{mch,fd}}, a^*)}{\mathrm{Nu}_{\mathrm{fd,4}}(x^*_{\mathrm{mch}} = x^*_{\mathrm{mch,fd}}, a^*)} \tag{5.15}$$

gdzie:

$x^*_{\mathrm{mch}} = \frac{x_{\mathrm{mch}}}{d_{\mathrm{h,mch}} \cdot \mathrm{Pe}_{\mathrm{mch}}}$ oznacza bezwymiarową długość minikanału.

Indeksy dolne x,3 oraz x,4 odnoszą się odpowiednio do położenia w odległości *x* wzdłuż ogrzewanej długości minikanału dla przypadków ogrzewania go z trzech i czterech stron. Dla badanych wariantów geometrycznych minikanałów lokalna liczba Nusselta w minikanałach po stronie gorącej i zimnej w warunkach rozbiegu termicznego będzie różna z uwagi na odmienny stosunek $\mathrm{Nu}_{\mathrm{fd},3}/\mathrm{Nu}_{\mathrm{fd},4}$, który jest powiązany ze współczynnikiem kształtu kanału. Na podstawie [2] w Tabeli 5.1 przedstawiono wartości $\mathrm{Nu}_{\mathrm{fd},3}$ i $\mathrm{Nu}_{\mathrm{fd},4}$ odpowiadające współczynnikom kształtu badanych wariantów geometrycznych minikanałów.

Tabela 5.1. Wartości liczby Nusselta dla w pełni rozwiniętego przepływu laminarnego w zależności od współczynnika kształtu kanału

$a^* = \frac{a_{\mathrm{mch}}}{b_{\mathrm{mch}}}$	$\mathrm{Nu}_{\mathrm{fd},3}$	$\mathrm{Nu}_{\mathrm{fd},4}$
0,5	4,505	4,111
1	3,556	3,599
2	3,146	4,111

Lokalna wartość liczby Nusselta $\mathrm{Nu}_{\mathrm{x},4}(x^*_{\mathrm{mch}}, a^*)$ dla kanału ogrzewanego z czterech stron o współczynniku kształtu $a^* = 1$ (minikanały o wymiarach 1×1 mm i 2×2 mm) oraz $a^* = 2$ (minikanały o wymiarach 1×2 mm) i dla przepływu znajdującego się w obszarze rozbiegu termicznego została wyznaczona z korelacji Lee i Garimella [103]:

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{x},4}(x^*_{\mathrm{mch}}, a^*) = \frac{1}{C_1 \cdot (x^*_{\mathrm{mch}})^{C_2} + C_3} + C_4 \tag{5.16}$$

gdzie:

$C_1 = -3{,}122 \cdot 10^{-3} \cdot a^{*3} + 2{,}435 \cdot 10^{-2} \cdot a^{*2} + 2{,}143 \cdot 10^{-1} \cdot a^* + 7{,}325$

$C_2 = 6{,}412 \cdot 10^{-1}$

$C_3 = 1{,}589 \cdot 10^{-4} \cdot a^{*2} - 2{,}603 \cdot 10^{-3} \cdot a^* + 2{,}444 \cdot 10^{-2}$

$C_4 = 7{,}148 - 1{,}328 \cdot 10^{1} \cdot a^{*-1} + 1{,}515 \cdot 10^{1} \cdot a^{*-2} - 5{,}936 \cdot a^{*-3}$

Korelacja Lee i Garimella [103] opisana wzorem (5.16) została opracowana dla kanałów prostokątnych o stosunku boków od 1 do 10, przy warunku brzegowym stałej temperatury na obwodzie kanału i stałej gęstości strumienia ciepła w kierunku osiowym oraz dla ogrzewania kanału z czterech stron. Z kolei dla wariantu minikanałów o wymiarach 2×1 mm do określenia lokalnej liczby Nusselta w minikanałach wykorzystano zależność podaną w [105], opracowaną dla kanału prostokątnego o stosunku boków $a^* = 0{,}5$, przy

warunku brzegowym stałej gęstości strumienia ciepła, uwzględniającą rozbieg termiczny i ogrzewanie kanału z trzech stron:

$$\mathrm{Nu}_{\mathrm{x,3}}(x^*_{\mathrm{mch}}, a^*) = 1{,}0958 \cdot \left[\frac{23{,}315 + 27\,038 \cdot x^*_{\mathrm{mch}} + 1\,783\,300 \cdot (x^{*\,2}_{\mathrm{mch}})}{1 + 3\,049 \cdot x^*_{\mathrm{mch}} + 472\,520 \cdot (x^{*\,2}_{\mathrm{mch}}) - 35\,714 \cdot (x^{*\,3}_{\mathrm{mch}})}\right] \tag{5.17}$$

Wartość 1,0958 odpowiada stosunkowi $\mathrm{Nu}_{\mathrm{fd,3}}/\mathrm{Nu}_{\mathrm{fd,4}}$ właściwemu dla kanałów o współczynniku kształtu $a^* = 0{,}5$. Należy zaznaczyć, że przyjęte zależności stanowią przybliżenie rzeczywistych warunków wymiany ciepła w badanym wymienniku z uwagi na możliwe występowanie rozbiegu hydrodynamicznego oraz niejednorodnych cieplnych warunków brzegowych.

Konwekcyjny opór cieplny w minikanałach po stronie zimnej obliczono analogicznie jak po stronie gorącej, a liczbę Nusselta oraz właściwości płynu obliczono dla indywidualnej średniej temperatury w danym minikanale. Opór cieplny żebra w pojedynczej sekcji minikanałów może być wyznaczony z następującej zależności opisanej w [97]:

$$R_{\mathrm{h,fin,mch}} = \frac{1}{\sqrt{\bar{\alpha}_{\mathrm{h,mch}} \cdot \lambda_{\mathrm{ap}} \cdot P_{\mathrm{fin}} \cdot A_{\mathrm{c,fin}}} \cdot \tanh\left(\sqrt{\frac{\bar{h}_{\mathrm{h,mch}} \cdot P_{\mathrm{fin}}}{\lambda_{\mathrm{ap}} \cdot A_{\mathrm{c,fin}}}} \cdot b_{\mathrm{mch}}\right)} \tag{5.18}$$

gdzie:

$P_{\mathrm{fin}} = 2 \cdot a_{\mathrm{fin}} + 2 \cdot L_{\mathrm{mch}}$ oznacza obwód żebra,

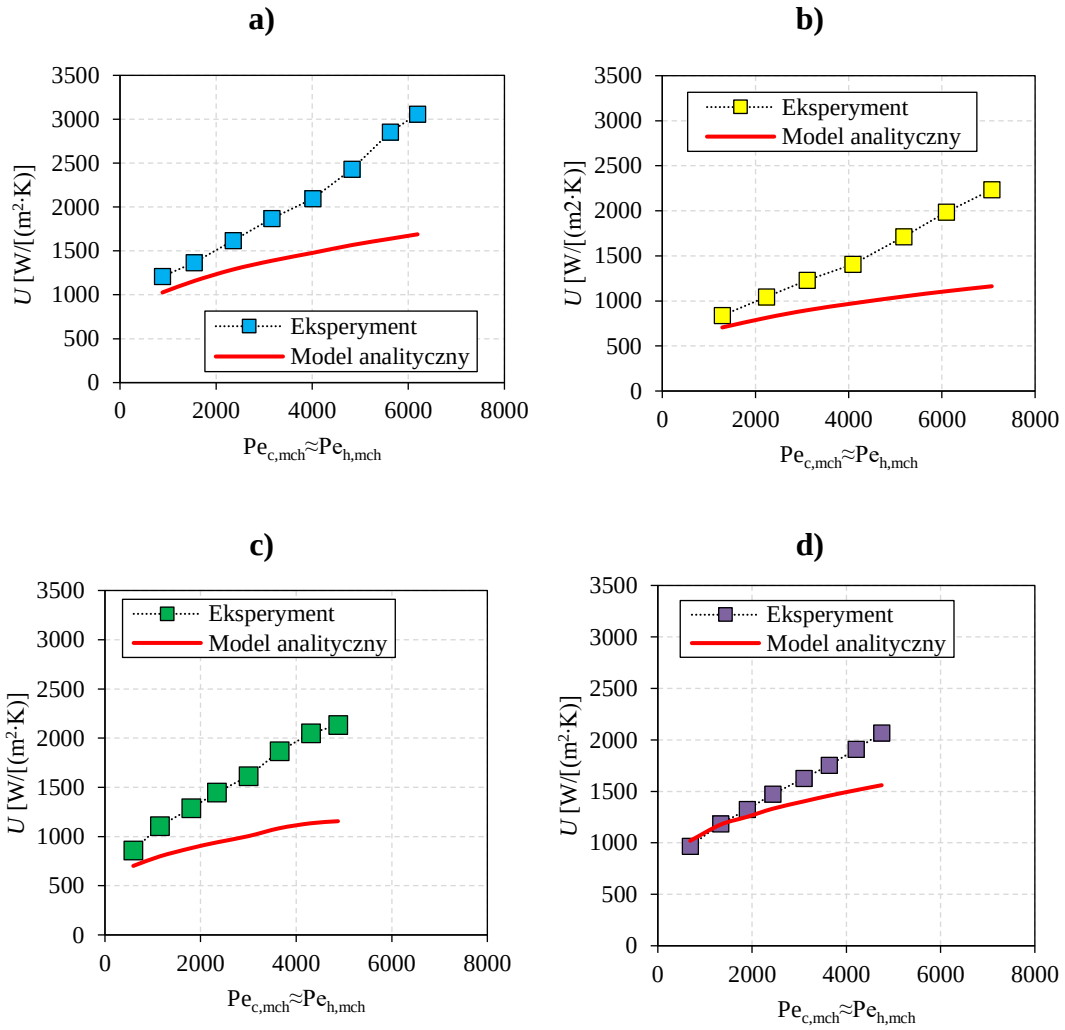
$A_{\mathrm{c,fin}} = a_{\mathrm{fin}} \cdot L_{\mathrm{mch}}$ oznacza przekrój poprzeczny żebra.

