

POLITECHNIKA KRAKOWSKA
im. Tadeusza Kościuszki
WYDZIAŁ INŻYNIERII ŚRODOWISKA I ENERGETYKI
Katedra Energetyki

ROZPRAWA DOKTORSKA

**Opracowanie nowej metody monitorowania stopnia
zanieczyszczenia płytowych wymienników ciepła**

mgr inż. Tomasz Romanowicz

Promotor: dr hab. inż. Magdalena Jaremkiewicz, prof. PK

Promotor pomocniczy: prof. dr hab. inż. Jan Taler

Kraków 2024

Składam serdeczne podziękowania

Pani Dr hab. inż. Magdalena Jaremkiewicz, prof. PK

oraz Panu Prof. dr hab. inż. Janowi Talerowi

za okazaną pomoc i cierpliwość przy realizacji pracy

Spis treści

Spis oznaczeń	4
1 Wstęp	7
2 Dotychczasowy stan zagadnienia	11
3 Cel i zakres pracy	15
4 Węzły cieplne – przegląd konstrukcji	18
5 Obliczenia cieplne wymienników ciepła	24
6 Korelacje na liczbę Nusselta dla przepływów w płytowych wymiennikach ciepła	41
7 Klasyczna metoda Wilsona oraz jej modyfikacje	48
7.1. Klasyczna metoda Wilsona	48
7.2. Modyfikacje metody Wilsona	51
7.2.1. Modyfikacja Younga i Walla	53
7.2.2. Modyfikacja Briggsa i Younga	56
7.2.3. Modyfikacja Khartabila, Christensena, Richardsa	58
8 Metoda wyznaczania i oceny stopnia zanieczyszczenia wymiennika płytowego 64	
8.1. Wyznaczanie współczynnika przenikania ciepła zanieczyszczonego wymiennika ciepła..	64
8.2. Zmodyfikowana metoda Wilsona do wyznaczania współczynników wnikania ciepła	65
8.2.1. Algorytm pojedynczej pętli iteracyjnej dla płynu zimnego.....	66
8.2.2. Algorytm pojedynczej pętli iteracyjnej dla płynu gorącego	69
9 Eksperymentalna weryfikacja metody oceny stopnia zanieczyszczenia wymiennika płytowego	72
9.1. Opis stanowiska badawczego	72
9.2. Opracowanie wyników badań	80
10 Wnioski i uwagi końcowe	89
Literatura	91

Spis oznaczeń

a	– stała, -
A	– pole powierzchni wymiany ciepła, m^2
b	– głębokość pofałdowania, m
b	– stała, -
B	– stała, -
c	– ciepło właściwe, $J/(kgK)$
C	– stała, -
\dot{C}	– strumień pojemności cieplnej, W/K
\dot{C}_r	– stosunek strumieni pojemności cieplnej, -
d	– średnica, m
d_e	– wymiar charakterystyczny, m
d_{hydr}	– średnica hydrauliczna, m
E	– energia wewnętrzna właściwa, J
f	– współczynnik strat tarcia Fanninga, -
F	– współczynnik poprawkowy uwzględniający zmniejszenie mocy cieplnej wymiennika w porównaniu z wymiennikiem przeciwprądowym, -
k	– współczynnik przenikania ciepła, $W/(m^2K)$
L	– długość, m
\dot{m}	– strumień masowy, kg/s
N	– liczba płyt wymiennika, -
Nu	– liczba Nusselta, -
Pr	– liczba Prandtla, -
\dot{Q}	– strumień ciepła, W
R	– opór cieplny, m^2K/W
Re	– liczba Reynoldsa, -
S	– pole powierzchni przekroju poprzecznego, m^2
T	– temperatura, K lub $^{\circ}C$
U	– obwód, m
v_r	– prędkość zredukowana, $\sqrt[n]{kg/(s^3K)}$

\dot{V}	– strumień objętości, m ³ /s
w	– prędkość przepływu, m/s
W	– szerokość płyty wymiennika, m
x_1, \dots, x_n	– wielkości mierzone bezpośrednio
y_1, \dots, y_n	– wielkości mierzone pośrednio

Symbole greckie

α	– współczynnik wnikania ciepła, W/(m ² K)
β	– kąt uźebrowania płyty, °
δ	– grubość płyty, m
ΔT	– różnica temperatur, K
ΔT_m	– średnia logarytmiczna różnica temperatur, K
ε	– efektywność, -
ζ	– współczynnik lokalnych strat ciśnienia, -
λ	– współczynnik przewodzenia ciepła, W/(mK)
μ	– dynamiczny współczynnik lepkości, Pa · s
ν	– współczynnik lepkości kinematycznej, m ² /s
ξ	– współczynnik strat tarcia, -
ρ	– gęstość, kg/m ³
τ	– błąd względny pomiaru, %
Φ	– współczynnik powiększenia obszaru, -

Indeksy dolne

1, 2	– odpowiednio wlot, wylot
c	– dotyczy czynnika cyrkulującego
<i>całk.</i>	– całkowity
<i>czysty</i>	– dotyczy wymiennika czystego
g	– czynnik gorący/strona wewnętrzna
m	– wartość średnia
max	– wartość maksymalna
min	– wartość minimalna
$rz.$	– wartość rzeczywista

- s* – dotyczy pojedynczego kanału/przewodu
ś – ścianka
z – czynnik zimny/strona zewnętrzna
zaniecz. – dotyczy wymiennika zanieczyszczonego
ż – żebro

Indeksy górne

- ' – wielkość obliczana dwukrotnie w jednej pętli iteracyjnej
m – wykładnik potęgi
n – wykładnik potęgi

1 Wstęp

Wymienniki ciepła są powszechnie stosowane w wielu dziedzinach życia, chociaż często w opinii społeczeństwa wiązane są głównie z przemysłem. Ich zadaniem jest realizacja wymiany ciepła między dwoma czynnikami, gdzie jeden z nich oddaje, a drugi pobiera ciepło. Wymienniki ciepła stanowią szeroką grupę urządzeń i podlegają ustalonej systematyce. Podziału tych aparatów można dokonać ze względu na sposób działania, budowę, czy też na sposób przepływu czynników roboczych.

Ze względu na zasadę działania wymienniki ciepła dzielą się na trzy grupy, tj.: wymienniki ciepła przeponowe (nazywane również powierzchniowymi lub rekuperatorami), regeneratory oraz bezprzeponowe mokre wymienniki ciepła [1].

Aparaty z grupy wymienników przeponowych należą do urządzeń, w których czynnik oddający i odbierający ciepło nie mają ze sobą kontaktu, są oddzielone od siebie ścianą (przeponą). Przepływ czynników roboczych odbywa się w sposób ciągły, a ciepło na drodze przenikania przekazywane jest od czynnika cieplejszego do zimniejszego zazwyczaj w sposób ustalony (pomijając zmianę obciążenia, okres rozruchu i wyłączania z ruchu). Pole temperatury w wymienniku jest wówczas ustalone i nie zmienia się w czasie. Do tej grupy urządzeń należą m.in. wymienniki płaszczoworurowe, płytowe, spiralne, itd.

Regeneratory z kolei to urządzenia, które nie posiadają przepony oddzielającej obydwu czynników. Zasada działania tego rodzaju wymienników ciepła opiera się na przekazywaniu ciepła gromadzonego w materiale akumulacyjnym regeneratora. Czynniki grzewczy i chłodniczy naprzemiennie wpływają do komory regeneratora w celu oddania ciepła w pierwszym cyklu oraz odebrania go w cykl kolejnym. W aparatach tego typu przepływ ciepła jest nieustalony. Przykładem tego typu wymienników są obrotowe podgrzewacze powietrza.

Natomiast w bezprzeponowych mokrych wymiennikach ciepła wymiana ciepła odbywa się pomiędzy czynnikami znajdującymi się w różnych stanach skupienia, i które są ze sobą w bezpośrednim kontakcie (nie są oddzielone za pomocą przegrody). Ciecz w tego typu wymiennikach spływa po wypełnieniu, natomiast gaz będący drugim czynnikiem, przepływa przez przestrzeń znajdującą się między elementami wypełnienia. Wypełnieniem w wymiennikach tego rodzaju mogą być różnego rodzaju kształtki ceramiczne, szamotowe czy kawałki kwarcu. Wymiana ciepła między

czynnikami następuje na powierzchni cieczy spływającej po dużej powierzchni wypełnienia. Wymienniki mokre bezprzeponowe charakteryzuje ustalony przepływ ciepła, a więc nie występuje zmienność temperatury i ciśnienia w czasie. Przykładami tego typu wymiennika ciepła jest chłodnia kominowa lub odgazowywacz nad zbiornikiem wody zasilającej w elektrowniach konwencjonalnych.

Ze względu na sposób przepływu czynników wymienniki ciepła można podzielić na aparaty o przepływie współprądowym, przeciwprądowym oraz mieszanym. W wymienniku współprądowym obydwa czynniki przepływają przez urządzenie w tym samym kierunku, natomiast w przeciwprądowym – w przeciwnych kierunkach. Wymienniki o układzie mieszanym wykorzystują kombinacje omówionych wcześniej układów. Wymienniki współprądowe cechują się mniejszymi wartościami współczynnika efektywności cieplnej w porównaniu do wymienników przeciwprądowych, a co za tym idzie, przy tych samych mocach cieplnych wymienniki współprądowe posiadają większą powierzchnię wymiany ciepła i tym samym ich gabaryty są większe od wymienników przeciwprądowych. Ze względu na możliwie jak najefektywniejsze wykorzystanie ciepła, zwykle stosowane są wymienniki pracujące w układzie przeciwprądowym, natomiast czasami niezbędne jest korzystanie z wymienników współprądowych. Jest to związane z tym, że w przeciwieństwie do wymienników przeciwprądowych w wymiennikach współprądowych rozkład temperatury w przeponie jest niemalże jednakowy na całej jej powierzchni. Naprężenia cieplne w urządzeniu są z tego powodu dużo mniejsze.

Przedmiotem niniejszej pracy są płytowe wymienniki ciepła. Płytowe wymienniki ciepła znajdują zastosowanie w wielu gałęziach przemysłu. Stosowane są na szeroką skalę w przemyśle spożywczym, chłodnictwie, ciepłownictwie i innych branżach, takich jak przetwórstwo żywności, browarnictwo, farmaceutyka oraz przemysł naftowy, gazowy i chemiczny. Wymienniki ciepła tego typu składają się z szeregu płyt o grubości około 0,3 mm (w przypadku wymienników lutowanych) lub 0,4 mm (w przypadku skręcanych wymienników ciepła) [58]. W zależności od obszaru zastosowania, aparaty te różnią się sposobem połączenia płyt (lutowane, spawane, uszczelniane, półspawane) oraz materiałem płyt (stal nierdzewna lub bardziej zaawansowane stopy, np. 254 SMO, C-276, tytan, tytan stabilizowany palladem, Incoloy i Hastelloy) [58]. Swoją popularność zawdzięczają zwartej i prostej budowie, bezproblemowej eksploatacji, łatwości konserwacji oraz stosunkowo dużej mocy w

porównaniu do gabarytów wymiennika [2, 3]. Wymienniki płytowe posiadają dwukrotnie większy współczynnik przenikania ciepła niż wymienniki płaszczowo-rurowe [2], a to za sprawą ich konstrukcji. Płyty wymiennika są tłoczone, przez co przepływ czynnika pomiędzy nimi jest zaburzony, zwiększa to intensywność wymiany ciepła. Tłoczenia na powierzchni płyt dodatkowo je usztywniają, dzięki czemu wymienniki płytowe mogą pracować przy wysokich ciśnieniach czynników roboczych bez ryzyka zniekształcenia lub zniszczenia ich elementów. Zaburzony przepływ czynnika między płytami powoduje również efekt tzw. samooczyszczenia wymiennika, dzięki czemu wymienniki płytowe nie ulegają tak szybkiemu zabrudzeniu jak wymienniki płaszczowo-rurowe. Ograniczenie tworzenia się osadów można również osiągnąć przez zastosowanie specjalnych powłok na płytach, poprzez nadanie odpowiedniego kształtu wytłoczeniom [4, 8] oraz poprzez dobranie optymalnej prędkości czynnika [9, 10]. Każde, nawet najmniejsze zanieczyszczenie płyt wymiennika rdzą czy osadami powoduje zmniejszenie wartości współczynnika przenikania ciepła. Szczególnie duży wpływ na jego wartość wywiera osadzający się kamień kotłowy, który może spowodować, że sprawność wymiennika spadnie nawet o kilkanaście procent [1]. Osadzający się kamień powoduje ponadto wzrost spadku ciśnienia czynników roboczych, który w przypadku wymienników płytowych i tak jest na znacznym poziomie. Jest to spowodowane tym, że osady ograniczają przestrzeń między płytami wymiennika, przez co prędkość czynników roboczych wzrasta. Problemy z osadami różnego rodzaju w tego typu wymiennikach występują powszechnie, niezależnie od rodzaju przepływających przezeń czynników [4, 5, 7].

Możliwość przewidywania narastania osadu, czy też monitorowania oporu cieplnego zanieczyszczeń w wymiennikach ciepła pozwoliłaby na optymalizację procesów konserwacji, co ma istotne znaczenie np. w węzłach cieplnych, w których wykorzystywane są tego typu wymienniki. W niniejszej rozprawie przedstawiona zostanie nowa metoda opierająca się na iteracyjnej graficznej metodzie Wilsona, pozwalająca dokładnie określić stopień zanieczyszczenia płytowych wymienników ciepła osadami mineralnymi zawartymi w wodzie, co z kolei pozwala określić sprawność aparatu w danej chwili. Algorytm obliczeniowy można wykorzystać do stworzenia oprogramowania komputerowego umożliwiającego monitorowanie w trybie rzeczywistym pracy wymienników, a co za tym idzie węzłów ciepłowniczych. Efekty optymalizacji oraz monitorowania pracy węzłów ciepłowniczych będą miały

pozytywny wydźwięk w aspektach zarówno ekonomicznych, jak i środowiskowych, jakże istotnych w dzisiejszych czasach, ponieważ czyszczenie i konserwacja wymienników będzie odbywała się we właściwym momencie – ani za wcześnie, ani za późno.

2 Dotychczasowy stan zagadnienia

Istotnym problemem w eksploatacji płytowych wymienników ciepła jest skuteczna ocena stanu ich zanieczyszczenia. Osady w wymiennikach ciepła muszą być regularnie usuwane, ponieważ powodują wzrost zarówno oporu cieplnego, jak i spadku ciśnienia płynu. Innym efektem powstawania zanieczyszczeń jest zmniejszenie powierzchni przekroju przepływowego kanałów i wzrost prędkości płynu.

Istnieje pięć różnych rodzajów mechanizmów zanieczyszczenia wymiennika ciepła [4]: wytrącanie, osadzanie cząstek stałych, zanieczyszczenie przez reakcje chemiczne, zanieczyszczenie korozyjne i zanieczyszczenie biologiczne. Mechanizm zanieczyszczania wymienników ciepła można badać pod kątem osadzania się i usuwania osadów z powierzchni płyt. Wraz z biegiem czasu odporność na zanieczyszczenia wzrasta zgodnie z różnymi trendami, m.in. liniowym lub asymptotycznym [6]. Po zainicjowaniu, przetransportowaniu, przyczepieniu, częściowym usunięciu i zestarzeniu warstwa zanieczyszczenia na powierzchni płyt wymiennika ciepła staje się z czasem grubsza i twardsza. W literaturze można znaleźć wiele prób rozwiązania problemów zanieczyszczenia wymienników ciepła przy użyciu metod jego ograniczania, takich jak metody chemiczne, mechaniczne i zmiany fazy roztworów [2, 4-10, 58-63]. Wśród metod mechanicznych wyróżnia się [59]: rozbijanie osadów podczas krótkotrwałego przegrzania z wykorzystaniem różnej rozszerzalności cieplnej powierzchni wymiany ciepła i zanieczyszczeń, wzbudzanie drgań mechanicznych lub akustycznych powierzchni wymiany ciepła, zwiększenie naprężeń ścinających na granicy faz płyn/osad oraz zmniejszanie przyczepności powierzchni wymiany ciepła.

Problem osadzania się różnego rodzaju zanieczyszczeń w płytowych wymiennikach ciepła występuje niezależnie od stanu fizycznego płynu [4-5, 7] i może być szczególnie dotkliwy w niektórych gałęziach przemysłu (np. w przemyśle mleczarskim [7, 9-10, 60]). Częściowe wypłukiwanie osadów z wymienników (samooczyszczanie) następuje z powodu zakłóconego przepływu płynu między płytami, dzięki czemu nie zanieczyszczają się one tak szybko, jak np. wymienniki ciepła płaszczowo-rurowe [7]. Z tego powodu najczęściej wykorzystywanymi w zastosowaniach komercyjnych wymiennikami płytowymi są wymienniki typu szewronowego. Wytłoczenia na płytach w kształcie szewronu zaburzają przepływ płynów przez aparat i podnoszą jego wydajność.

Szczególnie wiele uwagi w literaturze poświęcone jest ograniczaniu powstawania osadów przez zmniejszenie przyczepności powierzchni płyt, tj. poprzez nadanie odpowiedniego kształtu płytom bądź zastosowanie odpowiedniej powłoki [4, 6-8] lub przez zwiększenie naprężeń ścinających dobierając optymalną prędkość płynu [61-62].

W pracy [6] zbadano wpływ modyfikacji płyt wymiennika za pomocą mikro/nanoskopowych otworów wykonanych przy użyciu techniki trawienia elektrycznego oraz pokrycia ich polimetakrylanem metylu i cząstkami heksagonalnego azotku boru na ich właściwości hydrofobowe. W [7] przeanalizowano dwa rozwiązania prowadzące do redukcji prędkości osadzania się zanieczyszczeń. W pierwszym zbadano wpływ modernizacji płytowego wymiennika ciepła w zakładach produkcji amoniaku polegającej na zmniejszeniu liczby płyt oraz opracowaniu nowej geometrii płyt. W drugim z kolei zbadano wpływ zastosowania powłok z nanokompozytów wykonanych z matrycy polimerowych, takich jak systemy epoksydowe, poliuretanowe lub poliamidowe, które zostały reaktywnie usieciowane za pomocą monomerów (lub oligomerów) nadfluorowanych i ceramicznych cząstek wzmacniających na płytach wymienników ciepła wykorzystywanych w przemyśle mleczarskim.

W artykule [8] opisano badania eksperymentalne przeprowadzone na płytowych wymiennikach ciepła, w których dokonano oceny wpływu kąta wytlóczeń (30, 45 i 60°) na płytach, prędkości czynnika roboczego oraz stężenia cząstek zanieczyszczeń na asymptotyczną odporność na zanieczyszczenia. Podobne badania, w nieco szerszym zakresie przedstawiono w [62], w ramach których zmierzono i przeanalizowano odporność na zanieczyszczenia w płytowych wymiennikach ciepła w zależności od stężenia CaSO_4 , prędkości przepływu, temperatury wlotowej roztworu i gorącej wody oraz kąta wytlóczeń na płytach. Ponadto opracowano nowe korelacje na asymptotyczny opór cieplny i czas porostania zanieczyszczeniami. Również w [4] przeanalizowano wpływ parametrów procesu wymiany ciepła na zanieczyszczenie kanałów płytowego wymiennika ciepła. Zbadano asymptotyczny trend powstawania zanieczyszczeń z wody i zaproponowano z kolei równanie pozwalające określić, jak odporność na zanieczyszczenie zmienia się w czasie.

Zdolność do przewidywania szybkości narastania warstwy zanieczyszczeń lub monitorowania oporu cieplnego zanieczyszczeń w wymiennikach ciepła pomogłaby zoptymalizować proces ich czyszczenia. Jedną z metod proponowanych w literaturze jest

przewidywanie tworzenia się warstwy osadów przy użyciu modeli numerycznych płytowych wymienników ciepła [10, 60-61]. Wszystkie modele numeryczne do przewidywania powstawania osadów, opisane w [10, 60-61], uwzględniały również ich częściowe wymywanie przez przepływający płyn. W [61] autorzy przeanalizowali numerycznie tworzenie się warstwy zanieczyszczeń w płytowym wymienniku ciepła przy użyciu 3D Realisable κ - ϵ z modelowaniem nierównowagowymi funkcjami warstwy przyściennej i analogii Von-Karmana dla trzech różnych aparatów (o różnych geometriach) i z uwzględnieniem wpływu geometrii na dynamikę płynu. Analizy zostały poparte badaniami eksperymentalnymi. Dokładność proponowanego rozwiązania jest zadowalająca, ale jego ograniczeniem jest to, że badania można przeprowadzić tylko dla przepływu turbulentnego. Ponadto bardziej złożone modele oparte na obliczeniowej mechanice płynów (CFD) mają zwykle długi czas obliczeń. Większość artykułów badających zanieczyszczenia w PHE jest związana z przemysłem mleczarskim, a artykuły [10] i [60] są tego przykładem. Oba artykuły przyjmują nieco inne podejście do modelowania powstawania warstwy zanieczyszczeń niż poprzedni, oparte na zasadzie zachowania masy i energii. W artykule [10] zaproponowano dynamiczny model 2D płytowego wymiennika ciepła umożliwiający symulację z dowolnymi konfiguracjami przepływu zimnego i gorącego płynu oraz z różnymi kinetykami zanieczyszczenia i samooczyszczania. Natomiast w pracy [60] omówiono zagadnienie wysokotemperaturowej pasteryzacji mleka w pasteryzatorze płytowym. Wykonano model całej instalacji, w tym również wymiennika płytowego. W badaniu przyjęto prosty model 1D szybkości zanieczyszczenia płyt wymiennika białkiem przy minimalnym czasie obliczeń i zbadano wpływ grubości powstałej warstwy zanieczyszczenia na temperaturę pasteryzacji mleka. Oba przedstawione podejścia nie mają zastosowania do płytowych wymienników ciepła stosowanych w węzłach ciepłowniczych ze względu na różne mechanizmy powstawania zanieczyszczeń, co wynika z różnych właściwości czynników roboczych. Mimo opracowywanych metod numerycznych najlepszą metodą monitorowania zanieczyszczeń wymienników ciepła jest określenie ich oporu cieplnego na podstawie pomiarów. Przykładowy sposób eksperymentalnego wyznaczenia oporu cieplnego w wymiennikach ciepła będących częścią węzłów ciepłowniczych przedstawiono w [63]. Podobnie jak metoda opracowana i przedstawiona w niniejszej pracy, technika opisana przez S.B. Genica i in. w [63] również opiera się na określeniu różnicy odwrotności współczynników przenikania ciepła dla zanieczyszczonych i czystych wymienników ciepła. W ich badaniach przeanalizowano cztery modele płytowych wymienników ciepła, a opór cieplny

zanieczyszczenia określono jako funkcję naprężenia ścinającego. Jednakże, aby zastosować tę metodę do innych wymienników płytowych, wymagane jest oprogramowanie projektowe ich producenta w celu określenia współczynnika przenikania ciepła dla czystego aparatu. Przegląd literatury pokazuje, że nadal istnieje potrzeba opracowania prostej i szybkiej metody optymalizacji procesu czyszczenia płytowych wymienników ciepła.

W niniejszej rozprawie zaproponowano metodę określania oporu cieplnego zanieczyszczonych płytowych wymienników ciepła z wykorzystaniem badań eksperymentalnych. Polega ona na określeniu oporu cieplnego czystego i zanieczyszczonego wymiennika ciepła. Jeśli różnica między tymi oporami przekroczy zadaną wartość, wymiennik ciepła będzie wymagał czyszczenia. Opór cieplny zanieczyszczonego wymiennika ciepła jest określany na podstawie pomiarów z przekształconego równania Pecleta. Jednocześnie opór cieplny czystego wymiennika ciepła jest określany jako suma oporów cieplnych wnikania i przewodzenia ciepła, gdzie opory wnikania ciepła są obliczane na podstawie korelacji na liczbę Nusselta dla zimnego i gorącego czynnika roboczego. Korelacje z kolei są określane na podstawie zaproponowanej zmodyfikowanej iteracyjnej metody Wilsona. W pracy przedstawiono wyniki obliczeń uzyskane z wykorzystaniem nowej modyfikacji metody Wilsona wykorzystujące dane pomiarowe zebrane na zbudowanym specjalnie w tym celu stanowisku laboratoryjnym.

3 Cel i zakres pracy

Celem niniejszej pracy jest opracowanie metody, która w prosty sposób umożliwi określenie stopnia zanieczyszczenia wymienników płytowych. Jak już wspomniano we wstępie, wymienniki płytowe ze względu na swoją kompaktową budowę łączącą wysoką sprawność i dużą moc cieplną w stosunku do gabarytów wymiennika, są coraz częściej wykorzystywanymi urządzeniami, np. w przemyśle, czy ciepłownictwie. Pomimo wielu zalet, wymienniki płytowe podobnie jak i wszystkie pozostałe typy wymienników z biegiem czasu ulegają zanieczyszczeniu osadami mineralnymi rozpuszczonymi w wodzie. Zanieczyszczenia te osadzając się na ściankach wymiennika powodują zwiększenie oporów wnikania ciepła w wymienniku, zmniejszając tym samym wydajność przekazywania ciepła w wymienniku. Osad zmniejszając przekrój poprzeczny kanału powoduje dodatkowo zwiększenie spadku ciśnienia w wymienniku. Rosnące zainteresowanie wymiennikami płytowymi generuje zwiększenie zapotrzebowania na efektywne i nieskomplikowane metody obliczeniowe, które w łatwy sposób umożliwią określenie sprawności wymiennika w danej chwili.

Zgodnie z powyższym, teza pracy brzmi następująco:

Nowa iteracyjna metoda bazująca na metodzie Wilsona pozwala na ocenę stopnia zanieczyszczenia płytowego wymiennika ciepła.

Metoda swą ideą nawiązuje do klasycznej metody Wilsona i pozwoli w sposób pośredni na wyznaczenie oporu cieplnego zanieczyszczeń, które w sposób naturalny powstają w trakcie eksploatacji instalacji. Opór cieplny zanieczyszczeń zostanie określony na podstawie badań eksperymentalnych przeprowadzonych na dwóch analogicznych instalacjach. Na jednej z nich, instalacji laboratoryjnej, wyznaczone zostaną korelacje na liczbę Nusselta na podstawie iteracyjnej zmodyfikowanej metody Wilsona, pozwalające obliczyć opór cieplny czystego wymiennika ciepła. Na drugiej, stanowiącej komercyjny węzeł cieplny, opór cieplny wymiennika zanieczyszczonego porównany zostanie z oporem cieplnym wymiennika czystego pracującego przy tych samych parametrach, obliczonym na podstawie opracowanych wcześniej korelacji. Wyznaczanie w ten sposób oporu cieplnego zanieczyszczeń umożliwi optymalizację procesów konserwacji wymienników. W przyszłości planowane jest także stworzenie oprogramowania komputerowego bazującego na metodzie opisanej w niniejszej pracy, które pozwoli na monitorowanie pracy wymienników w czasie rzeczywistym oraz na podstawie analizy trendów narastania

zanieczyszczeń zaplanuje najbardziej optymalny czas na czyszczenie wymiennika. Metoda, jak i oprogramowanie, są zbieżne z obecnie panującymi kierunkami rozwoju i eksploatacji urządzeń energetycznych w celu ograniczenia ich energochłonności.

Praca składa się z jedenastu rozdziałów, które wprowadzają do tematyki wymienników ciepła, a także omawiają przeprowadzone w ramach pracy badania.

Rozdział pierwszy i drugi zawiera podstawowe informacje dotyczące poruszanego zagadnienia. Omówiony został także dotychczasowy stan badań prowadzonych na wymiennikach ciepła publikowany w literaturze branżowej.

Rozdział czwarty opisuje konstrukcje i rodzaje węzłów cieplnych stosowanych w energetyce cieplnej i przemyśle. Przedstawione w rozdziale schematy i rysunki omawiają poszczególne cechy połączeń i konfiguracji węzłów.