Opór cieplny przewodzenia ciepła w pojedynczej sekcji minikanałów opisuje zależność:

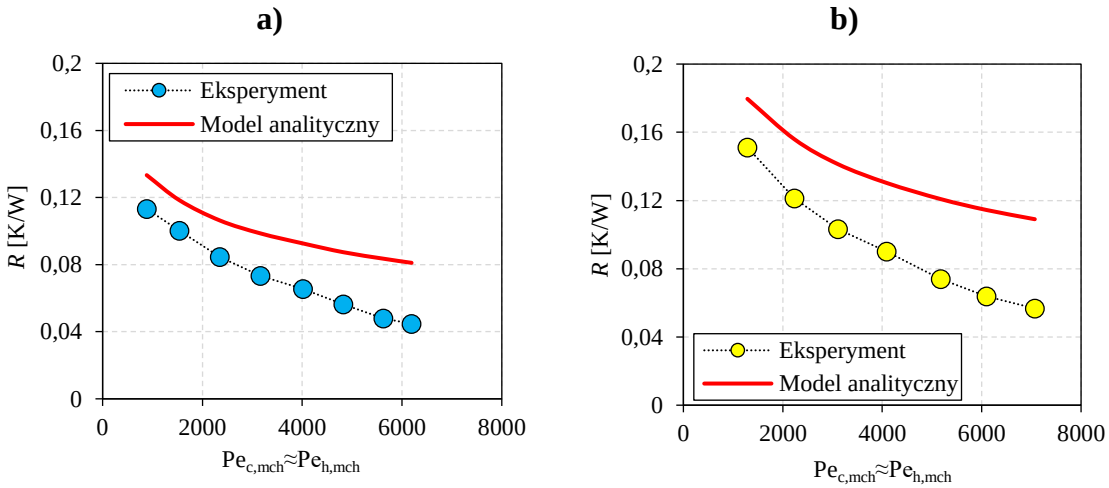
$$R_{\mathrm{cond,mch}} = \frac{t}{\lambda_{\mathrm{ap}} \cdot (a_{\mathrm{mch}} + a_{\mathrm{fin}}) \cdot L_{\mathrm{mch}}} \tag{5.19}$$

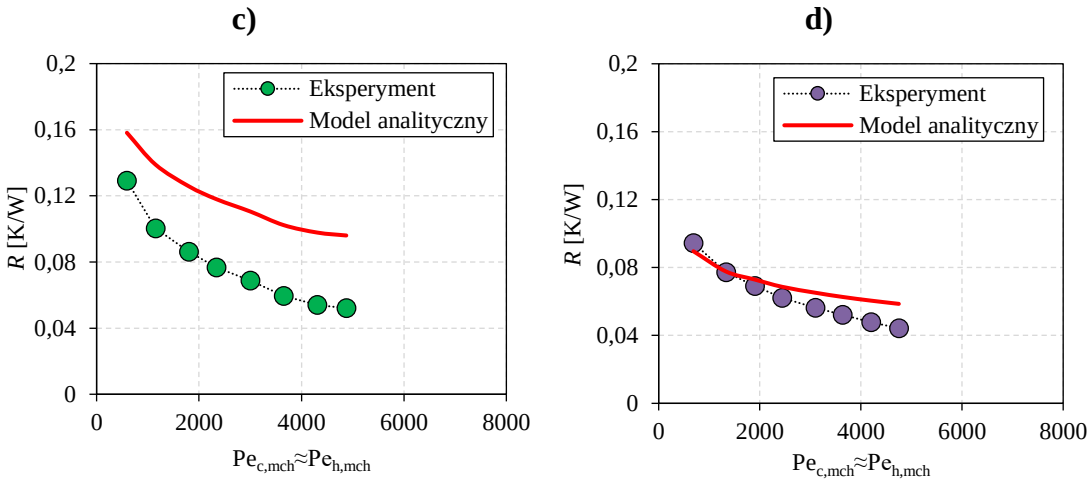
5.2. Wyniki obliczeń analitycznych

Na Rys. 5.3 ÷ 5.4 przedstawiono porównanie współczynnika przenikania ciepła oraz całkowitego oporu cieplnego w funkcji zbliżonej liczby Pécleta po stronie gorącej i zimnej w minikanałach. W porównaniu uwzględniono wyniki otrzymane eksperymentalnie oraz uzyskane na podstawie opracowanego modelu analitycznego.



Rys. 5.3. Współczynnik przenikania ciepła wyznaczony eksperymentalnie i analitycznie dla wymiennika ciepła z minikanałami o wymiarach: a) 1×1 mm, b) 2×2 mm, c) 1×2 mm, d) 2×1 mm





Rys. 5.4. Całkowity opór cieplny wyznaczony eksperymentalnie i analitycznie dla wymiennika ciepła z minikanałami o wymiarach: a) 1×1 mm, b) 2×2 mm, c) 1×2 mm, d) 2×1 mm

We wszystkich badanych wariantach geometrycznych wymiennika ciepła z minikanałami model analityczny odtwarza jakościowy charakter zmian analizowanych wielkości: wzrostowi liczby Pécleta towarzyszy wzrost współczynnika przenikania ciepła oraz spadek całkowitego oporu cieplnego. Przy zbliżonych właściwościach termofizycznych płynu wzrost liczby Pécleta odpowiada wzrostowi prędkości przepływu. W warunkach rozbiegu termicznego sprzyja to wzrostowi średniego współczynnika przejmowania ciepła, a w konsekwencji współczynnika przenikania ciepła. Dla wariantów minikanałów o wymiarach 1×1 mm, 2×2 mm i 1×2 mm model analityczny w całym przedstawionym zakresie liczby Pécleta zaniża współczynnik przenikania ciepła i zawyża całkowity opór cieplny. Wraz ze wzrostem liczby Pécleta zwiększa się względna rozbieżność obu wielkości oraz bezwzględna różnica współczynników przenikania ciepła. Dla wariantu minikanałów o wymiarach 2×1 mm model nieznacznie zawyża współczynnik przenikania ciepła w punkcie o najmniejszej liczbie Pécleta, natomiast w pozostałych punktach go zaniża. Dla całkowitego oporu cieplnego kierunek różnic jest przeciwny.

Na Rys. 5.3 a) i 5.4 a) przedstawiono wyniki dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm. Przy najmniejszych zbliżonych wartościach liczb Pécleta obu strumieni, wynoszącej około 884, współczynnik przenikania ciepła wyznaczony eksperymentalnie wynosił 1210 W/(m²K), a analitycznie 1027 W/(m²K). Przy największych zbliżonych wartościach liczb Pécleta obu strumieni, wynoszącej około 6192, wartości wyznaczone eksperymentalnie i analitycznie wzrosły odpowiednio do 3060 W/(m²K) i 1689 W/(m²K). Całkowity opór cieplny zmalał w tym zakresie od 0,1132 K/W do 0,0447 K/W dla wyników otrzymanych

eksperymentalnie oraz od 0,1334 K/W do 0,0811 K/W dla wyników uzyskanych na podstawie modelu analitycznego.

Dla wariantu minikanałów o wymiarach 2×2 mm (Rys. 5.3 b) i 5.4 b)) wartości liczb Pécleta obu strumieni zmieniały się od około 1288 do 7070. W skrajnych punktach tego zakresu współczynnik przenikania ciepła wyznaczony eksperymentalnie wynosił odpowiednio 839 W/(m²K) i 2235 W/(m²K), natomiast wyznaczony analitycznie 706 W/(m²K) i 1163 W/(m²K). Z kolei całkowity opór cieplny wyznaczony eksperymentalnie zmalał odpowiednio od wartości 0,1511 K/W do 0,0567 K/W, a wyznaczony analitycznie od 0,1796 K/W do 0,1090 K/W.

Dla minikanałów o wymiarach 1×2 mm (Rys. 5.3 c) i 5.4 c)) najmniejsze i największe zbliżone wartości liczba Pécleta obu strumieni wynosiły odpowiednio około 592 i 4875. W tych punktach współczynnik przenikania ciepła wyznaczony eksperymentalnie wynosił odpowiednio 860 W/(m²K) i 2133 W/(m²K), natomiast wyznaczony analitycznie: 702 W/(m²K) i 1156 W/(m²K). Całkowity opór cieplny zmalał od wartości 0,1291 K/W do 0,0520 K/W dla wyników otrzymanych eksperymentalnie oraz od 0,1582 K/W do 0,0960 K/W dla wyników obliczeń analitycznych.

Wyniki dla minikanałów o wymiarach 2×1 mm przedstawiono na Rys. 5.3 d) i 5.4 d). Przy najmniejszej zbliżonej wartości liczb Pécleta, wynoszącej około 687, współczynnik przenikania ciepła wyznaczony eksperymentalnie wynosił 967 W/(m²K), a analitycznie 1020 W/(m²K). Dla zbliżonej liczby Pécleta obu strumieni wynoszącej około 1332 uzyskano zbliżone wartości współczynnika przenikania ciepła uzyskane eksperymentalnie i analitycznie, odpowiednio 1185 W/(m²K) i 1177 W/(m²K). Przy największej zbliżonej liczbie Pécleta obu strumieni, wynoszącej około 4750, wartości te wynosiły odpowiednio 2067 W/(m²K) i 1560 W/(m²K). Względna rozbieżność współczynnika przenikania ciepła dla tego wariantu geometrycznego była najmniejsza spośród wszystkich badanych geometrii w przedstawionych zbiorach punktów. Z kolei całkowity opór cieplny dla wyników otrzymanych eksperymentalnie zmalał od wartości 0,0944 K/W do 0,0442 K/W, a dla wyników otrzymanych na podstawie modelu analitycznego zmalał od wartości 0,0896 K/W do 0,0586 K/W. Zmiana kierunku różnic pomiędzy modelem analitycznym, a eksperymentem występuje między dwoma najniższymi punktami pomiarowymi. Powyżej tego obszaru rozbieżność wyników zwiększa się wraz ze wzrostem liczby Pécleta.