Rozdział piąty porusza metodologie stosowaną w obliczeniach cieplnych wymienników ciepła. W rozdziale szczegółowo zostały omówione dwie popularne metody służące obliczeniom cieplnym wymienników ciepła wraz z przykładami i wyprowadzeniami wzorów. Ponadto omówione zostały równania opisujące efektywność cieplną wymienników w zależności od ich budowy i sposobu przepływu czynnika.

Rozdział szósty to zestawienie najpopularniejszych korelacji służących obliczeniu liczby Nusselta dla płytowych wymienników ciepła. Przedstawione korelacje pogrupowane zostały w zależności od charakteru przepływu w danym wymienniku.

Rozdział siódmy opisuje metodę Wilsona w klasycznej formie, która stanowi bazę dla metody opracowywanej w ramach niniejszej rozprawy. W rozdziale zostały także szczegółowo omówione dwie popularne modyfikacje klasycznej wersji tejże metody wraz z wyprowadzeniami równań. Ponadto rozdział zawiera także przegląd literatury w zakresie badań mających na celu zmodyfikowanie znanych już metod. Metody zostały sklasyfikowane i omówione w zależności od ilości poszukiwanych niewiadomych.

Rozdział ósmy oraz dziewiąty opisują metodę obliczeniową będącą tematem niniejszej rozprawy oraz wyniki uzyskane w ramach prowadzonych badań. W rozdziałach został szczegółowo przedstawiony algorytm obliczeniowy wraz z wyprowadzeniami równań, a otrzymane wyniki zostały wyrażone w postaci tabel i wykresów.

Rozdział dziesiąty zawiera podsumowanie przeprowadzonych badań oraz wskazówki i uwagi końcowe.

W rozdziale jedenastym przedstawiona została literatura wykorzystana w trakcie badań i przygotowywania tejże rozprawy.

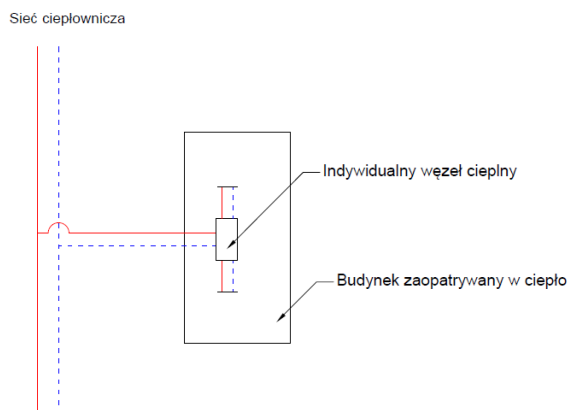
4 Węzły ciepłne – przegląd konstrukcji

Węzły ciepłne, tudzież ciepłownicze, wchodzą w skład systemu ciepłowniczego będąc jego końcowym a zarazem granicznym elementem. Najczęściej stanowią granicę między siecią ciepłowniczą a instalacją odbiorczą. Ich głównym zadaniem jest transfer ciepła dostarczanego z sieci ciepłowniczej do indywidualnych instalacji odbiorczych, w ten sposób węzły realizują zadania tożsame do indywidualnych źródeł ciepła [11]. Do podstawowych zadań węzłów należą m.in. kontrola oraz korekta parametrów termodynamicznych (temperatury i ciśnienia) czynnika przekazywanego z sieci, w zależności od zapotrzebowania instalacji odbiorczej, kontrola natężenia przepływu czynników przed przekroczeniem wartości maksymalnej, zapewnienie bezawaryjności działania oraz ochrona instalacji odbiorczych przed nadmiernym oraz zbyt niskim ciśnieniem w przypadku braku ruchu czynnika grzewczego, jak również zapewnienie ochrony całej infrastruktury węzła ciepłowniczego przed zanieczyszczeniami z sieci ciepłowniczej. Powszechnie węzły ciepłownicze, będąc urządzeniami granicznymi w sieci ciepłowniczej, pełnią także dodatkowe funkcje związane z pomiarami ilości energii ciepłej przekazywanej z sieci do wewnętrznych instalacji odbiorczych.

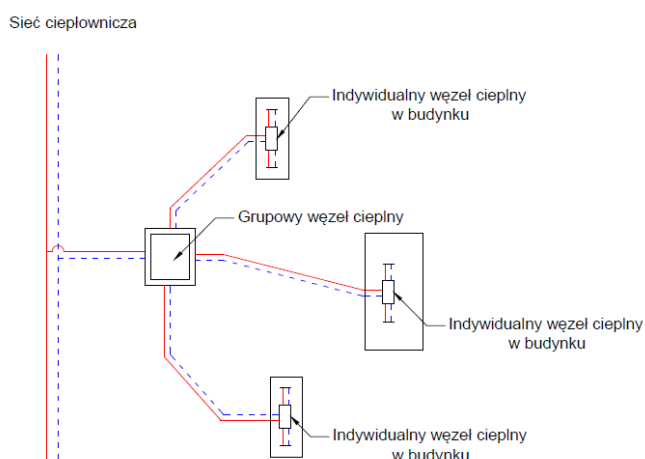
Węzły ciepłne stanowią zespoły urządzeń realizujące opisane powyżej zadania. Należy je rozpatrywać w granicach, którymi są zawory odcinające po stronie sieci ciepłowniczej oraz po stronie instalacji odbiorczej. Zbiór elementów wchodzących w skład węzła powinien tworzyć układ możliwie jak najprostszy, który umożliwiałby łatwe zastąpienie urządzeń podatnych na awarie lub wymagających okresowych prac konserwacyjnych i kontrolnych. Odstawienie danego urządzenia bądź fragmentu instalacji powinno umożliwiać dalszą pracę węzła z zachowaniem wymogów bezpieczeństwa. Wśród urządzeń wchodzących w skład węzłów ciepłnych należy wymienić m.in.: wymienniki ciepła, elementy filtrujące wodę z zanieczyszczeń stałych, zawory regulacyjne, regulatory różnicy ciśnienia, regulatory ciśnienia oraz ograniczniki przepływu, elementy odcinające przepływ, odwodnienia i odpowietrzenia, aparaturę kontrolno-pomiarową, liczniki ciepła, elementy zabezpieczające przed nadmiernym wzrostem ciśnienia oraz rury wraz z izolacją termiczną.

Węzły ciepłne można sklasyfikować według kilku podziałów, jednym z nich jest podział ze względu na liczbę odbiorców. Można wówczas wyszczególnić węzły

indywidualne przedstawione na rysunku 4.1 oraz węzły grupowe przedstawione na rysunku 4.2.



Rys.4.1 Schemat indywidualnego węzła cieplnego



Rys.4.2 Schemat grupowego węzła cieplnego

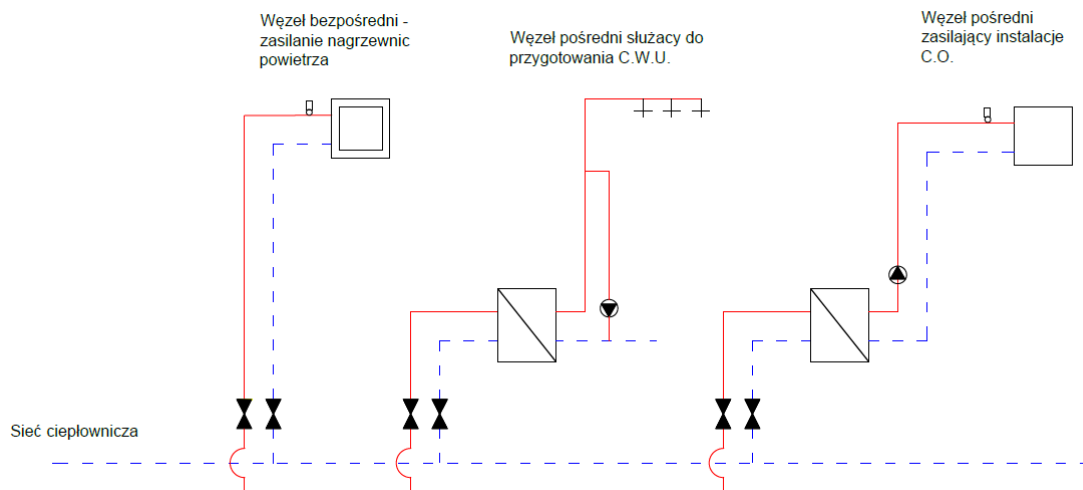
Węzły indywidualne obsługują jednego odbiorcę, w domyśle zasilają w ciepło jeden budynek. Mówiąc o węzłach grupowych, mówimy o węzłach obsługujących kilka budynków połączonych lokalną niskotemperaturową siecią ciepłowniczą. Zadaniem węzłów grupowych jest odebranie od sieci ciepłowniczej energii cieplnej, obniżenie parametrów czynnika oraz przekazanie ciepła do indywidualnych węzłów poprzez sieć lokalną. Z tego powodu węzły grupowe są często porównywane z niedużymi, lokalnymi źródłami ciepła jakimi niegdyś były kotłownie osiedlowe. Pomimo, że węzły grupowe były w przeszłości często stosowane, dziś ich znaczenie w systemie ciepłowniczym znacznie zmalało. Powodem tego jest stosowanie nowoczesnych i wydajniejszych wymienników

ciepła, udoskonalenie konstrukcji i zmniejszenie kosztów aparatury kontrolno-pomiarowej oraz pomp, a także stosowanie preizolowanych rurociągów do budowy sieci ciepłowniczej, dzięki którym doprowadzenie czynnika ciepłowniczego o właściwych parametrach stało się łatwiejsze i bardziej ekonomiczne. Współczesne zespoły pompowe charakteryzuje cichsza praca, mniejsze gabaryty oraz zdecydowanie większa wydajność w porównaniu do ich starszych odpowiedników. Ponadto dostępne na rynku elementy automatyki pozwalają na stworzenie dowolnych konfiguracji o wydajnej i skutecznej regulacji w odniesieniu zarówno do małych jak i dużych węzłów ciepłowniczych.

W dzisiejszych czasach coraz częściej instaluje się kompaktowe węzły ciepłownicze, które projektowane i wykonywane są w fabrykach skąd później przewożone są na miejsce docelowego montażu. Węzły kompaktowe charakteryzuje zwarta budowa oraz optymalnie dobrane wyposażenie. Wymiary takich węzłów sprawiają, że mogą być instalowane w pomieszczeniach o znacznie mniejszej kubaturze aniżeli klasyczne węzły starego typu. W przypadku instalacji węzłów kompaktowych większej mocy, tj. kilkudziesięciu kW, należy zwrócić uwagę na nośność podłogi, gdyż węzły takie skupiają wszystkie urządzenia wchodzące w ich skład na stosunkowo niewielkiej powierzchni. Z tego powodu bardzo często niezbędne jest wykonanie dodatkowych wzmocnień podłoża tudzież przygotowania fundamentu pod taki węzeł.

Ze względu na temperaturę czynnika grzejnego dostarczanego z sieci ciepłowniczej wyróżnić można węzły zasilane parą wodną lub wodą. Węzły cieplne zasilane parą wodną w dzisiejszych czasach są rzadkością, wszystko za sprawą problemów z dystrybucją czynnika o wysokich parametrach termodynamicznych. W sieciach ciepłowniczych przesyłających czynnik wysokotemperaturowy zarówno tych układanych kanałowo, jak również układanych napowietrznie, zawsze występują duże wydłużenia oraz odkształcenia na skutek zmian temperatury czynnika sieciowego wypełniającego stalowe rurociągi, to z kolei oblige do wyposażania sieci w odpowiednią liczbę kompensatorów.

Inny podział węzłów, to podział ze względu na rodzaj przyłączenia do sieci ciepłowniczej. Można wyróżnić węzły pośrednie oraz bezpośrednie przedstawione na rysunku 4.3.

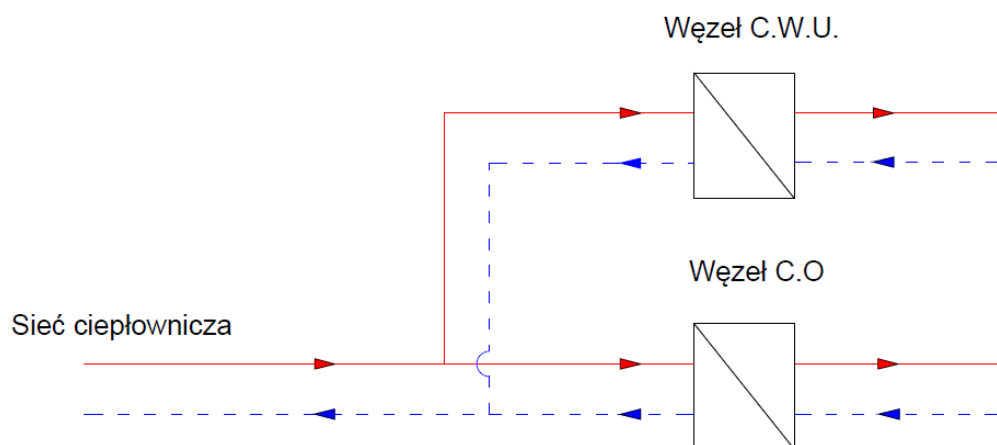


Rys. 4.3 Schemat podłączenia węzła bezpośredniego oraz pośredniego do sieci ciepłowniczej

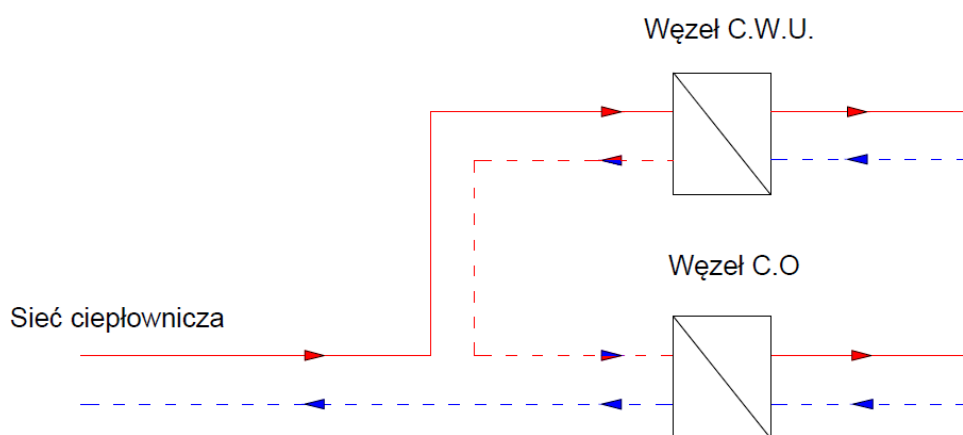
Węzły bezpośrednie to węzły przekazujące ciepło z sieci bezpośrednio do instalacji odbiorczej. Węzły tego typu występują w odmianach: z redukcją parametrów czynnika sieciowego oraz bez redukcji. Redukcja temperatury w tym typie węzłów realizowana jest poprzez zmieszanie schłodzonej wody powracającej z instalacji odbiorczej z wodą sieciową. Podstawową wadą węzłów bezpośrednich jest brak rozdzielenia instalacji odbiorczej od sieci ciepłowniczej, które w przypadku sieci wysokoparametrowych niesie ze sobą niebezpieczeństwo pojawienia się czynnika o wysokim ciśnieniu i temperaturze na części odbiorczej instalacji, która usytuowana jest zazwyczaj w miejscach ogólnodostępnych dla użytkowników. Z tego powodu węzły bezpośrednie współpracujące z sieciami wysokotemperaturowymi stosuje się tylko w przypadku przyłączenia do sieci ciepłowniczych budynków i instalacji przemysłowych oraz instalacji technologicznych. Główną różnicą między węzłami bezpośrednimi a pośrednimi, jest obecność w tych drugich przepływowych wymienników ciepła.

Wśród węzłów ciepłowniczych wyróżniamy również węzły jednofunkcyjne oraz wielofunkcyjne. Węzły jednofunkcyjne obsługują jeden rodzaj instalacji odbiorczej, może to być instalacja centralnego ogrzewania (C.O.), instalacja ciepłej wody użytkowej (C.W.U.), instalacja zasilająca centrale wentylacyjne oraz instalacje ciepła technologicznego. Węzły wielofunkcyjne zazwyczaj dwu- lub trzyfunkcyjne obsługują różne konfiguracje wymienionych wcześniej instalacji odbiorczych, najczęściej jednak spotyka się węzły dwufunkcyjne służące do zasilania instalacji centralnego ogrzewania oraz przygotowania ciepłej wody użytkowej. Spośród węzłów wielofunkcyjnych w zależności od ilości oraz typów konfiguracji instalacji odbiorczych można wyróżnić

następujące układy połączeń: szeregowy; równoległy oraz mieszany: szeregowo-równoległy bądź szeregowo-szeregowy. Równoległy układ połączeń węzła przedstawiony został na rysunku 4.4. Układ ten charakteryzuje łatwość regulacji, ponieważ połączone ze sobą w ten sposób wymienniki nie oddziałują na siebie wzajemnie.

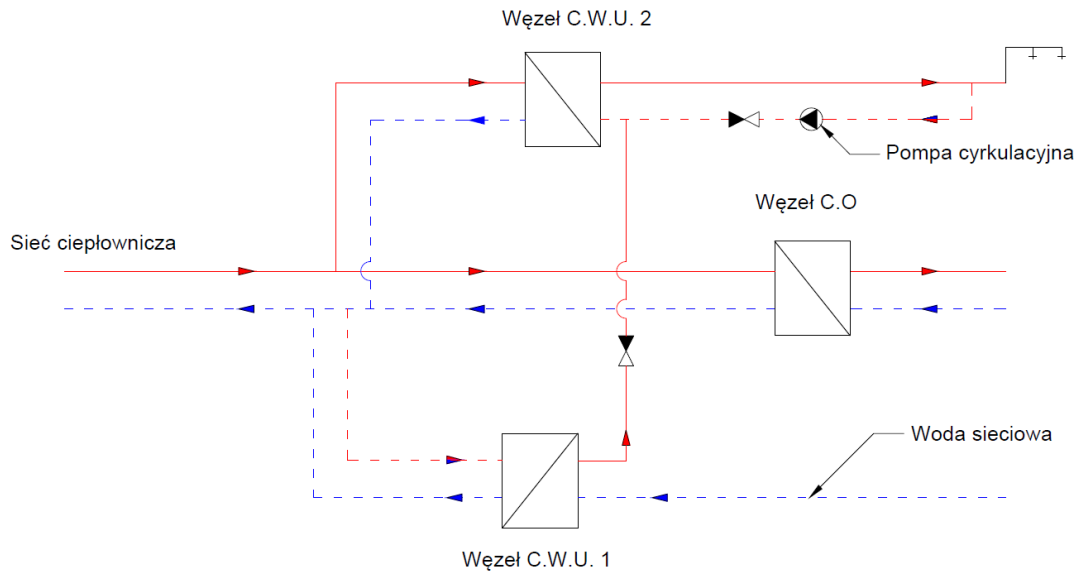


Rys. 4.4 Schemat równoległego połączenia węzłów ciepłych



Rys. 4.5 Schemat szeregowego połączenia węzłów ciepłych

W stosunku do układu szeregowego, przedstawionego na rysunku 4.5, węzły równoległe wykazują zdecydowanie większy pobór ciepła z sieci, co bezpośrednio przekłada się na zwiększenie kosztów ogrzewania. Ewentualne zmniejszenie kosztów ciepła pobieranego z sieci można osiągnąć poprzez konfigurację węzła zorientowaną na pełny lub częściowy priorytet przygotowania ciepłej wody użytkowej [11].



Rys. 4.6 Schemat połączenia szeregowo-równoległego węzłów ciepłych

W przypadku węzłów w połączeniu szeregowo-równoległym służących do zasilania instalacji centralnego ogrzewania oraz przygotowania ciepłej wody istnieje podział ze względu na sposób przekazywania ciepła do instalacji ciepłej wody użytkowej. Można rozróżnić jednostopniowe oraz dwustopniowe przygotowanie C.W.U., przy czym podczas dwustopniowego przygotowania C.W.U. wyróżniamy wstępne i końcowe podgrzanie czynnika w instalacji odbiorczej. Przykład układu szeregowo-równoległego połączenia węzłów ciepłych z dwustopniowym podgrzewaniem C.W.U. przedstawia rysunek 4.6. Głównym celem takiego rozwiązania jest głębsze wychłodzenie czynnika grzejnego sieciowego. Skutkiem obniżenia temperatury czynnika powracającego do sieci ciepłowniczej jest zmniejszenie wartości natężenia przepływu tegoż czynnika, co w efekcie powoduje zmniejszenie kosztów eksploatacyjnych związanych z mniejszymi nakładami na przepompowywanie czynnika roboczego oraz obniżenie kosztów inwestycyjnych poprzez możliwość zastosowania rurociągów i armatury o mniejszych średnicach.

Wszystkie omówione rozwiązania konstrukcyjne są zależne od warunków miejscowych sieci ciepłowniczej, a także od warunków sieci odbiorczej. W głównej mierze, o wyborze danego rodzaju węzła ciepłowniczego decyduje zapotrzebowanie na ciepło i jego zmienność w czasie eksploatacji oraz o warunki techniczne charakteryzujące pracę węzła.

5 Obliczenia cieplne wymienników ciepła

W dzisiejszych czasach wymienniki ciepła są urządzeniami powszechnie i chętnie stosowanymi. Mnogość konstrukcji tychże aparatów jest odpowiedzią na rosnące zapotrzebowanie technologiczne rynku, natomiast wraz z rozwojem nowych konstrukcji wymienników istnieje zapotrzebowanie na opracowanie nowych metod służących do obliczeń cieplnych i przepływowych tychże urządzeń.

Podstawowymi równaniami dla obliczeń cieplnych i przepływowych wymienników ciepła są równanie bilansu masy i energii.

Zgodnie z zasadą zachowania masy strumień masowy czynnika gorącego \dot{m}_g oraz zimnego \dot{m}_z , w stanie ustalonym jest stały na całej długości wymiennika, co wyrażają równania:

$$\begin{aligned}\dot{m}_g &= const \\ \dot{m}_z &= const\end{aligned}\tag{5.1}$$

Z kolei równania (5.2) i (5.3) przedstawiają kolejno zależności pozwalające na wyznaczenie strumienia ciepła odbieranego od czynnika gorącego \dot{Q}_g oraz strumienia ciepła przyjmowanego przez czynnik zimny \dot{Q}_z , zgodnie z zasadą zachowania energii:

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g \cdot c_g \cdot (T_{g1} - T_{g2})\tag{5.2}$$

$$\dot{Q}_z = \dot{m}_z \cdot c_z \cdot (T_{z2} - T_{z1})\tag{5.3}$$

W równaniach (5.2) i (5.3) przyjęto założenia, że zmiany energii kinetycznej i potencjalnej czynników przepływających przez wymiennik są nieskończenie małe. Zakładając, że zewnętrzna izolacja cieplna wymiennika jest doskonała, straty ciepła do otoczenia są również pomijalne.

Zgodnie z powyższym można przyjąć, iż strumień ciepła odbierany od gorącego czynnika \dot{Q}_g , równa się strumieniowi ciepła przekazywanemu do czynnika zimnego \dot{Q}_z , co wyraża równanie:

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_z = \dot{Q} = const\tag{5.4}$$

Równanie różniczkowe bilansu energii dla wymiennika współprądowego i przeciwprądowego wyrażone zostały poprzez zależności:

$$\dot{m}_g \cdot c_g \frac{dT_g}{dx} = -k \cdot U \cdot (T_g - T_z)\tag{5.5}$$

$$\dot{m}_z \cdot c_z \frac{dT_z}{dx} = \pm k \cdot U \cdot (T_g - T_z) \quad (5.6)$$

Użyty w równaniu (5.6) znak „+” dotyczy się obliczeń wymiennika współprądowego, natomiast znak „-” dotyczy się wymienników przeciwprądowych.

Do podstawowych metod obliczeniowych wymienników ciepła zaliczamy metodę średniej logarytmicznej różnicy temperatur LMTD (eng. Logarithmic Mean Temperature Difference) oraz metodę ε -NTU. Ponieważ płytowe wymienniki ciepła, które są przedmiotem niniejszej pracy, pracują we współprądzie lub przeciwprądzie, obie metody zostaną szczegółowo opisane w odniesieniu do właśnie takich przepływów.

Metoda obliczeń cieplnych bazująca na średniej logarytmicznej różnicy temperatur (LMTD)

Jedną z podstawowych metod służących do obliczeń wymienników ciepła o różnorodnej konstrukcji jest metoda, której idea opiera się na wyznaczeniu średniej logarytmicznej różnicy temperatur ΔT_m . W metodzie tej do wyrażenia mocy cieplnej wymiennika ciepła wykorzystano równanie Pecleta w postaci:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (5.7)$$

gdzie średnia logarytmiczna różnica temperatur wprowadzona została ze względu na zmienną wartości różnicy temperatury pomiędzy gorącym i zimnym płynem wzdłuż wymiennika.

Do wyprowadzenia wzoru na ΔT_m przyjmuje się następujące założenia:

- współczynnik przenikania ciepła k jest stały na całej długości wymiennika i nie zależy od temperatur czynnika,
- ciepło właściwe czynnika gorącego c_g oraz zimnego c_z są stałe na całej długości wymiennika i nie zależą od temperatur,
- współczynnik przewodzenia ciepła materiału λ z którego wykonany jest wymiennik jest stały na całej powierzchni wymiennika.

Z powyższych założeń wynika również, że współczynnik wnikania ciepła po stronie czynnika gorącego α_g i zimnego α_z , nie jest zależny od temperatury oraz położenia. Wyjątkiem i odstępstwem od powyższych założeń jest sytuacja w której na skutek

wzrostu temperatury któryś z czynników zacznie wrzeć, albowiem współczynniki wnikania ciepła dla przepływu jednofazowego i dwufazowego znacząco się od siebie różnią [16].

Poniższe rozważania będą dotyczyły wymiennika przeciwprądowego. Gdy przekształcimy równanie różniczkowe bilansu energii (5.5), dzieląc je przez iloczyn strumienia masy czynnika gorącego i wartość ciepła właściwego czynnika gorącego $\dot{m}_g c_g$, otrzymuje się równanie:

$$\frac{dT_g}{dx} = \frac{-k \cdot U \cdot (T_g - T_z)}{\dot{m}_g \cdot c_g}. \quad (5.8)$$

W identyczny sposób można przekształcić wyrażenie (5.6), dzieląc je przez iloczyn strumienia masy czynnika zimnego i ciepła właściwego dla czynnika zimnego $\dot{m}_z c_z$. Tak przekształcone równanie przyjmuje postać:

$$\frac{dT_z}{dx} = \frac{-k \cdot U \cdot (T_g - T_z)}{\dot{m}_z \cdot c_z}. \quad (5.9)$$

Odejmując wyrażenie (5.9) od wyrażenia (5.8) otrzymamy równanie:

$$\frac{d(T_g - T_z)}{(T_g - T_z)} = -k \cdot U \cdot \left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_g} - \frac{1}{\dot{m}_z \cdot c_z} \right) dx. \quad (5.10)$$

Całkując powyższe równanie obustronnie otrzymamy zależność:

$$\ln(T_g - T_z) = -k \cdot U \cdot \left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_g} - \frac{1}{\dot{m}_z \cdot c_z} \right) x + C \quad (5.11)$$

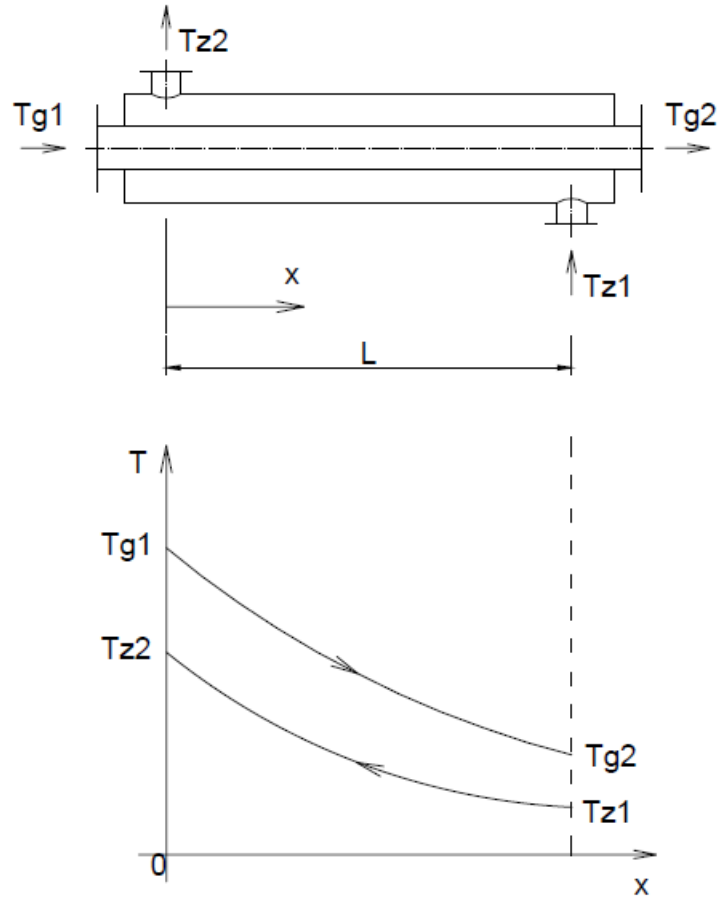
Przyjmując następnie założenie, że:

$$C_1 = e^C \quad (5.12)$$

równanie (5.11) można przekształcić do postaci:

$$\begin{aligned} T_g - T_z &= e^{-k \cdot U \cdot \left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_g} - \frac{1}{\dot{m}_z \cdot c_z} \right) x + C} = \\ &= C_1 \exp \left[-k \cdot U \cdot \left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_g} - \frac{1}{\dot{m}_z \cdot c_z} \right) x \right]. \end{aligned} \quad (5.13)$$

Wartość stałej C_1 wyznaczana jest z warunku brzegowego $x = 0$. Warunki brzegowe w wymienniku przeciwprądowym ilustruje rysunek 5.1.