W opracowanym modelu analitycznym wymiany ciepła należy wskazać istotne kwestie mogące wpływać na charakter uzyskanych zależności. Dla wariantów minikanałów o wymiarach 1×1 mm, 2×2 mm i 1×2 mm współczynnik przejmowania ciepła w obszarze minikanałów wyznaczono z zastosowaniem tej samej korelacji opisanej w [103]. Dla wskazanych geometrii zaobserwowano zbliżony charakter rozbieżności pomiędzy wynikami analitycznymi i eksperymentalnymi, polegający na niedoszacowaniu współczynnika przenikania ciepła przez model analityczny i wzroście względnego niedoszacowania wraz ze wzrostem liczby Pécleta. Z kolei dla wariantu minikanałów o wymiarach 2×1 mm użyto korelacji [105] i dla wskazanej geometrii względna rozbieżność wyników była najmniejsza spośród wszystkich badanych geometrii w przedstawionych zbiorach punktów. Zależność ta nie dowodzi jednak, że przyczyną różnic jest wyłącznie zastosowana korelacja. Z kolei w plenum wlotowym i wylotowym dla wszystkich badanych geometrii współczynnik przejmowania ciepła wyznaczono na podstawie tej samej korelacji opisanej w [102], zachowując tym samym wspólną podstawę obliczeń tych obszarów. Zastosowana korelacja wykazuje uproszczenia względem warunków występujących w rzeczywistym wymienniku, stanowiąc jedno z ograniczeń opracowanego modelu analitycznego. Niedostateczne odwzorowanie wymiany ciepła w plenum może przyczyniać się do zaniżenia współczynnika przenikania ciepła całego wymiennika. W warunkach rzeczywistych przepływ płynu w analizowanym wymienniku ciepła z minikanałami obejmuje ekspansję płynu wypływającego z króćca wlotowego, rozdział pomiędzy równoległe minikanały oraz mieszanie płynu na wylocie. Towarzyszące temu lokalne oderwanie strugi i recyrkulacja mogą występować również przy przepływie laminarnym. W rzeczywistym wymienniku występują również mieszane cieplne warunki brzegowe, podczas gdy korelacje opracowuje się dla ściśle określonych warunków ogrzewania ścianek. Utrzymywanie stałych temperatur na wlotach do wymiennika nie zapewnia jednorodnej temperatury ścianek ani stałej gęstości strumienia ciepła wzdłuż kanałów i na ich obwodzie. Ponadto uwzględnienie rozbiegu termicznego nie musi oznaczać uwzględnienia jednoczesnego rozwoju profilu prędkości. Jeżeli korelacja zakłada przepływ hydrodynamicznie rozwinięty, jej zastosowanie w obszarze rozbiegu hydraulicznego może prowadzić do dodatkowych rozbieżności. Warunek ten może być szczególnie istotny dla geometrii o wymiarach 2×2 mm, w której dla części punktów pomiarowych występuje rozbieg hydrauliczny. Rozbieżności pomiędzy wynikami obliczeń analitycznych i otrzymanymi

eksperymentalnie mogą również wynikać z uproszczonego opisu przewodzenia ciepła w płytce i żebrach oraz możliwego nierównomiernego rozkładu przepływu w minikanałach. Uzyskane zależności wskazują, że opracowany model analityczny może stanowić narzędzie do jakościowego oszacowania wpływu geometrii minikanałów na charakterystyki cieplne wymiennika. Dalsze wykorzystanie opracowanego modelu analitycznego do ilościowego przewidywania współczynnika przenikania ciepła wymaga jego udoskonalenia, w szczególności w zakresie przyjętych założeń i uproszczeń, oraz przeprowadzenia dodatkowej weryfikacji dokładności uzyskiwanych wyników.

6. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

W niniejszej pracy określono wpływ geometrii minikanałów na charakterystyki cieplne, przepływowe i wskaźniki efektywności energetycznej i cieplno-hydraulicznej kompaktowego wymiennika ciepła z minikanałami. Badano dwa warianty minikanałów o kwadratowym kształcie przekroju poprzecznego i wymiarach 1×1 mm oraz 2×2 mm oraz dwa warianty o prostokątnym przekroju poprzecznym i wymiarach 1×2 mm oraz 2×1 mm. W analizie uwzględniono wymiary i kształt przekroju poprzecznego, a w przypadku minikanałów prostokątnych również orientację dłuższego boku przekroju względem powierzchni płytki wymiennika. W wariancie 1×2 mm bok ten był równoległy do powierzchni płytki, a w wariancie 2×1 mm był do niej prostopadły. Przeprowadzono badania eksperymentalne parametrów cieplnych i przepływowych, na podstawie których przedstawiono charakterystyki cieplne, przepływowe oraz wyznaczono zależności pomiędzy uzyskiwanym efektem cieplnym, a nakładami hydraulicznymi związanymi z przepływem czynników roboczych, które przedstawiono w postaci wskaźników efektywności energetycznej i cieplno-hydraulicznej. Wyniki pomiarów eksperymentalnych przedstawiono dla zbliżonych liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej przepływu w taki sposób, aby ich stosunek znajdował się możliwie jak najbliżej jedności. Przy zachowaniu geometrycznej symetrii po obu stronach wymiennika warunek ten odpowiadał również zbliżonym wartościom liczb Graetza, co umożliwiało porównanie warunków termicznego rozwinięcia przepływu. Przedstawione kryterium zastosowano z uwagi na przyjęcie założenia o zachowaniu symetrii warunków wymiany ciepła i przepływu pomiędzy stroną gorącą i zimną. Warunek ten stanowił płaszczyznę odniesienia wyników dla różnych badanych wariantów geometrycznych minikanałów, dzięki czemu możliwe było wyodrębnienie i uzasadnienie wpływu odmienności geometrycznej poszczególnych wariantów, niż dla przypadku asymetrii warunków wymiany ciepła po obu stronach wymiennika. Z uwagi na zbliżony zakres sumarycznej mocy pompowania dla wszystkich badanych geometrii, analizę porównawczą przeprowadzono dodatkowo z uwzględnieniem jednakowej mocy pompowania, przyjmując jej najniższą, średnią i maksymalną wartość. Analizę wpływu geometrii minikanałów na charakterystyki cieplne, przepływowe i wskaźniki efektywności energetycznej przeprowadzono w odniesieniu do najbardziej istotnych parametrów, w tym: mocy cieplnej, współczynnika przenikania ciepła, spadku ciśnienia, mocy pompowania i efektywności cieplnej.

Na podstawie uzyskanych danych eksperymentalnych można wskazać, że wszystkie badane warianty geometryczne minikanałów charakteryzowały się zbliżoną wartością maksymalnego natężenia przepływu, maksymalnego spadku ciśnienia po stronie gorącej i zimnej oraz maksymalną wartością sumarycznej mocy pompowania. Stosunek liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej zawierał się w zakresie od 0,897 do 1,176 dla wszystkich badanych wariantów geometrycznych. Najmniejszą wartość tego stosunku uzyskano dla minikanałów o wymiarach 1×2 mm, natomiast największą dla minikanałów o wymiarach 2×2 mm. Z porównania charakterystyk cieplnych dla wszystkich czterech wariantów geometrycznych minikanałów można zaobserwować, że zwiększenie natężenia przepływu wpływało na wzrost zarówno mocy cieplnej oraz współczynnika przenikania ciepła oraz przyczyniało się jednocześnie do zwiększenia strat ciśnienia i mocy pompowania. Przebieg izolinii mocy cieplnej i współczynnika przenikania ciepła był zakrzywiony, a wzrost parametrów nie przebiegał w pełni symetrycznie w funkcji liczb Pécleta po stronie zimnej i gorącej w minikanałach.

Biorąc pod uwagę zależność współczynnika przenikania ciepła w funkcji stosunku liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej i sumarycznej mocy pompowania otrzymano, że wraz ze wzrostem sumarycznej mocy pompowania maksimum wartości współczynnika przenikania ciepła przebiega dla różnego od 1 stosunku liczb Pécleta i znajduje się w średnim orientacyjnym zakresie od $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} \approx 1{,}1$ dla minikanałów prostokątnych, do $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} \approx 1{,}5$ dla minikanałów kwadratowych. Uwzględniając maksymalne wartości wydatków objętościowych i sumarycznej mocy pompowania, najwyższą wartość współczynnika przenikania ciepła względem pozostałych badanych wariantów geometrycznych uzyskano dla minikanałów o przekroju kwadratowym i wymiarach 1×1 mm przy $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} = 0{,}98$. Przyjmując dodatkowo warunek jednakowej mocy pompowania we wszystkich wariantach geometrycznych otrzymano, że współczynniki przenikania ciepła uzyskane dla tego wariantu geometrycznego przyjmowały również najwyższe wartości względem pozostałych badanych geometrii dla najniższego, średniego i maksymalnego zakresu mocy pompowania.

W odniesieniu do mocy cieplnej najwyższą wartość uzyskano dla minikanałów o przekroju prostokątnym i wymiarach 2×1 mm przy maksymalnej sumarycznej mocy pompowania i $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} = 0{,}96$. Maksymalne wartości mocy cieplnej dla tego wariantu geometrycznego przyjmowały również najwyższe wartości spośród pozostałych

wariantów geometrycznych dla najniższego, średniego i maksymalnego zakresu mocy pompowania.