Rys. 5.1 Schemat wymiennika przeciwprądowego typu „rura w rurze”

Zgodnie z rysunkiem 5.1, warunek brzegowy dla $x = 0$ przedstawia równanie (5.14):

$$(T_g - T_z)|_{x=0} = T_{g1} - T_{z2}. \quad (5.14)$$

Podstawiając rozwiązanie (5.13) do warunku brzegowego (5.14) otrzymujemy:

$$T_{g1} - T_{z2} = C_1. \quad (5.15)$$

Wstawiając wartość wyznaczonej stałej C_1 do wyrażenia (5.13) otrzymujemy równanie :

$$T_g - T_z = (T_{g1} - T_{z2}) \exp \left[-k \cdot U \left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_g} - \frac{1}{\dot{m}_z \cdot c_z} \right) x \right]. \quad (5.16)$$

Zgodnie z rysunkiem 5.1, warunek brzegowy dla $x = L$, ma postać:

$$(T_g - T_z)|_{x=L} = (T_{g2} - T_{z1}). \quad (5.17)$$

Podstawiając drugi warunek brzegowy (5.17) do równania (5.16) otrzymujemy równanie:

$$T_{g2} - T_{z1} = (T_{g1} - T_{z2}) \exp \left[-k \cdot U \cdot \left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_g} - \frac{1}{\dot{m}_z \cdot c_z} \right) L \right]. \quad (5.18)$$

Dzieląc obustronnie powyższe równanie przez $T_{g1} - T_{z2}$, a następnie logarytmując, otrzymamy zależność:

$$\ln\left(\frac{T_{g2} - T_{z1}}{T_{g1} - T_{z2}}\right) = -k \cdot U \cdot \left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_g} - \frac{1}{\dot{m}_z \cdot c_z}\right) \cdot L. \quad (5.19)$$

Aby otrzymać w wyniku przekształceń postać równania Pecleta, do wyrażenia (5.19) wprowadzone zostaną równania bilansu energii. Przekształcając równania (5.2) i (5.3) z uwzględnieniem (5.4) otrzymujemy następujące zależności:

$$\dot{m}_g \cdot c_g = \frac{\dot{Q}}{T_{g1} - T_{g2}}, \quad (5.20)$$

$$\dot{m}_z \cdot c_z = \frac{\dot{Q}}{T_{z2} - T_{z1}}. \quad (5.21)$$

Podstawiając je do równania (5.19) otrzymamy równanie:

$$\ln\left(\frac{T_{g2} - T_{z1}}{T_{g1} - T_{z2}}\right) = \frac{k \cdot U \cdot L}{\dot{Q}} \cdot [(T_{g2} - T_{g1}) - (T_{z1} - T_{z2})]. \quad (5.22)$$

Wyrażenie (5.22) można przekształcić do postaci:

$$\ln\left(\frac{T_{g2} - T_{z1}}{T_{g1} - T_{z2}}\right) = \frac{k \cdot U \cdot L}{\dot{Q}} \cdot [(T_{g2} - T_{z1}) - (T_{g1} - T_{z2})]. \quad (5.23)$$

Do tak otrzymanego równania wprowadzone zostaną następujące wyrażenia (5.24) – (5.26):

$$\Delta T_1 = T_{g1} - T_{z2}, \quad (5.24)$$

$$\Delta T_2 = T_{g2} - T_{z1}, \quad (5.25)$$

$$A = U \cdot L. \quad (5.26)$$

Podstawiając powyższe zależności do równania (5.23) otrzymamy:

$$\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right) = \frac{k \cdot A}{\dot{Q}} \cdot (\Delta T_2 - \Delta T_1). \quad (5.27)$$

Przekształcając równanie (5.27) otrzymujemy wzór na strumień ciepła \dot{Q} wymieniany pomiędzy czynnikami:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}. \quad (5.28)$$

Porównując zależność (5.28) do równania Pecleta otrzymano wzór na średnią logarytmiczną różnicę temperatur:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (5.29)$$

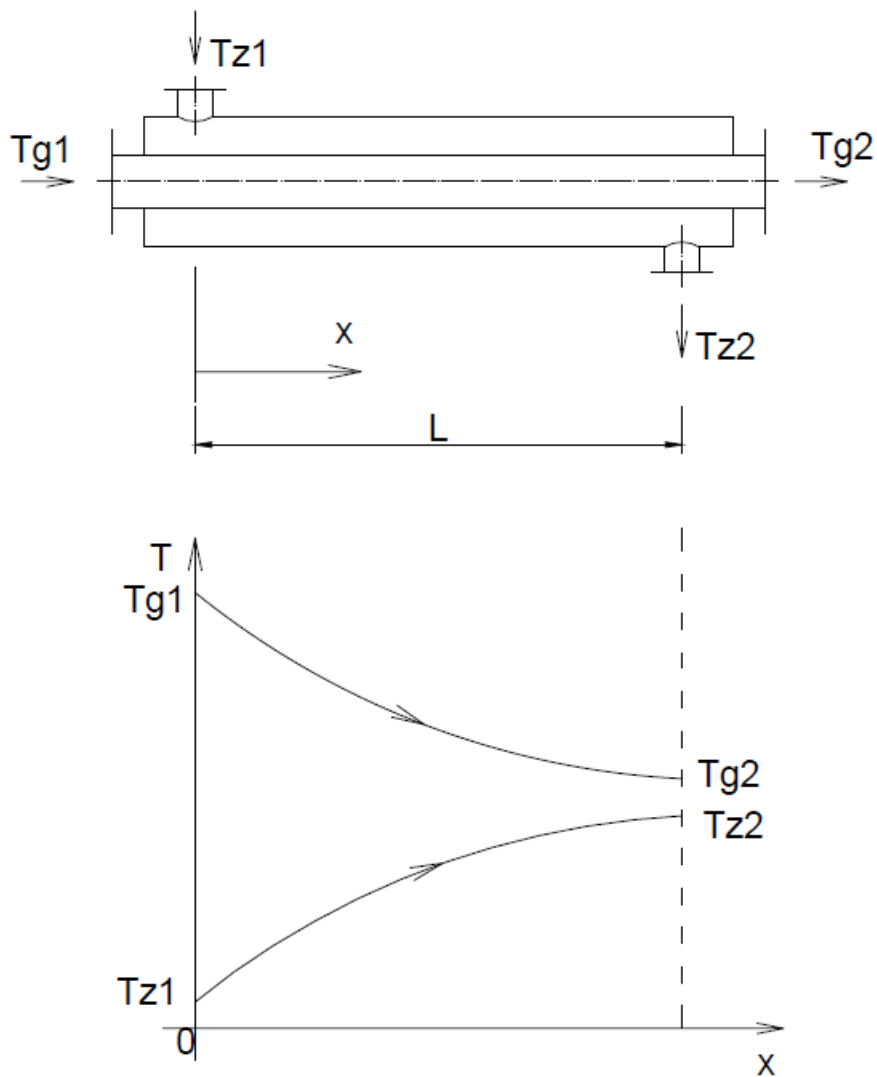
Równanie (5.7), gdzie ΔT_m wyrażone jest równaniem (5.29) jest prawdziwe jedynie dla wymienników współprądowych oraz przeciwprądowych. W sytuacji, gdy badany wymiennik charakteryzuje przepływ czynników inny niż wymienione powyżej np. przepływ krzyżowo-prądowy, wyrażenie (5.28) przyjmuje następującą postać:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_m \cdot F \quad (5.30)$$

Współczynnik poprawkowy F znajdujący się w równaniu (5.30) określa stosunek mocy cieplnej badanego wymiennika odniesiony po mocy wymiennika przeciwprądowego i jest zależny od konstrukcji samego wymiennika. Wyznaczenie wartości współczynnika odbywa się w oparciu o wykresy, które są łatwo dostępne w literaturze z zakresu wymiany ciepła i masy oraz obliczeń wymienników ciepła. Do wyznaczenia współczynnika poprawkowego F , niezbędna jest znajomość rozkładu temperatur w badanym wymienniku. Zaletą tej metody jest duża dokładność szczególnie przy mieszanych przepływach krzyżowo-współprądowych oraz krzyżowo-przeciwprądowych.

Metoda bazująca na średniej logarytmicznej różnicy temperatur przedstawiona w poprzedniej części niniejszego rozdziału jest powszechnie stosowana w krajach Europejskich. Metoda ta posiada jednak ograniczenia, wymaga znajomości wszystkich temperatur czynników, zarówno tych wlotowych jak i wylotowych. W momencie, gdy znane są wartości trzech temperatur czynników, przy pomocy równania (5.2) i (5.3) z uwzględnieniem (5.4) jesteśmy w stanie określić wartość brakującej temperatury.

Poniższe rozważania będą dotyczyły wymiennika współprądowego, którego schemat przedstawia rysunek 5.2.



Rys. 5.2 Schemat wymiennika współprądowego typu „rura w rurze”

Gdy znane są następujące parametry: temperatury czynników na wlocie do wymiennika (T_{g1} i T_{z1}), powierzchnia czynna wymiennika A oraz wartość współczynnika przenikania ciepła k , nie jesteśmy w stanie wyliczyć mocy cieplnej wymiennika korzystając z metody średniej logarytmicznej różnicy temperatur, ponieważ nie znamy wartości temperatur wylotowych czynników (T_{g2} i T_{z2}).

W celu wyznaczenia brakujących temperatur wylotowych obydwu czynników w wymienniku współprądowym, w pierwszej kolejności należy skorzystać z równania (5.2) przekształcając je odpowiednio do postaci pozwalającej wyznaczyć nieznaną temperaturę T_{g2} , a z równania (5.3) - temperaturę T_{z2} :

$$T_{g2} = T_{g1} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_g \cdot c_g}, \quad (5.31)$$

$$T_{z2} = T_{z1} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_z \cdot c_z}. \quad (5.32)$$

Wyrażenie (5.33) jest ogólnym wyrażeniem opisującym moc cieplną wymiennika współprądowego:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \frac{(T_{g1} - T_{z1}) - (T_{g2} - T_{z2})}{\ln\left(\frac{T_{g1} - T_{z1}}{T_{g2} - T_{z2}}\right)}. \quad (5.33)$$

Po podstawieniu do ogólnego równania na wyznaczenie mocy cieplnej wymiennika wzorów pozwalających wyznaczyć nieznane temperatury (5.31) oraz (5.32), równanie (5.33) przyjmuje postać:

$$\dot{Q} = kA \frac{(T_{g1} - T_{z1}) - \left[T_{g1} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_g \cdot c_g} - \left(T_{z1} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_z \cdot c_z}\right)\right]}{\ln\left(\frac{T_{g1} - T_{z1}}{T_{g1} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_g \cdot c_g} - \left(T_{z1} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_z \cdot c_z}\right)}\right)} = \quad (5.34)$$

$$= kA \frac{\left(\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_g \cdot c_g} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_z \cdot c_z}\right)}{\ln \frac{(T_{g1} - T_{z1})}{(T_{g1} - T_{z1}) - \left(\frac{\dot{Q}}{\dot{m}_g \cdot c_g} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_z \cdot c_z}\right)}}.$$

Następnie równanie (5.34) przekształcamy do postaci $f(\dot{Q}) = 0$, wyrażonej równaniem:

$$f(\dot{Q}) = \dot{Q} - kA \frac{\dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_g} + \frac{1}{\dot{m}_z \cdot c_z}\right)}{\ln \frac{(T_{g1} - T_{z1})}{(T_{g1} - T_{z1}) - \dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{m}_g \cdot c_g} + \frac{1}{\dot{m}_z \cdot c_z}\right)}} = 0 \quad (5.35)$$

Równanie (5.35) jest wyrażeniem algebraicznym nieliniowym względem \dot{Q} , rozwiązania należy poszukiwać korzystając z którejś ze znanych metod iteracyjnych. Najprostszym sposobem na wyznaczenie \dot{Q} jest skorzystanie z metody przeszukiwania przedziału i obliczenie z równania (5.35) przy użyciu arkusza kalkulacyjnego wartości funkcji $f(\dot{Q})$ dla wartości \dot{Q} rosnących od zera ze stałym krokiem czasowym lub sporządzenie wykresu

funkcji $f(\dot{Q})$ i wyznaczenie na osi x , współrzędnych punktu \dot{Q}^* dla których wartość funkcji jest równa 0. Wyznaczona w taki sposób współrzędna na osi x jest poszukiwaną mocą cieplną wymiennika [16].

Znając wyliczoną wartość \dot{Q}^* , korzystając z równania na moc cieplną wymiennika współprądowego (5.36), można wyliczyć nieznane temperatury T_{g2} oraz T_{z2} :

$$\dot{Q} = \dot{m}_g \cdot c_g \cdot (T_{g1} - T_{g2}) = \dot{m}_z \cdot c_z \cdot (T_{z2} - T_{z1}). \quad (5.36)$$

Metoda ε -NTU

Drugim przykładem znanej metody służącej do obliczeń wymienników ciepła jest metoda ε -NTU. Metoda ta jest nieco mniej znana w Europie niż metoda obliczeniowa opierająca się na średniej logarytmicznej różnicy temperatur, jednak w literaturze amerykańskiej omawiana jest bardzo często.

Ideą tejże metod jest określenie liczby jednostek wymiany ciepła w wymienniku na podstawie równań cieplnych przekształconych do postaci bezwymiarowej. Liczbę jednostek wymiany ciepła, z języka angielskiego Number of Transfer Units (NTU), określa wyrażenie :

$$NTU = \frac{k \cdot A}{\dot{C}_{min}}. \quad (5.37)$$

Wartość NTU jest wyznacznikiem wydajności wymiennika i może mieścić się w zakresie od 0 do nieskończoności. Im wyższa wartość NTU tym większa wydajność wymiany ciepła w wymienniku.

W metodzie ε -NTU, stosowane jest pojęcie strumienia pojemności cieplnej \dot{C} . Strumień ten jest iloczynem strumienia masy oraz ciepła właściwego czynnika i przyjmuje postać (5.38) dla czynnika gorącego oraz (5.39) dla czynnika zimnego:

$$\dot{C}_g = \dot{m}_g \cdot c_g, \quad (5.38)$$

$$\dot{C}_z = \dot{m}_z \cdot c_z. \quad (5.39)$$

Wartość strumienia pojemności cieplnej \dot{C}_{min} jest natomiast wartością mniejszą spośród strumieni pojemności cieplnej dla czynnika gorącego \dot{C}_g i zimnego \dot{C}_z .

Maksymalna moc cieplna wymiennika \dot{Q}_{max} , to wartość określająca największą możliwą ilość ciepła, która może zostać wymieniona pomiędzy czynnikami. Wartość ta jest wartością hipotetyczną, która mogłaby zostać osiągnięta gdyby wymiana ciepła zachodziła

przeciwprądowo, a powierzchnia wymiany ciepła byłaby nieskończenie duża. W takiej sytuacji, temperatura jednego czynnika na wlocie jest równa temperaturze drugiego czynnika na wylocie, wobec czego nie zachodziłaby dalsza wymiana ciepła pomiędzy czynnikami.

Wyrażenie (5.40) określa zależność, dzięki której można wyliczyć wartość maksymalnej mocy cieplnej wymiennika:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} \cdot \Delta T_{max} . \quad (5.40)$$

Wartość ΔT_{max} wyraża największą możliwą różnicę temperatur występującą w wymienniku. Zgodnie z wykresem przedstawionym na rysunku 5.2, wyrażenie (5.40) dla wymiennika współprądowego przyjmuje następującą postać:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{C}_{min} \cdot (T_{g1} - T_{z1}) , \quad (5.41)$$

Metoda ε -NTU wprowadza pojęcie wydajności lub efektywności wymiennika. Efektywność wyrażona równaniem (5.42), jest stosunkiem mocy rzeczywistej wymiennika \dot{Q}_{rz} do mocy maksymalnej \dot{Q}_{max} :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{rz}}{\dot{Q}_{max}} . \quad (5.42)$$

Rozważania przedstawione poniżej będą dotyczyły wymiennika pracującego we współprądzie, dla którego minimalny strumień cieplny \dot{C}_{min} dotyczy czynnika gorącego \dot{C}_g , natomiast maksymalny strumień cieplny \dot{C}_{max} dotyczy strumienia pojemności cieplnej czynnika zimnego \dot{C}_z .

Ogólne wyrażenie na efektywność wymiennika (5.42) zgodnie z wykresem przedstawionym na rysunku 5.2 oraz wyrażeniem na moc maksymalną wymiennika współprądowego (5.41), przyjmuje następującą postać:

$$\varepsilon = \frac{\dot{C}_g \cdot (T_{g1} - T_{g2})}{\dot{C}_{min} \cdot (T_{g1} - T_{z1})} = \frac{\dot{C}_z \cdot (T_{z2} - T_{z1})}{\dot{C}_{min} \cdot (T_{g1} - T_{z1})} \quad (5.43)$$

Wyrażenie (5.43) po uwzględnieniu założeń początkowych, upraszcza się do postaci:

$$\varepsilon = \frac{T_{g1} - T_{g2}}{T_{g1} - T_{z1}} \quad (5.44)$$

Równanie (5.22) po uwzględnieniu rozkładu temperatur na powierzchni wymiennika współprądowego przyjmuje postać:

$$\ln\left(\frac{T_{g2} - T_{z2}}{T_{g1} - T_{z1}}\right) = \frac{-k \cdot U \cdot L}{\dot{Q}} \cdot [(T_{g1} - T_{g2}) + (T_{z2} - T_{z1})]. \quad (5.45)$$

Wzór na strumień ciepła \dot{Q} , wyznaczany dla czynnika o niższej wartości strumienia pojemności cieplnej $\dot{C}_{min} = \dot{C}_g$, przyjmuje postać:

$$\dot{Q} = \dot{C}_g \cdot \Delta T_g = \dot{C}_{min} \cdot (T_{g1} - T_{g2}). \quad (5.46)$$

Uwzględniając zależność (5.46), wyrażenie (5.45) przyjmuje postać:

$$\ln\left(\frac{T_{g2} - T_{z2}}{T_{g1} - T_{z1}}\right) = \frac{-k \cdot U \cdot L \cdot [(T_{g1} - T_{g2}) + (T_{z2} - T_{z1})]}{\dot{C}_{min} \cdot (T_{g1} - T_{g2})}. \quad (5.47)$$

Wyrażenie (5.47) można uprościć do poniższej postaci, uwzględniając równania (5.26) i (5.37):

$$\ln\left(\frac{T_{g2} - T_{z2}}{T_{g1} - T_{z1}}\right) = -NTU \left[1 + \frac{(T_{z2} - T_{z1})}{(T_{g1} - T_{g2})}\right]. \quad (5.48)$$

Metoda ε -NTU wprowadza pojęcie stosunku strumieni pojemności cieplnej \dot{C}_r wyrażone poniższym równaniem:

$$\dot{C}_r = \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}. \quad (5.49)$$

Przekształcając równanie (5.36) oraz uwzględniając założenia początkowe dotyczące strumieni pojemności cieplnej: $\dot{C}_{min} = \dot{C}_g$ oraz $\dot{C}_{max} = \dot{C}_z$, wyrażenie (5.49) można rozpisać w następujący sposób:

$$\dot{C}_r = \frac{\dot{C}_g}{\dot{C}_z} = \frac{\dot{m}_g \cdot c_g}{\dot{m}_z \cdot c_z} = \frac{T_{z2} - T_{z1}}{T_{g1} - T_{g2}}. \quad (5.50)$$

Równanie to można przekształcić w sposób umożliwiający wyznaczenie jednej z poszukiwanych temperatur wylotowych, w przedstawionym przypadku wyznaczona zostanie temperatura T_{z2} :

$$T_{z2} = \dot{C}_r \cdot (T_{g1} - T_{g2}) + T_{z1}. \quad (5.51)$$

Zależność (5.48) po uwzględnieniu wzoru wyrażającego stosunek strumieni pojemności cieplnej (5.50) i rozwiązaniu równania, przyjmuje postać:

$$\frac{T_{g2} - T_{z2}}{T_{g1} - T_{z1}} = \exp(-NTU[1 + \dot{C}_r]). \quad (5.52)$$

Podstawiając zależność (5.51) do wyrażenia (5.52) otrzymujemy równanie:

$$\frac{T_{g2} - [\dot{C}_r \cdot (T_{g1} - T_{g2}) + T_{z1}]}{T_{g1} - T_{z1}} = \exp(-NTU[1 + \dot{C}_r]). \quad (5.53)$$

Uwzględniając wyrażenie opisujące efektywność cieplną wymiennika współprądowego ε wyrażoną równaniem (5.44), można przekształcić lewą stronę powyższego równania (5.52) do następującej postaci:

$$\begin{aligned} \frac{T_{g2} - T_{z2}}{T_{g1} - T_{z1}} &= \frac{T_{g2} - T_{z1} - \dot{C}_r \cdot (T_{g1} - T_{g2})}{T_{g1} - T_{z1}} = \\ &= \frac{-(T_{g1} - T_{g2}) + (T_{g1} - T_{z1}) - \dot{C}_r \cdot (T_{g1} - T_{g2})}{T_{g1} - T_{z1}} = \\ &= -\varepsilon + 1 - \dot{C}_r \varepsilon = 1 - \varepsilon(1 + \dot{C}_r). \end{aligned} \quad (5.54)$$

Następnie podstawiając przekształconą lewą stronę równania (5.54), do równania (5.52) otrzymuje się wyrażenie:

$$1 - \varepsilon(1 + \dot{C}_r) = \exp(-NTU[1 + \dot{C}_r]), \quad (5.55)$$

które po przekształceniu przyjmuje postać umożliwiającą obliczenie efektywności cieplnej wymiennika współprądowego (5.56)[16]:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU[1 + \dot{C}_r])}{(1 + \dot{C}_r)}. \quad (5.56)$$

Występujący w równaniu (5.30) współczynnik korygujący F uwzględniający zmniejszenie mocy cieplnej wymiennika można opisać używając zmiennych P oraz G , które wyrażone zostały poprzez poniższe równania[28]:

$$P = \frac{T_{z2} - T_{z1}}{T_{g1} - T_{z1}}, \quad (5.57)$$

$$G = \frac{\dot{C}_z}{\dot{C}_g} = \frac{T_{g1} - T_{g2}}{T_{z2} - T_{z1}}. \quad (5.58)$$

Wartości współczynnika korygującego F odczytuje się z wykresów wykonanych dla różnych konstrukcji wymienników ciepła, które można znaleźć np. w [28].

Metoda ε -NTU pozwala na wyznaczenie rzeczywistej mocy wymiennika ciepła \dot{Q}_{rz} . Po przekształceniu zależności (5.42) i podstawieniu do niej (5.41) otrzymujemy: :

$$\dot{Q}_{rz} = \varepsilon \cdot \dot{C}_{min} \cdot (T_{g1} - T_{z1}). \quad (5.59)$$

Efektywność ε jest funkcją NTU i zależy od konfiguracji wymiennika. Jeśli pojemność cieplna czynnika zimnego jest mniejsza od pojemności cieplnej czynnika gorącego w wymienniku ($G < 1$), wówczas:

$$\dot{m}_z \cdot c_z = \dot{C}_{min} \rightarrow \varepsilon = P. \quad (5.60)$$

W sytuacji, gdy pojemność cieplna gorącego czynnika jest minimalną pojemnością cieplną, a wartość $G > 1$, wówczas

$$\dot{m}_g \cdot c_g = \dot{C}_{min} \rightarrow \varepsilon = GP. \quad (5.61)$$

Równanie ogólne pozwalające obliczyć ilość jednostek wymiany ciepła NTU (5.37), można zatem przedstawić w zależności od wartości G :

– gdy $G < 1$:

$$NTU_z = NTU_{min} = \frac{k \cdot A}{\dot{C}_z} = \frac{T_{z2} - T_{z1}}{\Delta T_m}, \quad (5.62)$$

– gdy $G > 1$:

$$NTU_g = NTU_{min} = \frac{k \cdot A}{\dot{C}_g} = \frac{T_{g1} - T_{g2}}{\Delta T_m}. \quad (5.63)$$

Dla przypadku wymiennika ciepła przeciwprądowego, wzór na średnią logarytmiczną różnicę temperatury można zapisać za pomocą parametrów P i G :

$$\frac{\dot{Q}_{rz}}{k \cdot A} = \Delta T_m = (T_{g1} - T_{z1}) \cdot \frac{P(1 - G)}{\ln\left(\frac{1 - PG}{1 - P}\right)}. \quad (5.64)$$

Dla przypadku gdy $R < 1$ efektywność wymiennika ε przedstawia równanie:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{rz}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{C}_z \cdot (T_{z2} - T_{z1})}{\dot{C}_g \cdot (T_{g1} - T_{g2})} = \frac{(T_{z2} - T_{z1})}{(T_{g1} - T_{g2})} = P. \quad (5.65)$$

Liczbę jednostek wymiany ciepła dla czynnika zimnego NTU_z zgodnie z równaniem (5.62) wyznaczyć można korzystając z któregoś z poniższych równań:

$$NTU_z = NTU_{min} = \frac{k \cdot A}{\dot{C}_z} = \frac{(T_{z2} - T_{z1})}{\Delta T_m} = \frac{P(T_{g1} - T_{z1})}{\Delta T_m}, \quad (5.66)$$

$$NTU_z = \frac{P \ln\left(\frac{1 - PG}{1 - P}\right)}{P(1 - G)}. \quad (5.67)$$

W analizowanym przypadku $\varepsilon = P$. Wówczas równanie (5.67) można zapisać w postaci:

$$NTU_z = \frac{\ln\left(\frac{1 - \varepsilon G}{1 - \varepsilon}\right)}{1 - G}, \quad (5.68)$$

które następnie można przekształcić do postaci:

$$\left(\frac{1 - \varepsilon G}{1 - \varepsilon}\right) = \exp[(1 - G) \cdot NTU_z]. \quad (5.69)$$

W efekcie powyższe równanie opisujące efektywność wymiennika dla analizowanego przypadku można zapisać w postaci:

$$\varepsilon = \frac{\exp[(1 - G) \cdot NTU_z] - 1}{\exp[(1 - G) \cdot NTU_z] - G}. \quad (5.70)$$