Biorąc pod uwagę efektywność cieplną przy stosunku liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej równym jedności, tj. $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} = 1$, należy zauważyć, że zwiększenie mocy pompowania prowadziło do obniżenia efektywności cieplnej, co jest widoczne we wszystkich badanych wariantach geometrycznych minikanałów. Najniższą wartość tego parametru odnotowano przy maksymalnej sumarycznej mocy pompowania dla minikanałów o wymiarach 2×2 mm. W zakresie najniższych mocy pompowania efektywność cieplna osiągała najwyższe wartości. Warianty minikanałów o wymiarach 1×1 mm oraz 2×1 mm wykazały się najwyższą efektywnością cieplną spośród pozostałych geometrii w całym zakresie sumarycznej mocy pompowania wynoszącą w przybliżeniu 50% przy najniższych mocach pompowania. Jednocześnie należy podkreślić, że przy maksymalnych mocach pompowania wartości efektywności cieplnej uzyskane we wszystkich wariantach geometrycznych nie wykazywały znaczących różnic i znajdowały się w orientacyjnym zakresie 20-25%. Na podstawie map izolinii efektywności cieplnej można wnioskować, że w odniesieniu do wszystkich badanych geometrii najwyższa efektywność cieplna uzyskiwana jest dla stosunku liczb Pécleta znajdującego się w zakresie $\frac{\mathrm{Pe_{h,mch}}}{\mathrm{Pe_{c,mch}}} = 1{,}8 \div 2{,}5$.

Analizując wskaźnik efektywności energetycznej stwierdzono, że we wszystkich badanych geometriach jego najwyższą wartość uzyskano przy najniższej mocy pompowania, a wraz ze wzrostem mocy pompowania efektywność energetyczna obniżała się znacząco. Efekt ten oznacza, że osiągnięcie wysokiej mocy cieplnej związane jest z nieproporcjonalnie większym nakładem energetycznym związanym z przepływem czynników. Dla minikanałów prostokątnych o wymiarach 1×2 mm uzyskano najwyższą efektywność energetyczną spośród wszystkich badanych wariantów, jednak przy wzroście mocy pompowania wskaźnik efektywności energetycznej nie osiągnął najwyższych wartości dla tego wariantu geometrycznego. Z kolei przy maksymalnej mocy pompowania we wszystkich wariantach geometrycznych efektywność energetyczna nie była znacząco odmienna.

Analizując wpływ kształtu przekroju poprzecznego na moc cieplną, współczynnik przenikania ciepła, moc pompowania, efektywność cieplną, efektywność energetyczną i cieplno-hydrauliczną należy stwierdzić, że dla minikanałów o kwadratowym przekroju

poprzecznym osiągnięto wyższy stopień intensyfikacji wymiany ciepła, wyrażony przez wyższą wartość współczynnika przenikania ciepła względem minikanałów o przekroju prostokątnym. Efekt ten był związany z osiągnięciem najmniejszej wartości średnicy hydraulicznej dla minikanałów o wymiarach 1×1 mm. Zwiększenie średnicy hydraulicznej minikanałów o przekroju kwadratowym wpłynęło na zmniejszenie intensywności wymiany ciepła i pozwoliło na uzyskanie mniejszych strat ciśnienia. Z kolei dla minikanałów o prostokątnym przekroju poprzecznym i wymiarach 2×1 mm w zakresie prowadzonych pomiarów uzyskano maksymalną moc cieplną, natomiast minikanały o wymiarach 1×2 mm charakteryzowały się korzystnymi wartościami efektywności energetycznej w zakresie małych mocy pompowania.

Pod względem orientacji przekroju poprzecznego względem kierunku przepływu należy stwierdzić, iż minikanały o prostokątnym przekroju poprzecznym, pomimo jednakowej średnicy hydraulicznej i ilości kanałów charakteryzowały się zróżnicowanymi wartościami parametrów cieplnych i przepływowych, co może wynikać z odmiennego rozkładu prędkości i temperatury w przekroju minikanałów oraz warunków wymiany ciepła na poszczególnych ściankach minikanałów. Z uwagi na złożony charakter opisywanej zależności wymagana jest dalsza analiza oparta o rozbudowane badania eksperymentalne i numeryczne.

Celem dodatkowym pracy było opracowanie modelu analitycznego wymiany ciepła w badanym wymienniku ciepła z minikanałami, uwzględniającego współczynnik przenikania ciepła oraz całkowity opór cieplny. Połączenie modelu analitycznego oraz badań eksperymentalnych wynikało z potrzeby określenia, w jakim stopniu zależności teoretyczne opisujące wymianę ciepła odwzorowują rzeczywiste warunki pracy badanego wymiennika. W opracowanym modelu analitycznym uwzględniono występowanie rozbiegu termicznego we wszystkich badanych wariantach geometrycznych oraz ogrzewanie minikanałów z trzech stron. W obszarze plenum wlotowego i wylotowego założono występowanie przepływów laminarnych z uwagi na wyznaczone wartości liczby Reynoldsa. Na podstawie otrzymanych wyników stwierdzono, że opracowany model analityczny prawidłowo odwzorowuje charakter zależności współczynnika przenikania ciepła oraz całkowitego oporu cieplnego od średniej liczby Pécleta dla wszystkich analizowanych geometrii kanałów, a dokładność dopasowania do danych eksperymentalnych jest uwarunkowana geometrią minikanału. Jako możliwe przyczyny zaistniałych rozbieżności można wskazać:

- Ograniczenia wynikające z zastosowanych korelacji na liczbę Nusselta w minikanałach oraz w plenum wlotowym i wylotowym. W modelu analitycznym przyjęto korelację liczby Nusselta dla obszaru plenum przy założeniu przepływu laminarnego oraz jednowymiarowego charakteru przepływu, podczas gdy rzeczywisty przepływ w tym obszarze ma charakter trójwymiarowy i obejmuje nagły napływ czynnika do kolektora oraz gwałtowną zmianę kierunku przepływu przed jego rozdziałem do równoległych minikanałów.
- Występowanie efektów wlotowych- model analityczny jest uproszczony i zakłada jednorodny rozkład prędkości i temperatury;
- Rzeczywiste warunki brzegowe. W odniesieniu do rzeczywistej geometrii oraz warunków pracy badanego wymiennika ciepła należy przyjąć, że teoretyczne warunki brzegowe w postaci stałej temperatury ścianki lub stałej gęstości strumienia ciepła nie są spełnione w sposób jednoznaczny, w związku z czym rzeczywiste warunki brzegowe należy traktować jako mieszane. Stała wartość temperatury zadanej na wlocie czynników roboczych nie zapewnia bowiem jednorodnego pola temperatury wewnątrz wymiennika, co wynika z obecności plenum oraz rozdziału strumienia pomiędzy kilka/kilkanaście równoległych minikanałów.
- Pominięcie wzdłużnego przewodzenia ciepła w ściankach wymiennika, które w rzeczywistym układzie może wpływać na lokalny rozkład temperatury.
- Rozwój warstwy przyściennej. Założenie jednoznacznie określonych warunków wlotowych nie jest w pełni adekwatne do rzeczywistych warunków przepływu, ponieważ dla części punktów pomiarowych wariantu z minikanałami o wymiarach 2×2 mm przepływ znajduje się w obszarze rozbiegu hydraulicznego.

Dodatkowym celem pracy było wskazanie możliwości identyfikacji wariantu geometrycznego dla którego uzyskano najbardziej korzystne zestawienie parametrów cieplnych i przepływowych. Na podstawie uzyskanych wyników należy stwierdzić, iż w zakresie parametrów ustalonych w prowadzonych pomiarach eksperymentalnych i dla przyjętych kryteriów oceny stwierdzono brak możliwości wyraźnego i jednoznacznego wskazania wariantu geometrycznego charakteryzującego się jednocześnie wysoką mocą cieplną, współczynnikiem przenikania ciepła i efektywnością cieplną przy niskich oporach przepływu i mocach pompowania. Jednoznaczna identyfikacja wariantu geometrycznego zapewniającego najbardziej korzystny kompromis pomiędzy parametrami cieplnymi, przepływowymi oraz nakładami energetycznymi niezbędnymi

do realizacji przepływu nie jest możliwa z uwagi na brak spójnej i uporządkowanej zależności pomiędzy wartościami analizowanych parametrów dla badanych wariantów geometrycznych minikanałów. Wybór geometrii najbardziej korzystniej z punktu widzenia kompromisu cieplno-hydrauliczno-energetycznego uzależniony jest od kryterium względem którego ocena jest prowadzona i stanowi wynik wzajemnego oddziaływania wielu czynników. Oznacza to, że kompleksowa ocena właściwości eksploatacyjnych wymiennika ciepła wymaga jednoczesnego uwzględnienia wielu parametrów, a wskazanie wariantu optymalnego wymaga dalszych badań i analiz z zastosowaniem jednoznacznie zdefiniowanych kryteriów oceny.

Uwzględniając cechy konstrukcyjne opracowanego prototypu wymiennika ciepła, w szczególności jego prostotę wykonania, kompaktowość i minimalizm konstrukcyjny należy podkreślić, że w odniesieniu do skali wymiarowej urządzenia badany wymiennik ciepła z minikanałami charakteryzował się bardzo wysokimi wartościami mocy cieplnej i współczynnika przenikania ciepła przy jednocześnie relatywnie niskich oporach przepływu. Otrzymane wyniki w połączeniu ze stosunkowo prostą i kompaktową konstrukcją pozwalają uznać opracowane rozwiązanie za perspektywiczne w kontekście zastosowań wymagających wysokiej intensywności wymiany ciepła przy niewielkich gabarytach urządzenia. Dodatkowo opracowane rozwiązanie może stanowić konkurencyjną alternatywę dla wybranych konstrukcji wymienników ciepła z mikrokanałami, przy czym bezpośrednie porównanie wymaga uwzględnienia warunków pracy i parametrów konstrukcyjnych.