Gdy strumień pojemności cieplnej gorącego czynnika jest mniejszy od strumienia pojemności cieplnej czynnika zimnego $\dot{C}_g < \dot{C}_z$ oraz $G > 1$, wówczas efektywność wymiennika $\varepsilon = GP$. W takim przypadku wyrażenie określające liczbę jednostek wymiany przyjmuje postaci:

$$NTU_g = NTU_{min} = \frac{k \cdot A}{\dot{C}_g} = \frac{(T_{g1} - T_{g2})}{\Delta T_m} = \frac{PG(T_{g1} - T_{z1})}{\Delta T_m}, \quad (5.71)$$

$$NTU_g = \frac{PG \ln\left(\frac{1 - P}{1 - PG}\right)}{P(G - 1)}. \quad (5.72)$$

Podobnie jak w poprzednio analizowanym przypadku, powyższe równanie można zapisać w sposób:

$$NTU_g = \frac{\ln\left(\frac{1 - \frac{\varepsilon}{G}}{1 - \varepsilon}\right)}{\left(1 - \frac{1}{G}\right)}. \quad (5.73)$$

W wyniku kolejnych przekształceń otrzymujemy:

$$\left[\frac{1 - \frac{\varepsilon}{G}}{1 - \varepsilon}\right] = \exp\left[\left(1 - \frac{1}{G}\right) \cdot NTU_g\right]. \quad (5.74)$$

Ostatecznie równanie (5.74) można przekształcić do postaci umożliwiającej wyznaczenie efektywności ε dla analizowanego przypadku, wyrażone równaniem:

$$\varepsilon = \frac{\exp\left[\left(1 - \frac{1}{G}\right) \cdot NTU_g\right] - 1}{\exp\left[\left(1 - \frac{1}{G}\right) \cdot NTU_g\right] - \frac{1}{G}}. \quad (5.75)$$

Uwzględniając wyrażenie opisujące stosunek strumieni pojemności cieplnej \dot{C}_r (5.49), można na podstawie równań wyrażających efektywność dla dwóch analizowanych przypadków (5.70) oraz (5.75) wyprowadzić równanie ogólne na efektywność wymiennika dla wymienników przeciwprądowych:

$$\varepsilon = \frac{\exp[(1 - \dot{C}_r) \cdot NTU_{min}] - 1}{\exp[(1 - \dot{C}_r) \cdot NTU_{min}] - \dot{C}_r}. \quad (5.76)$$

Przedstawione powyżej zagadnienia dotyczą jednobiegowych płytowych wymienników ciepła pracujących jako współprądowe lub przeciwprądowe. W takim wymienniku obydwie płyny przepływają współprądowo lub przeciwprądowo przez wymiennik tylko jeden raz. Całkowita powierzchnia wymiany ciepła wynosi wówczas:

$$A = N \cdot L \cdot W, \quad (5.77)$$

W wymienniku płytowym, niezależnie od jego konstrukcji, dwie płyty końcowe nie biorą udziału w wymianie ciepła, tym samym nie są wliczane do liczby płyt wymiennika N . Całkowita liczba kanałów przez które przepływają czynniki wraz z kanałami końcowymi z tylko jedną powierzchnią wymiany ciepła wynosi $N+1$. Zgodnie z powyższym, jeśli wymiennik zbudowany jest z nieparzystej liczby płyt, posiada wtedy parzystą liczbę kanałów przepływowych które dzielone są po równo pomiędzy obydwie czynniki. Wówczas, masowe natężenie przepływu płynu w pojedynczym kanale wynosi dla czynnika gorącego $\dot{m}_{g,s}$ i zimnego $\dot{m}_{z,s}$:

$$\dot{m}_{g,s} = \frac{2 \cdot \dot{m}_g}{N + 1}, \quad (5.78)$$

$$\dot{m}_{z,s} = \frac{2 \cdot \dot{m}_z}{N + 1}. \quad (5.79)$$

Gdy badany wymiennik zbudowany jest z parzystej liczby płyt, wówczas mamy do czynienia z nieparzystą liczbą kanałów. Liczba kanałów zajmowanych przez jeden z czynników wynosi wtedy $\frac{N}{2}$, natomiast liczba kanałów zajmowanych przez drugi czynnik wynosi $\frac{N}{2} + 1$. W wymienniku jednobiegowym powierzchnia wymiany ciepła A i całkowita powierzchnia przekroju poprzecznego S są od siebie zależne co przedstawia równanie:

$$A = N \cdot L \cdot W = N \cdot d_e \cdot W \cdot \left(\frac{L}{d_e}\right) = 2S \cdot \left(\frac{L}{d_e}\right). \quad (5.80)$$

Powyższe równanie pokazuje, iż stosunek pola powierzchni do pola przekroju poprzecznego można zwiększyć jedynie poprzez zwiększenie stosunku $\frac{L}{d_e}$, lecz

rozwiązanie to jest obarczone ograniczeniami konstrukcyjnymi oraz przestrzennymi. Chcąc zwiększyć pole powierzchni wymiennika i tym samym zwiększyć prędkości płynów w kanałach należy zastosować inne konfiguracje wymienników. W celu zwiększenia współczynników przenikania ciepła bez powiększania strat związanych ze spadkiem ciśnienia na wymienniku, często stosuje się konfigurację wielobiegową, w której strumienie czynników wielokrotnie przepływają przeciwnieprądowo przez wymiennik. Najprostszym przykładem takiego wymiennika jest wymiennik dwubiegowy, w którym całkowita powierzchnia wymiany ciepła jest taka sama jak w wymienniku jednobiegowym z identyczną liczbą płyt, lecz prędkość przepływających strumieni oraz długość kanałów jest dwukrotnie większa niż we wspomnianym wymienniku jednobiegowym.

W zależności od konfiguracji i rodzaju wymiennika, jego efektywność ε obliczana jest przy użyciu któregoś z poniższych równań [29]. Wyrażenie pozwalające określić efektywność wymiennika współprądowego zostało już wymienione we wcześniejszej części niniejszego rozdziału (5.56). Wyrażenie (5.76) przedstawia ogólny wzór na efektywność wymiennika przeciwnieprądowego dla sytuacji kiedy stosunek pojemności strumieni cieplnych \dot{C}_r przyjmuje wartości mniejsze od 1. W momencie gdy stosunek strumieni pojemności cieplnej czynników $\dot{C}_r = 1$, ogólny wzór na efektywność wymiennika przeciwnieprądowego wyraża równanie:

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}. \quad (5.81)$$

W przypadku innych konstrukcji wymienników ciepła wzory na współczynnik efektywności przyjmują inne postaci. Dla wymienników ciepła płaszczowo-rurowych w których płyn po zewnętrznej stronie rur przepływa jednobiegowo, natomiast płyn wewnątrz rur przepływa wielobiegowo obowiązuje równanie:

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + \dot{C}_r + \left(1 + \dot{C}_r^2 \right)^{\frac{1}{2}} \frac{1 + \exp \left[-NTU \left(1 + \dot{C}_r^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[-NTU \left(1 + \dot{C}_r^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]} \right\}^{-1} \quad (5.82)$$

Gdy w konstrukcji wymiennika płaszczowo-rurowego płyn po zewnętrznej i wewnętrznej stronie rurek przepływa n -krotnie, wówczas wyrażenie opisujące efektywność wymiennika przyjmuje postać:

$$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - E\dot{C}_r}{1 - E} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - E\dot{C}_r}{1 - E} \right)^n - \dot{C}_r \right]^{-1}. \quad (5.83)$$

Efektywność wymienników krzyżowo-prądowych wyrażona równaniami (5.84) – (5.86) zależy od tego czy czynniki w trakcie przepływu ulegają zmieszaniu czy też nie. W sytuacji nie mieszających się czynników obowiązuje równanie:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{\dot{C}_r} \right) NTU^{0,22} \{ \exp[-\dot{C}_r \cdot NTU^{0,78}] - 1 \} \right]. \quad (5.84)$$

Gdy strumień czynnika o mniejszej pojemności cieplnej \dot{C}_{min} pozostaje niezmienny, a zmieszaniu ulega jedynie strumień czynnika o większej pojemności cieplnej \dot{C}_{max} , wówczas efektywność wymiennika wyraża równanie:

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{\dot{C}_r} \right) (1 - \exp\{-\dot{C}_r[1 - \exp(-NTU)]\}). \quad (5.85)$$

W sytuacji gdy strumień czynnika o mniejszej pojemności cieplnej \dot{C}_{min} ulega zmieszaniu, a strumień czynnika o większej pojemności cieplnej \dot{C}_{max} pozostaje niezmienny, wzór na efektywność wymiennika przyjmuje postać:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left(-\dot{C}_r^{-1} \{ 1 - \exp[-\dot{C}_r \cdot NTU] \} \right). \quad (5.86)$$

Dla wszystkich pozostałych wymienników dla których $\dot{C}_r = 0$, co ma miejsce w sytuacji, gdy jeden z czynników roboczych zmienia swój stan skupienia, obowiązuje ogólne równanie:

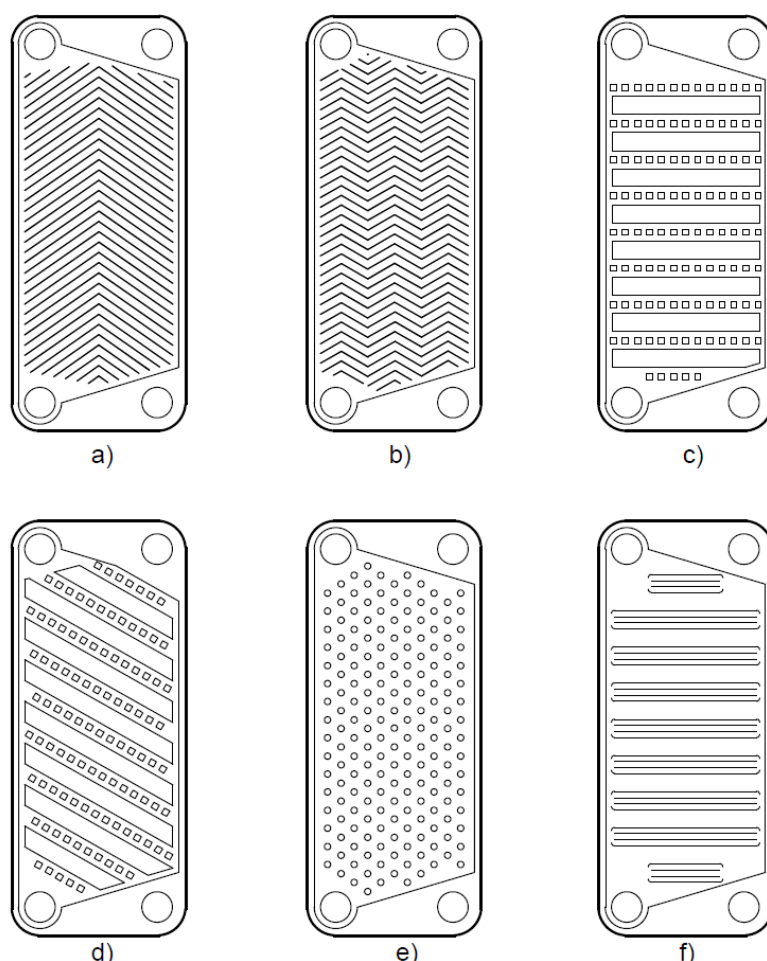
$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU). \quad (5.87)$$

6 Korelacje na liczbę Nusselta dla przepływów w płytowych wymiennikach ciepła

Badania eksperymentalne i obliczenia termodynamiczne wymienników ciepła od dziesięcioleci pozostają tematem prac wielu naukowców. Badania te mają na celu określenie charakterystyki wymiany ciepła zachodzącej w wymiennikach ciepła.

Płyty wymienników płytowych przybierają różnorakie kształty powierzchni, począwszy od płyt płaskich, aż po bardziej skomplikowane kształty takie jak tzw. fala, jodelka, czy przetłoczenia punktowe.

W praktyce producenci płytowych wymienników ciepła posiadają w ofercie bardzo szeroki zakres geometrii płyt tłoczonych, dzięki czemu stopień poprawy wymiany ciepła można dobrać do konkretnego zastosowania. Przykładowe ukształtowanie powierzchni płyt przedstawia rysunek 6.1.



Rys. 6.1 Przykładowe tłoczenia płyt wymienników ciepła: a) jodelka (szewron), b) fala, c) tarka, d) tarka ukośna, e) przetłoczenia punktowe, f) tarka z faldami wtórnymi

Do najpopularniejszych przetłoczeń należą przetłoczenia w tzw. jodełkę (płyty szewronowe), przedstawione na rysunku (rys. 6.1a), oraz przetłoczenie typu fala (rys. 6.1b). Obydwa rodzaje przetłoczeń występują w dwóch odmianach: tłoczenie typu H (high-theta; high-NTU) lub L (low-theta; low-NTU). Kolejnym popularnym rodzajem tłoczenia wśród płytowych wymienników ciepła są przetłoczenia w tzw. tarkę (rys. 6.1c) lub pochyloną tarkę (rys. 6.1d). Wśród płytowych wymienników ciepła, często można spotykać również przetłoczenia punktowe widoczne na rysunku (rys. 6.1e), jak i tłoczenie w tzw. tarkę z fałdami wtórnymi przedstawione na rysunku (rys. 6.1f). Każdy z powyższych typów przetłoczeń charakteryzuje się innymi właściwościami, toteż nie rzadko stosuje się różnorodne konfiguracje połączenia poszczególnych typów płyt w celu uzyskania optymalnych właściwości wymiennika [67].

Większość szczegółowych danych dotyczących geometrii wymiennika, czy też ukształtowania samej płyty, jest zastrzeżonych i stanowi tajemnice producentów, z tego powodu badania nad wymiennikami ciepła tego typu mają charakter eksperymentalny.