Wyniki przedstawione w niniejszej pracy mogą być użyteczne w zakresie wskazania i doboru parametrów pracy zapewniających korzystny kompromis pomiędzy uzyskiwanym efektem cieplnym, wymaganiami hydraulicznymi i nakładami energetycznymi związanymi z realizacją przepływu w wymiennikach ciepła z prostymi minikanałami o przekroju kwadratowym i prostokątnym.

Perspektywy i kierunki dalszych badań:

- badania numeryczne linii prądu oraz profilu prędkości i temperatury w minikanałach oraz w badanym wymienniku ciepła w celu wizualizacji struktury przepływu w obszarze wlotu i wylotu do minikanałów i w samych minikanałach oraz w celu uzupełnienia i porównania danych eksperymentalnych;

- opracowanie rozwiązań konstrukcyjnych i kontynuacja badań eksperymentalnych minikanałów o innowacyjnych kształtach i przekrojach, w tym minikanałów sekcyjnych o skokowo zmiennej geometrii;
- opracowanie wariantów geometrycznych z uwzględnieniem innych kształtów plenum wlotowego i wylotowego oraz odmiennej organizacji przepływu przez wymiennik dla osiągnięcia mniejszych oporów przepływu, ograniczenia obszarów stagnacji przepływu i zapewnienie równomierności rozkładu prędkości w minikanałach;
- analiza wpływu innych parametrów na charakterystyki cieplne i przepływowe, w tym kształtu, długości, chropowatości ścian minikanałów;
- badania eksperymentalne z uwzględnieniem innych czynników roboczych.

7. LITERATURA

[1] Dixit T., Ghosh I.: Review of micro- and mini-channel heat sinks and heat exchangers for single phase fluids, Renewable and Sustainable Energy Reviews 41 (2015) 1298-1311

[2] Kandlikar S.G., Garimella S., Li D., Colin S., King M.R.: Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels, Elsevier, Kidlington, Oxford, United Kingdom (2006)

[3] Mortean M.V.V., Paiva K.V., Mantelli M.B.H.: Diffusion bonded cross-flow compact heat exchangers: theoretical predictions and experiments. International Journal of Thermal Sciences 110 (2016) 285-298

[4] Kandlikar S.G., Grande W.J.: Evolution of microchannel flow passages: thermo-hydraulic performance and fabrication technology, Proceedings of IMECE2002 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, New Orleans, Louisiana 2002

[5] Mehendale SS., Jacobi AM., Shah RK.: Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design, Applied Mechanics Review vol 53, no 7, July 2000

[6] D. B. Tuckerman and R. F. W. Pease, "High-Performance Heat Sinking for VLSI," IEEE Electron Device Letters, Vol. 2, No. 5, 1981, pp. 126-129. doi:10.1109/EDL.1981.25367

[7] Ohadi M., Choo K., Dessiatoun S., Cetegen E.: Next generatio microchannel heat exchangers. SpringerBriefs in Applied Sciences and Technology. Thermal Engineering and Applied Science, DOI: 10.1007/978-1-4614-0779-9

[8] Fan, Y., & Luo, L. (2008). Recent applications of advances in microchannel heat exchangers and multi-scale design optimization. *Heat Transfer Engineering*, *29*(5), 461-474.

[9] Wiśniewski, S., Wiśniewski, T. S.: (2017). *Wymiana ciepła*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne.

[10] Rybiński W.: Zagadnienia cieplno-przepływowe rekuperatorów z minikanałami dla obiegu ORC- rozprawa doktorska, Gdańsk 2016

[11] Wilk J.: Investigation of heat transfer in short minichannels. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 2013

[12] Shah R.K., London A.L. (1978). *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*. Academic Press, New York.

[13] Agarwal, G., Moharana, M. K., & Khandekar, S. (2010, January). Thermo-hydrodynamics of developing flow in a rectangular mini-channel array. In *Conference Thermo-hydrodynamics of developing flow in a rectangular mini-channel array* (pp. 1342-9).

[14] Lee, P. S., Garimella, S. V., & Liu, D. (2005). Investigation of heat transfer in rectangular microchannels. *International journal of heat and mass transfer*, *48*(9), 1688-1704.

[15] Jung, J. Y., & Kwak, H. Y. (2008). Fluid flow and heat transfer in microchannels with rectangular cross section. *Heat and Mass Transfer*, *44*, 1041-1049.

[16] Wang, B. X., & Peng, X. F. (1994). Experimental investigation on liquid forced-convection heat transfer through microchannels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *37*, 73-82.

[17] Harms, T. M., Kazmierczak, M. J., & Gerner, F. M. (1999). Developing convective heat transfer in deep rectangular microchannels. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, *20*(2), 149-157.

[18] Rahman, M. M. (2000). Measurements of heat transfer in microchannel heat sinks. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *27*(4), 495-506.

[19] Peng, X. F., Peterson, G. P., & Wang, B. X. (1994). Frictional flow characteristics of water flowing through rectangular microchannels. *Experimental Heat Transfer An International Journal*, *7*(4), 249-264.

[20] Wilk, J., Grosicki, S., & Smusz, R. (2022). Mass/Heat Transfer Analogy Method in the Research on Convective Fluid Flow through a System of Long Square Mini-Channels. *Materials*, *15*(13), 4617.

[21] Sun, R., Song, G., Zhang, D., Deng, J., Su, G. H., Kulacki, F. A., ... & Qiu, S. (2020). Experimental study of single-phase flow and heat transfer in rectangular channels under uniform and non-uniform heating. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *114*, 110055.

[22] Warrier, G. R., Dhir, V. K., & Momoda, L. A. (2002). Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *26*(1), 53-64.

[23] Morini, G. L. (2004). Single-phase convective heat transfer in microchannels: a review of experimental results. *International journal of thermal sciences*, *43*(7), 631-651.

[24] Hetsroni, G., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., & Yarin, L. P. (2005). Heat transfer in micro-channels: Comparison of experiments with theory and numerical results. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *48*(25-26), 5580-5601.

[25] Hetsroni, G., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., & Yarin, L. P. (2005). Fluid flow in micro-channels. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *48*(10), 1982-1998

[26] Palm, B. (2001). Heat transfer in microchannels. *Microscale Thermophysical Engineering*, *5*(3), 155-175

[27] Adham, A. M., Mohd-Ghazali, N., & Ahmad, R. (2013). Thermal and hydrodynamic analysis of microchannel heat sinks: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *21*, 614-622.

[28] Tychanicz-Kwiecień, M. K., & Rybiński, W. R. (2024). Experimental and statistical determination of thermal characteristics of the special design minichannel heat exchanger. *Archives of Thermodynamics*, 63-71

[29] Wajs, J., Mikielewicz, D., & Fornalik-Wajs, E. (2016, September). Thermal performance of a prototype plate heat exchanger with minichannels under boiling conditions. In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 745, No. 3, p. 032063). IOP Publishing

[30] Kandlikar, S. G., & Steinke, M. E. (2005). Single-phase liquid heat transfer in microchannels. *ASME ICMM*, *75071*, 667-677.

[31] Glazar V., Frankovic B., Trp A.: Experimental and numerical study of the compact heat exchanger with different microchannel shapes. International Journal of Refrigeration 51 (2015) 144-153

[32] Tulukkanam K.: Heat Exchanger Design Handbook, 2nd ed., CRC Press, New York, 2013

[33] Kakaç S., Liu H.: Heat exchangers: selection, rating and thermal design. 2nd ed. CRC Press LLC 2002

[34] Kuppan T.: Heat Exchanger Design Handbook, Marcel Dekker Inc. New York 2000

[35] Omidbakhsh Amiri, E., & Ghasemi Ahmad Chali, M. (2020). Numerical studies of flow and temperature distribution in a micro-heat exchanger. *Arabian Journal for Science and Engineering*, *45*(9), 7667-7675. 5

[36] Klugman M., Dąbrowski P., Mikielewicz D.: Pressure drop related to flow maldistribution in a model of minichannel plate heat exchanger. Archives of Thermodynamics Vol. 39(2018), No. 2, 123-146, DOI: 10.1515/aoter-2018-001

[37] Dąbrowski P., Klugman M., Mikielewicz D.: Selected studies of flow maldistribution in a minichannel plate heat exchanger. Archives of Thermodynamics Vol. 38(2017), No. 3, 135-148, DOI: 10.1515/aoter-2017-0020

[38] Dutkowski K.: Single phase pressure drop in minichannels. Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery, No. 121, 2008, 17-32

[39] Siddiqui, O. K., & Zubair, S. M. (2017). Efficient energy utilization through proper design of microchannel heat exchanger manifolds: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *74*, 969-1002

[40] Moharana, M. K., Agarwal, G., & Khandekar, S. (2011). Axial conduction in single-phase simultaneously developing flow in a rectangular mini-channel array. *International Journal of Thermal Sciences*, *50*(6), 1001-1012

[41] Mei, F., Parida, P. R., Jiang, J., Meng, W. J., & Ekkad, S. V. (2008). Fabrication, assembly, and testing of Cu-and Al-based microchannel heat exchangers. *Journal of Microelectromechanical systems*, *17*(4), 869-881

[42] Awais M., Bhuiyan A.A.: Heat and mass transfer for compact heat exchanger (CHXs) design: A state-of-the-art review. International Journal of Heat and Mass Transfer 127 (2018) 359-380

[43] Ho C.J., Po-Chieh Chang, Wei-Mon Yan, Pouria Amani: Thermal and hydrodynamic characteristics of divergent rectangular minichannels heat sinks, International Journal of Heat and Mass Transfer 122 (2018) 264-274

[44] Swift, Gregory W., Albert Migliori, and John C. Wheatley. "Microchannel crossflow fluid heat exchanger and method for its fabrication." U.S. Patent No. 4,516,632. 14 May 1985

[45] D. Khovalyg, P.S. Hrnjak, A.M. Jacobi: Heat flux variation between neighboring channels in compact minichannels heat exchangers, Applied Thermal Engineering 135 (2018) 418-434

[46] Wajs, J., Mikielewicz, D., & Jakubowska, B. (2018). Performance of the domestic micro ORC equipped with the shell-and-tube condenser with minichannels. *Energy*, *157*, 853-861

[47] Ünverdi, M., Kücük, H., & Yılmaz, M. S. (2019). Experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a mini-channel shell and tube heat exchanger. *Heat and Mass Transfer*, *55*, 1271-1286

[48] Kücük, H., Ünverdi, M., & Yılmaz, M. S. (2019). Experimental investigation of shell side heat transfer and pressure drop in a mini-channel shell and tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *143*, 118493.

[49] Yılmaz, M. S., Ünverdi, M., Kücük, H., Akcakale, N., & Halıcı, F. (2022). Enhancement of heat transfer in shell and tube heat exchanger using mini-channels and nanofluids: an experimental study. *International Journal of Thermal Sciences*, *179*, 107664.

[50] Kücük, H. (2023). The effect of minichannels on the overall heat transfer coefficient and pressure drop of a shell and tube heat exchanger: experimental performance comparison. *International Journal of Thermal Sciences*, *188*, 108217

[51] Ray, D. R., Das, D. K., & Vajjha, R. S. (2014). Experimental and numerical investigations of nanofluids performance in a compact minichannel plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *71*, 732-746

[52] Wajs, J., Kura, T., Mikielewicz, D., Fornalik-Wajs, E., & Mikielewicz, J. (2022). Numerical analysis of high temperature minichannel heat exchanger for recuperative microturbine system. *Energy*, *238*, 121683

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

[54] Cao, H., Chen, G., & Yuan, Q. (2009). Testing and design of a microchannel heat exchanger with multiple plates. *Industrial & engineering chemistry research*, *48*(9), 4535-4541.

[55] Mortean M.V.V., Cisterna L.H.R., Paiva K.V., Mantelli M.B.H.: Development of diffusion welded compact heat exchanger technology. Applied Thermal Engineering 93 (2016) 995-1005

[56] Sabharwall P., Clark D.E., Mizia R.E., Glazoff M.V., McKellar M.G.: Diffusion-Welded Microchannel Heat Exchanger for Industrial Processes. Journal of Thermal Science and Engineering Applications, March 2013, Vol. 5

[57] Harris, C., Despa, M., & Kelly, K. (2000). Design and fabrication of a cross flow micro heat exchanger. *Journal of Microelectromechanical Systems*, *9*(4), 502-508.

[58] Hamdi E. Ahmed, Salman B.H., Kherbeet A.Sh., Ahmed M.I.: Optimization of thermal design of heat sinks: A review, International Journal of Heat and Mass Transfer 118 (2018) 129-153

[59] Mousa, M. H., Miljkovic, N., & Nawaz, K. (2021). Review of heat transfer enhancement techniques for single phase flows. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *137*, 110566

[60] Mikielewicz, Dariusz, et al. "Methods of heat transfer intensification in application to mini and micro heat exchangers." *THMT-12. Proceedings of the Seventh International Symposium On Turbulence Heat and Mass Transfer*. Begel House Inc., 2012

[61] Steinke M.E., Kandlikar S.G.: Single-phase heat transfer enhancement techniques in microchannel and minichannels flows, ASME 2nd International Conference on Microchannels and Minichannels, Rochester, New York, USA, June 17-19, 2004, ISBN: 0-7918-4164-2

[62] Klugmann, M., Dąbrowski, P., & Mikielewicz, D. (2020). Flow distribution and heat transfer in minigap and minichannel heat exchangers during flow boiling. *Applied Thermal Engineering*, *181*, 116034.

[63] Garcia, J. C. S., Tanaka, H., Giannetti, N., Sei, Y., Saito, K., Houfuku, M., & Takafuji, R. (2022). Multiobjective geometry optimization of microchannel heat exchanger using real-coded genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, *202*, 117821.

[64] Rastan, H., Abdi, A., Hamawandi, B., Ignatowicz, M., Meyer, J. P., & Palm, B. (2020). Heat transfer study of enhanced additively manufactured minichannel heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *161*, 120271.

[65] Ismail, M., Fartaj, A., & Karimi, M. (2013). Numerical investigation on heat transfer and fluid flow behaviors of viscous fluids in a minichannel heat exchanger. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, *64*(1), 1-29.

[66] Yao, Y., Liu, H. L., Guo, X., Xie, G., & Shao, X. D. (2023). Numerical and experimental investigations of the heat transfer and fatigue life of a new W-type mini microchannel heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *212*, 124293.

[67] Zhang J., Diao Y., Zhao Y., Zhang Y.: An experimental investigation of heat transfer enhancement in minichannels: Combination of nanofluid and micro fin structure techniques, Experimental Thermal and Fluid Science 81 (2017) 21-32

[68] Awais, A. A., & Kim, M. H. (2020). Experimental and numerical study on the performance of a minichannel heat sink with different header geometries using nanofluids. *Applied Thermal Engineering*, *171*, 115125.

[69] Al-Asadi, M. T., Mohammed, H. A., & Wilson, M. C. (2022). Heat transfer characteristics of conventional fluids and nanofluids in micro-channels with vortex generators: a review. *Energies*, *15*(3), 1245

[70] Wu Z., Sundén B.: On further enhancement of single-phase and flow boiling heat transfer in micro/minichannels, Renewable and Sustainable Energy Reviews 40 (2014) 11-27

[71] Davide Del Col, Matteo Bortolato, Stefano Bortolin: Comprehensive experimental investigation of two-phase heat transfer and pressure drop with propane in a minichannels, International Journal of Refrigeration 47 (2014) 66-84

[72] Hou, Q., Xuan, Y., Lian, W., Xu, Y., & Ma, Y. (2023). A novel approach for suppressing flow maldistribution in mini-channel heat exchangers. *International Journal of Thermal Sciences*, *184*, 108020

[73] Dang, T., & Teng, J. T. (2010, May). Effect of the substrate thickness of counter-flow microchannel heat exchangers on the heat transfer behaviors. In *2010 International Symposium on Computer, Communication, Control and Automation (3CA)* (Vol. 2, pp. 17-20). IEEE.

[74] Dang, T., Teng, J. T., & Chu, J. C. (2010). Effect of flow arrangement on the heat transfer behaviors of a microchannel heat exchanger. In *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists* (Vol. 3).

[75] Dang, T., Teng, J. T., Chu, J. C., Xu, T., Huang, S., Jin, S., & Zheng, J. (2012). Single-phase heat transfer and fluid flow phenomena of microchannel heat exchangers. *Heat Exchangers: Basics Design Applications*, 249

[76] Dang, T., Teng, J. T., & Chu, J. C. (2010). A study on the simulation and experiment of a microchannel counter-flow heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, *30*(14-15), 2163-2172

[77] Dang, T., & Teng, J. T. (2011). The effects of configurations on the performance of microchannel counter-flow heat exchangers–An experimental study. *Applied Thermal Engineering*, *31*(17-18), 3946-3955

[78] Dang, T., & Teng, J. T. (2011). Comparisons of the heat transfer and pressure drop of the microchannel and minichannel heat exchangers. *Heat and mass transfer*, *47*, 1311-1322.

[79] García-Hernando, N., Acosta-Iborra, A., Ruiz-Rivas, U., & Izquierdo, M. (2009). Experimental investigation of fluid flow and heat transfer in a single-phase liquid flow micro-heat exchanger. *International journal of heat and mass transfer*, *52*(23-24), 5433-5446.

[80] Tychanicz-Kwiecień, M., & Gil, P. (2024). Experimental investigation of thermal and flow characteristics of a prototype minichannel heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *231*, 125825.

[81] Portha, J. F., Henry, G., Père-Gigante, A., & Commenge, J. M. (2020). Experimental Characterization of a Compact Milli-Channel Heat Exchanger for Liquid–Liquid Heat Transfer. *Heat Transfer Engineering*, *41*(22), 1869-1884.

[82] Yang, Y., Gerken, I., Brandner, J. J., & Morini, G. L. (2014). Design and experimental investigation of a gas-to-gas counter-flow micro heat exchanger. *Experimental Heat Transfer*, *27*(4), 340-359.

[83] Zhang, Y., & Pan, M. (2021). Impact of N-Structure Geometry on Heat Transfer in a Microchannel Heat Exchanger. *Chemical Engineering & Technology*, *44*(4), 690-697

[84] Ling, W., Zhou, W., Yu, W., Zhou, F., Chen, J., & Hui, K. S. (2018). Experimental investigation on thermal and hydraulic performance of microchannels with interlaced configuration. *Energy Conversion and Management*, *174*, 439-452.

[85] Pan, M., Wang, H., Zhong, Y., Hu, M., Zhou, X., Dong, G., & Huang, P. (2019). Experimental investigation of the heat transfer performance of microchannel heat exchangers with fan-shaped cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *134*, 1199-1208.

[86] Alm, B., Imke, U., Knitter, R., Schygulla, U., & Zimmermann, S. (2008). Testing and simulation of ceramic micro heat exchangers. *Chemical Engineering Journal*, *135*, S179-S184.

[87] Zhou, F., Zhou, W., Qiu, Q., Yu, W., & Chu, X. (2018). Investigation of fluid flow and heat transfer characteristics of parallel flow double-layer microchannel heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, *137*, 616-631.

[88] Zhou, F., Ling, W., Zhou, W., Qiu, Q., & Chu, X. (2019). Heat transfer characteristics of Cu-based microchannel heat exchanger fabricated by multi-blade milling process. *International Journal of Thermal Sciences*, *138*, 559-575.

[89] Kee, R. J., Almand, B. B., Blasi, J. M., Rosen, B. L., Hartmann, M., Sullivan, N. P., ... & Martin, J. L. (2011). The design, fabrication, and evaluation of a ceramic counter-flow microchannel heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, *31*(11-12), 2004-2012.

[90] KOYAMA, K.; ASAKO, Y. Heat Exchange Characteristics of a Gas-Gas Counterflow Microchannel Heat Exchanger. In: *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. 2008. p. 1373-1379.

[91] YANG, Yahui; BRANDNER, Juergen J.; MORINI, Gian Luca. Hydraulic and thermal design of a gas microchannel heat exchanger. In: *Journal of Physics: Conference Series*. IOP Publishing, 2012. p. 012023.

[92] Kang, S. W., & Tseng, S. C. (2007). Analysis of effectiveness and pressure drop in micro cross-flow heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, *27*(5-6), 877-885.

[93] Kell G.S.: Density, Thermal Expansivity and Compressibility of Liquid Water from 0°C to 150°C: Correlations and Tables for Atmospheric Pressure and Saturation Reviewed and Expressed on 1968 Temperature Scale, Journal of Chemical and Engineering Data, Vol. 20, No. 1, 1975

[94] EA-4/02 M: 2013 Wyznaczanie niepewności pomiaru przy wzorcowaniu (EA-4/02 Evaluation of the Uncertainty of Measurement in Calibration; September 2013 rev01)

[95] Holman, J. P. (1971). *Experimental methods for engineers*. McGraw-Hill.

[96] Taylor, J. R. (2011). Wstęp do analizy błędu pomiarowego.

[97] Cengel, Y. A. (1998). Heat transfer: a practical approach. WBC McGraw-Hill

[98] Grzebielec, A., & Rusowicz, A. (2012). Efektywność wymienników przy rekuperacji ciepła w wentylacji i klimatyzacji. *Aparatura Badawcza i Dydaktyczna*, *17*(2).

[99] Sikora R., Bociąga E.: Podobieństwo przepływów tworzyw polimerowych w kanałach narzędzi przetwórczych. *Polimery*, 2003, 48.11-12: 253-257.

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

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

[102] Sparrow, E. M. (1955). Analysis of laminar forced-convection heat transfer in entrance region of flat rectangular ducts (No. NACA-TN-3331).

[103] Lee, P. S., & Garimella, S. V. (2006). Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios. International Journal of heat and mass transfer, 49(17-18), 3060-3067.

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

[105] Ahmed, H. E., & Ahmed, M. I. (2015). Optimum thermal design of triangular, trapezoidal and rectangular grooved microchannel heat sinks. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, *66*, 47-57.

Politechnika Rzeszowska
Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa
Zakład Termodynamiki

Rzeszów, 2026

STRESZCZENIE

Wpływ geometrii kompaktowego wymiennika ciepła z minikanałami na jego charakterystyki cieplne i przepływowe

Autor: mgr inż. Maria Tychanicz-Kwiecień
Promotor: dr hab. inż. Joanna Wilk
Promotor pomocniczy: dr hab. inż. Paweł Gil
słowa kluczowe: wymiennik ciepła, minikanały, charakterystyki cieplne, badania eksperymentalne, model analityczny

Celem pracy było określenie wpływu geometrii minikanałów, obejmującej ich wymiary, kształt oraz orientację przekroju poprzecznego względem powierzchni wymiany ciepła, na charakterystyki cieplne i przepływowe kompaktowego wymiennika ciepła oraz określenie zależności pomiędzy uzyskiwanym efektem cieplnym a nakładami energetycznymi związanymi z przepływem czynników roboczych. Dodatkowym celem było określenie możliwości wskazania wariantu geometrycznego zapewniającego korzystny kompromis pomiędzy parametrami cieplnymi, przepływowymi i energetycznymi.

Opracowano i wykonano prototyp jednopłytkowego, modułowego wymiennika ciepła z prostymi minikanałami oraz dwoma parami plenum wlotowych i wylotowych. Badaniom poddano cztery warianty geometryczne minikanałów: o przekroju kwadratowym i wymiarach 1x1 mm i 2x2 mm oraz o przekroju prostokątnym i wymiarach 1x2 mm i 2x1 mm. Warianty prostokątne charakteryzowały się taką samą średnicą hydrauliczną, lecz odmienną orientacją przekroju poprzecznego względem kierunku przepływu. W celu ograniczenia wpływu czynników innych niż geometria minikanałów zachowano jednakową długość kanałów oraz wymiary gabarytowe elementów konstrukcyjnych wymiennika. Zbudowano stanowisko pomiarowe umożliwiające eksperymentalne wyznaczanie parametrów cieplnych i przepływowych wymiennika. Badania przeprowadzono przy zbliżonych wartościach liczb Pécleta po stronie gorącej i zimnej. Liczbę Pécleta wykorzystano jako bezwymiarowy parametr umożliwiający porównanie warunków przepływu i wymiany ciepła dla badanych geometrii. Wyznaczono moc cieplną, współczynnik przenikania ciepła, spadki ciśnienia, moc pompowania, liczby Reynoldsa, Pécleta i Graetza oraz efektywność cieplną i wskaźniki efektywności energetycznej i cieplno-hydraulicznej wymiennika. Przeprowadzono również analizę zależności uzyskiwanego efektu cieplnego od

sumarycznej mocy pompowania oraz od parametrów bezwymiarowych charakteryzujących warunki przepływu.

Opracowano model analityczny wymiany ciepła obejmujący obszar plenum wlotowych i wylotowych oraz minikanały z trzema ogrzewanymi ściankami. Na podstawie modelu wyznaczono całkowity opór cieplny oraz współczynnik przenikania ciepła, a następnie porównano je z wartościami uzyskanymi eksperymentalnie. Stwierdzono, że model prawidłowo odwzorowuje charakter zależności analizowanych parametrów od średniej liczby Pécleta dla wszystkich badanych geometrii, przy czym dokładność dopasowania zależy od geometrii minikanału. Za możliwe źródła rozbieżności pomiędzy wynikami analitycznymi i eksperymentalnymi uznano ograniczenia zastosowanych korelacji liczby Nusselta, efekty wlotowe, niejednorodność rzeczywistych warunków brzegowych oraz rozwój warstwy przyściennej.

Na podstawie przeprowadzonej analizy nie stwierdzono możliwości jednoznacznego wskazania jednego wariantu geometrycznego, który zapewniałby jednocześnie najwyższą moc cieplną, współczynnik przenikania ciepła i efektywność cieplną przy niskich stratach ciśnienia i małej mocy pompowania. Stwierdzono, że ocena kompromisu cieplno-hydrauliczno-energetycznego poszczególnych wariantów zależała od przyjętego kryterium, co wskazuje na wielokryterialny charakter doboru geometrii minikanałów. Uwzględnienie cech konstrukcyjnych prototypu wykazało natomiast, że opracowany wymiennik, charakteryzujący się prostą i kompaktową konstrukcją, umożliwia uzyskanie wysokiej intensywności wymiany ciepła przy relatywnie niskich oporach przepływu. Opracowane rozwiązanie może zatem stanowić perspektywiczną konstrukcję kompaktowego wymiennika ciepła, przy czym jego bezpośrednie porównanie z innymi rozwiązaniami wymaga uwzględnienia warunków pracy oraz parametrów konstrukcyjnych analizowanych urządzeń.

Rzeszów University of Technology
The Faculty of Mechanical Engineering and Aeronautics
Department of Thermodynamics

Rzeszów, 2026

ABSTRACT

The effect of minichannel geometry on the thermal and flow of a compact minichannel heat exchanger

Author: mgr inż. Maria Tychanicz-Kwiecień
Supervisor: dr hab. inż. Joanna Wilk
Co-supervisor: dr hab. inż. Paweł Gil
Keywords: heat exchanger, minichannels, thermal and flow characteristics, experimental measurements, analytical model

The aim of this study was to determine the effect of minichannel geometry, including channel dimensions, cross-sectional shape, and cross-sectional orientation relative to the heat transfer surface area, on the thermal and flow characteristics of a compact minichannel heat exchanger, and to establish the relationship between the thermal effect achieved and the energy required to drive the working fluids. An additional objective was to assess the possibility of the identification of a geometric configuration offering an optimal compromise between thermal, flow and performance index parameters.

A prototype of a single-plate minichannel heat exchanger of modular construction incorporating straight minichannels and two pairs of inlet and outlet plenums was designed and manufactured. Four variants of minichannel geometries were investigated: two variants of square cross-sections with dimensions of 1x1 mm and 2x2 mm, and 2 variants of rectangular cross-sections with dimensions of 1x2 mm and 2x1 mm. The rectangular configurations had the same hydraulic diameter with distinct orientation of their cross-sections relative to the flow direction. In order to minimize the influence of factors other than minichannel geometry, the channel length and the overall dimensions of the heat exchanger components were kept constant. An experimental test stand was constructed and validated to determine the thermal and flow parameters of the heat exchanger. The heat transfer rates, overall heat transfer coefficients, pressure drops, pumping powers, Reynolds, Péclet, and Graetz numbers, effectiveness, and thermal and hydrodynamic performance parameters were determined. The experimental results were presented for approximate Péclet numbers on the hot and cold sides of the investigated heat exchanger in order to compare flow and heat-transfer conditions across the investigated minichannel geometries.

An analytical heat transfer model was developed altogether for the inlet and outlet plenums and the minichannels regions. The model was developed according to the assumptions of three-sided heating in minichannels and thermally developing flow conditions. The total thermal resistance and the overall heat transfer coefficient were

determined analytically and compared with experimental results. From the comparison it was revealed that the analytical model correctly projected the experimental result trends for all investigated geometries and the degree of fit depended on the minichannel geometry. The occurred discrepancies between results obtained experimentally and analytically may arise from the limitations of the used Nusselt number correlations, the influence of entrance effects, non-uniformities in assumed boundary conditions as well as the development of the hydrodynamic and thermal boundary layers.

The conducted analysis demonstrated that no single geometric configuration could be explicitly identified as providing the highest heat transfer rate, overall heat transfer coefficient, and thermal effectiveness, while maintaining low pressure drops and low pumping power. The minichannel geometry selection is a multi-objective optimization problem and the assessment of the balance of thermo-hydraulic and energy-related parameters depend on the adopted evaluation criterion. Nevertheless, when considering the structural features of investigated prototype it was proven that the developed minichannel heat exchanger is characterized by simple and compact design, significant heat transfer intensification and relatively low flow resistance. Therefore, the proposed design of minichannel heat exchanger may provide a promising solution in the field of compact heat exchangers, however, direct comparison with other geometries require the consideration of design constraints and operating conditions.

ZAŁĄCZNIK

Tabela 6. Wyniki pomiarów i obliczeń dla czterech wariantów geometrycznych minikanałów przy zbliżonych liczbach Pécleta po stronie gorącej i zimnej

Minikanały kwadratowe o wymiarach 1x1 mm								
$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	Δp_c [kPa]	Δp_h [kPa]	$\dot{V}_c$ [l/min]	$\dot{V}_h$ [l/min]	$\dot{Q}$ [W]
68,17	56,35	20,824	32,914	6,52	6,28	0,927	0,991	790,9
68,06	55,93	20,888	33,075	5,92	6,28	0,843	0,897	729,7
67,39	55,61	20,999	32,925	4,90	5,22	0,723	0,778	613,5
67,52	55,14	20,997	33,279	3,69	3,75	0,602	0,626	522,9
67,26	54,08	21,28	34,513	2,55	2,56	0,475	0,506	447,2
67,3	52,88	21,475	36,169	1,81	1,71	0,354	0,382	369,7
66,55	48,88	21,547	38,128	1,05	0,93	0,233	0,237	278,4
64,57	43,18	21,046	42,575	0,47	0,45	0,134	0,128	194,9
U $[\frac{W}{m^2K}]$	Ω [W]	$Re_{c,mch}$	$Re_{h,mch}$	$Pe_{c,mch}$	$Pe_{h,mch}$	Gz_{avg}	η*	η $[\frac{1}{Pa}]$
3060	0,205	1061	2091	6192	6068	61	3864	$2{,}03 \cdot 10^{-5}$
2854	0,177	966	1886	5625	5496	56	4115	$2{,}17 \cdot 10^{-5}$
2432	0,127	829	1623	4824	4768	48	4836	$2{,}61 \cdot 10^{-5}$
2094	0,076	693	1304	4015	3842	39	6853	$3{,}62 \cdot 10^{-5}$
1868	0,042	556	1043	3162	3104	31	10674	$5{,}77 \cdot 10^{-5}$
1619	0,022	423	780	2351	2345	23	17089	$9{,}32 \cdot 10^{-5}$
1367	0,008	285	469	1543	1463	15	35690	$19{,}3 \cdot 10^{-5}$
1210	0,002	171	239	884	796	8	95181	$54{,}2 \cdot 10^{-5}$

Minikanały kwadratowe o wymiarach 2x2 mm								
$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	Δp_c [kPa]	Δp_h [kPa]	$\dot{V}_c$ [l/min]	$\dot{V}_h$ [l/min]	$\dot{Q}$ [W]
68,16	59,83	21,11	30,04	4,28	6,28	1,116	1,162	677,4
68,04	59,63	21,31	30,35	2,88	6,24	0,963	1,016	595,2
67,82	59,31	21,40	30,37	1,84	4,87	0,818	0,872	509,0
67,68	58,93	21,57	30,59	0,87	3,82	0,647	0,702	413,4
67,73	58,53	21,51	31,89	0,28	2,94	0,492	0,557	352,9
67,51	57,32	21,85	33,53	0,008	2,37	0,355	0,408	286,5
67,01	55,01	22,28	36,48	0,009	1,99	0,206	0,262	209,2
U $[\frac{W}{m^2K}]$	Ω [W]	$Re_{c,mch}$	$Re_{h,mch}$	$Pe_{c,mch}$	$Pe_{h,mch}$	Gz_{avg}	η*	η $[\frac{1}{Pa}]$
2235	0,201	1172	2374	7070	6696	138	3365	$1{,}76 \cdot 10^{-5}$
1986	0,152	1017	2071	6095	5858	120	3914	$2{,}09 \cdot 10^{-5}$
1713	0,096	865	1771	5179	5030	102	5304	$2{,}88 \cdot 10^{-5}$
1408	0,054	687	1422	4091	4056	81	7617	$4{,}25 \cdot 10^{-5}$
1228	0,030	530	1124	3107	3215	63	11923	$6{,}95 \cdot 10^{-5}$
1046	0,016	391	815	2234	2360	46	17661	$10{,}7 \cdot 10^{-5}$
839	0,009	235	512	1288	1515	28	23995	$16{,}4 \cdot 10^{-5}$

Minikanały prostokątne o wymiarach 1x2 mm								
$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	Δp_c [kPa]	Δp_h [kPa]	$\dot{V}_c$ [l/min]	$\dot{V}_h$ [l/min]	$\dot{Q}$ [W]
68,19	58,23	20,5	29,76	6,52	5,74	1,089	1,117	731,9
68,11	58,57	20,74	30,61	5,51	5,74	0,964	1,117	695,8
68,21	58,20	20,87	31,22	4,14	4,52	0,818	0,966	625,6
67,82	55,87	20,99	31,33	3,13	2,40	0,673	0,677	519,3
67,29	54,002	21,06	32,11	2,04	1,62	0,525	0,531	443,9
67,15	52,82	21,19	33,70	1,25	1,03	0,406	0,408	377,4
66,58	49,51	21,33	36,48	0,65	0,57	0,260	0,261	290,3
64,90	42,58	21,39	39,10	0,26	0,21	0,134	0,128	181,4
U $[\frac{W}{m^2K}]$	Ω [W]	$Re_{c,mch}$	$Re_{h,mch}$	$Pe_{c,mch}$	$Pe_{h,mch}$	Gz_{avg}	η*	η $[\frac{1}{Pa}]$
2133	0,225	799	1593	4875	4552	63	3251	$1{,}66 \cdot 10^{-5}$
2050	0,196	716	1597	4311	4553	59	3554	$1{,}95 \cdot 10^{-5}$
1868	0,129	613	1378	3651	3937	51	4837	$2{,}69 \cdot 10^{-5}$
1615	0,062	505	947	3002	2767	38	8331	$4{,}31 \cdot 10^{-5}$
1447	0,032	398	729	2341	2172	30	13756	$7{,}19 \cdot 10^{-5}$
1287	0,015	314	556	1803	1674	23	24359	$12{,}82 \cdot 10^{-5}$
1106	0,005	207	346	1150	1074	15	54537	$29{,}13 \cdot 10^{-5}$
860	0,001	110	159	592	531	7	173505	$99{,}03 \cdot 10^{-5}$

Minikanały prostokątne o wymiarach 2x1 mm								
$T_{h,in}$ [°C]	$T_{h,out}$ [°C]	$T_{c,in}$ [°C]	$T_{c,out}$ [°C]	Δp_c [kPa]	Δp_h [kPa]	$\dot{V}_c$ [l/min]	$\dot{V}_h$ [l/min]	$\dot{Q}$ [W]
68,18	57,33	20,78	31,84	6,52	5,45	1,065	1,117	824,2
68,1	57,12	20,91	32,44	6,52	4,46	0,944	0,991	750,9
68,07	56,64	20,95	32,89	5,66	3,48	0,817	0,872	680,4
67,90	56,11	20,92	33,82	4,48	2,72	0,697	0,752	616,4
67,62	55,24	21,1	35,24	3,45	1,97	0,550	0,626	536,0
67,35	53,74	21,19	36,81	2,91	1,41	0,430	0,479	456,7
67,49	52,83	21,45	39,67	2,27	0,93	0,303	0,381	383,2
66,27	45,09	21,8	44,68	1,68	0,32	0,157	0,154	237,5
U $[\frac{W}{m^2K}]$	Ω [W]	$Re_{c,mch}$	$Re_{h,mch}$	$Pe_{c,mch}$	$Pe_{h,mch}$	Gz_{avg}	η*	η $[\frac{1}{Pa}]$
2067	0,217	802	1583	4750	4556	62	3791	$1{,}97 \cdot 10^{-5}$
1910	0,176	717	1401	4203	4042	55	4257	$2{,}21 \cdot 10^{-5}$
1755	0,128	624	1228	3637	3557	48	5321	$2{,}78 \cdot 10^{-5}$
1626	0,086	538	1054	3098	3072	41	7141	$3{,}77 \cdot 10^{-5}$
1473	0,052	432	870	2439	2559	33	10254	$5{,}58 \cdot 10^{-5}$
1323	0,032	343	657	1900	1960	26	14206	$7{,}69 \cdot 10^{-5}$
1185	0,017	250	520	1332	1561	19	21986	$12{,}4 \cdot 10^{-5}$
967	0,005	138	197	687	637	9	45038	$24{,}95 \cdot 10^{-5}$