Współczynniki wnikania ciepła w płytowych wymiennikach ciepła zależą między innymi od geometrii i rodzaju ukształtowania płyt wymiennika, lecz nie tylko. Na jego wartość ma wpływ także prędkość przepływającego czynnika roboczego, czy jego rodzaj i właściwości termofizyczne. W przypadku wykorzystania płyt przetłaczanych wartości graniczne liczb Reynoldsa dla poszczególnych rodzajów przepływu w wymienniku płytowym są zdecydowanie niższe niż w przypadku przepływu przez kanały gładkie. Hewitt i in. [28] w swojej pracy podają, iż wartość liczby Reynoldsa przy której charakter przepływu zmienia się z laminarnego na przejściowy dla płyt tłoczonych wynosi około 10. Sam obszar przepływu o charakterze przejściowym jest tym samym odpowiednio poszerzony. Natomiast współczynniki wnikania ciepła dla przepływu przejściowego i turbulentnego pomiędzy płytami przetłaczanymi są kilkukrotnie wyższe w porównaniu do przepływu przez kanał utworzony przez płaskie płyty gładkościenne o tej samej średnicy zastępczej.

W przypadku wymienników ciepła, w których realizowany jest przepływ laminarny stosowane płyty są płaskie i gładkie, natomiast pomiędzy nimi wykorzystuje się specjalnie ukształtowane blachy stanowiące ich żebra i tworzące kanały dla przepływającego płynu. Ze względu na małe rozmiary kanałów, przez które przepływa czynnik roboczy, może być w nich realizowany przepływ laminarny. Aparaty są wówczas projektowane ze względu na

taki właśnie przepływ, a kanały utworzone przez płyty i ich żebra mają prosty kształt. W takim przypadku, dla przepływu w pełni rozwiniętego, liczby Nusselta osiągają stałe wartości. Przykładowo dla kanału o przekroju kołowym równomiernie ogrzewanym/chłodzonym liczba Nusselta wynosi 4,36, a o stałej temperaturze na całej długości liczba Nusselta jest równa 3,66 [28]. Dla kanałów o przekroju prostokątnym wartości liczby Nusselta również mają wartości stałe, ale zależą one od stosunku szerokości do wysokości kanału. Im jest on mniejszy tym większe są wartości liczby Nusselta. Należy przy tym mieć na uwadze, iż w obszarze wlotowym kanału wartości współczynników wnikania ciepła dla przepływu o charakterze laminarnym nie są stałe, jak w przypadku przepływu w pełni rozwiniętego, lecz wzrastają wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa w sposób, który jest zgodny z równaniami rozwoju warstw granicznych w obszarach wlotowych gładkich kanałów. W rzeczywistości wartości współczynników wnikania ciepła dla tego typu przepływu nie odbiegają znacznie od tych przewidywanych dla rozwijającej się termicznej warstwy granicznej pod warunkiem uwzględnienia rzeczywistej powierzchni wymiany ciepła i efektywnej długości drogi jaką przebywa czynnik od wlotu do wylotu z wymiennika [28].

W przypadku wymienników ciepła składających się z płyt wytłaczanych najwięcej badań dotyczy tych z przetłoczeniami szewronowymi. Badania nad wpływem kąta β , będącego odchyleniem przetłoczeń płyty względem ogólnego kierunku przepływu płynu, na właściwości cieplne i hydrauliczne danego wymiennika, prowadzili Focke i in. [18]. Efektem ich pracy jest opublikowana w 1985 roku korelacja (6.1) dla przepływu płynu przez wymiennik płytowy o zmiennym kącie jodełki (szewronu) zawartym w zakresie $0 \leq \beta \leq 90^\circ$.

$$Nu = C_1 Re^{C_2} Pr^{0,5} . \quad (6.1)$$

Powyższa korelacja obejmuje zakres przejściowy oraz turbulentny przepływu i obowiązuje dla liczb Reynoldsa z zakresu $27 \leq Re \leq 56000$. Wartości współczynników C_1 oraz C_2 uzależnione są kąta β płyty oraz liczby Reynoldsa i przyjmują następujące wartości przedstawione w tabeli 6.1.

Tabela 6.1 Zestawienie wartości współczynników C_1 i C_2 w zależności od liczb Reynoldsa oraz kąta uźebrowania płyty [18]

β	Re	C_1	C_2
0	8000 ÷ 56000	0,021	0,868
30°	120 ÷ 1000	0,77	0,54
	1000 ÷ 42000	0,44	0,64
45°	45 ÷ 300	1,67	0,44
	300 ÷ 2000	0,405	0,7
	2000 ÷ 20000	0,84	0,6
60°	20 ÷ 150	1,89	0,46
	150 ÷ 600	0,57	0,7
	600 ÷ 16000	1,112	0,6
72°	200 ÷ 4000	1,45	0,58
80°	27 ÷ 500	1,05	0,64
	500 ÷ 2800	1,98	0,54
90°	300 ÷ 14000	0,98	0,63

Badania były prowadzone na wymiennikach, dla których współczynnik zwiększenia powierzchni (współczynnik wyrażający rzeczywistą powierzchnię czynną wymiennika w stosunku do powierzchni płyty płaskiej o takich samych wymiarach zewnętrznych) wynosił $\Phi = 1,464$ i wykazały, że wraz ze wzrostem kąta β wzrasta wartość współczynnika wnikania ciepła oraz straty związane ze spadkiem ciśnienia podczas przepływu. Własności płynu są wyznaczone dla średniej arytmetycznej temperatur na wlocie i wylocie z wymiennika.

Podobne badania dla płyty szewronowej przeprowadzili Talik i in. [19]. W swojej pracy badali wymiennik płytowy z płytami o kącie wytłoczeń jodełki równym $\beta = 60^\circ$. Jako czynnik roboczy wykorzystali roztwór wody i glikolu. Następstwem przeprowadzonych badań jest opublikowana w roku 1995 korelacja, wyrażona poniższym równaniem:

$$Nu = 0,248Re^{0,7}Pr^{0,4} . \quad (6.2)$$

Korelacja Talika (6.2) jest prawdziwa w przypadku przepływu turbulentnego w zakresie liczb Reynoldsa $1450 \leq Re \leq 11460$ oraz liczb Prandtla z zakresu $2,5 \leq Pr \leq 5,0$. Własności termofizyczne płynu wyznaczone są dla średniej temperatury płynu. Współczynnik zwiększenia powierzchni w badanym wymienniku wynosił $\Phi = 1,22$.

Muley i Manglik [20-21] w roku 1999 przeprowadzili badania mające na celu wyznaczenie współczynników wnikania ciepła oraz spadków ciśnienia dla płyt szewronowych o kątach połańdowania $\beta = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$. W efekcie przeprowadzonych badań, przedstawili dwie korelacje (6.3) oraz (6.4). Pierwsza z nich jest prawdziwa dla przepływu o charakterze turbulentnym, gdzie liczba Reynoldsa przyjmuje wartości powyżej 1000, a liczba Prandtla mieści się w zakresie $2,0 \leq Pr \leq 6,0$:

$$Nu = (0,2668 - 6,967 \cdot 10^{-3} \cdot \beta + 7,244 \cdot 10^{-5} \cdot \beta^2) \cdot Re^{[0,728+0,0543 \sin(\frac{\pi\beta}{45}+3,7)]} Pr^{0,333} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}}\right)^{0,14} . \quad (6.3)$$

Druga korelacja (6.4) jest właściwa dla przepływu o charakterze przejściowym, gdy liczba Reynoldsa znajduje się w zakresie $30 \leq Re \leq 400$, a liczba Prandtla $130 \leq Pr \leq 290$:

$$Nu = 1,6774 \left(\frac{d_{hydr}}{L}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\beta}{30}\right)^{0,38} Re^{0,5} Pr^{0,333} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}}\right)^{0,14} . \quad (6.4)$$

Właściwości termofizyczne płynu wyliczane są dla średnich temperatur. Obydwie powyższe korelacje pozwalają wyznaczyć charakterystykę wymiany ciepła dla wymienników płytowych, których współczynnik powiększenia powierzchni mieści się w zakresie $1,0 \leq \Phi \leq 1,5$. Przeprowadzone badania potwierdziły, iż wraz ze wzrostem kąta przetłoczeń względem kierunku przepływu płynu β rośnie liczba Nusselta oraz współczynnik tarcia.

Okada i in [22] w trakcie swoich badań opracowali korelację:

$$Nu = C_1 Re^{C_2} Pr^{0,4} . \quad (6.5)$$

dla płyt szewronowych o kątach nachylenia jodełki z zakresu $30^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$. Korelacja ta służy do wyznaczania charakterystyk wymiany ciepła w przypadku przepływów o charakterze przejściowym i turbulentnym, gdy liczba Reynoldsa znajduje się w zakresie $400 \leq Re \leq 15000$. W zależności od kąta nachylenia przetłoczeń, współczynniki C_1 oraz C_2 przyjmują wartości przedstawione w tabeli 6.2.

Tabela 6.2 Zestawienie wartości współczynników C_1 i C_2 w zależności od kąta przetłoczeń płyty szewronowej [22]

β	C_1	C_2
30°	0,1528	0,66
45°	0,2414	0,64
60°	0,3174	0,65
75°	0,4632	0,62

Właściwości fizyczne czynnika są wyznaczane dla średnich temperatur płynu na wlocie i wylocie z wymiennika. Badania prowadzone były na wymiennikach dla których współczynnik powiększenia powierzchni wynosił kolejno $\Phi = 1,147; 1,294; 1,412$.

Hayes i in. [64] w roku 2009 po przeprowadzonych badaniach na wymiennikach płytowych z symetrycznymi płytami szewronowymi o różnych kątach nachylenia przetłoczeń z zakresu $30^\circ \leq \beta \leq 63^\circ$ zaproponowali korelację:

$$Nu = C_1 Re^{C_2} Pr^{0,333} \left(\frac{\mu}{\mu_{sc}} \right)^{0,14} \quad (6.6)$$

Przedstawiona korelacja jest prawdziwa dla liczb Reynoldsa z zakresu $400 \leq Re \leq 1000$ oraz $2000 \leq Re \leq 8000$. Należy zaznaczyć, iż górna granica liczb Reynoldsa dla których korelacja znajduje zastosowanie jest zależna od kąta przetłoczeń płyt β . Zestawienie wartości współczynników C_1 i C_2 , w zależności od wartości liczby Reynoldsa, Prandtla oraz kąta β przedstawia tabela 6.3.

Tabela 6.3 Zestawienie wartości współczynników C_1 i C_2 w zależności od kąta uźebrowania płyty szewronowej oraz liczby Reynoldsa i Prandtla [64]

β	Re	C_1	C_2	Pr
30°	400 ÷ 1000	0,177	0,744	15 ÷ 50
46,5°	400 ÷ 700	0,278	0,745	
63°	400 ÷ 700	0,561	0,726	
30°	2000 ÷ 8000	0,134	0,712	2 ÷ 6
46,5°	2000 ÷ 7000	0,214	0,698	
63°	2000 ÷ 4500	0,240	0,724	

Khan i in. [65-66] w swoich badaniach prowadzonych na wymiennikach płytowych, skoncentrowali się nad opracowaniem ogólnej korelacji dla wymienników płytowych o różnych kątach nachylenia wytłoczeń jodełki. Badania były prowadzone na komercyjnych wymiennikach o kącie wytłoczeń płyt β równym $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ oraz o zmiennej głębokości wytłoczeń płyty b . Współczynnik powiększenia obszaru dla badanych wymienników wynosi $\Phi = 1,117$.

$$Nu = \left(0,0161 \frac{\beta}{\beta_{max}} + \right. \\ \left. +0,1298 \right) Re^{\left(0,198 \frac{\beta}{\beta_{max}} + 0,6398\right)} Pr^{0,35} \left(\frac{\mu}{\mu_{sc}}\right)^{0,14}. \quad (6.7)$$

Korelacja (6.7) jest prawdziwa dla liczb Reynoldsa z zakresu $500 \div 2500$ oraz liczb Prandtla z zakresu $3,5 \div 6,5$. Właściwości termofizyczne czynnika wyliczone zostały dla średniej wartości temperatury czynnika pomiędzy wlotem i wylotem z wymiennika. Zaproponowana korelacja uwzględnia także zmianę lepkości czynnika μ .

Badania potwierdzają wnioski poprzedników, iż wraz ze wzrostem kąta nachylenia przetłoczeń płyty rośnie wartość liczby Nusselta i strat związane ze zwiększonym oporem przepływu. Potwierdzono także, iż na liczbę Nusselta wpływ mają nie tylko liczby Reynoldsa i Prandtla, lecz także geometria płyty. Wyniki badań pokazały również, że zwiększone przenoszenie ciepła przez wymiennik z płytami falistymi przypisuje się przede wszystkim zwiększonemu poziomowi turbulencji przepływającego czynnika, aniżeli zwiększonemu polu powierzchni wymiany ciepła.

7 Klasyczna metoda Wilsona oraz jej modyfikacje

Ideą metody Wilsona jest możliwość dokładnego określenia współczynników wnikania ciepła w powierzchniowych wymiennikach ciepła.

7.1. Klasyczna metoda Wilsona

Graficzna metoda Wilsona w klasycznej formie znana jest już od początku XX wieku. Pierwszy raz została zaprezentowana przez E.E. Wilsona w 1915 roku [12], a do dnia dzisiejszego doczekała się wielu modyfikacji, które zostaną omówione w dalszej części niniejszego rozdziału.

Metoda została opracowana w oparciu o badania skraplacza płaszczowo-rurowego. W trakcie badań przepływająca wewnątrz rur woda powodowała na ich zewnętrznej powierzchni wykraplanie pary wodnej, co z kolei umożliwiło wyznaczenie konwekcyjnych współczynników wnikania ciepła. Na podstawie przeprowadzanych pomiarów Wilson zaobserwował, że wyrażenie współczynnika wnikania ciepła jako funkcji wykładniczej zależnej jedynie od wartości natężenia przepływu, czy temperatury jednego z czynników biorących udział w przekazywaniu ciepła, jest niewystarczający. Następnym tychże obserwacji było stworzenie tablic współczynników korekcyjnych, w których rzeczywista prędkość przepływającego czynnika jest powiązana ze średnicą rur wymiennika oraz temperaturą czynnika. Dzięki stworzeniu tablic, Wilson przedstawił wyrażenie na całkowity opór przenikania ciepła jako sumę oporów wnikania i przewodzenia wyrażoną za pomocą prędkości zredukowanej. Przekształcenie tego wyrażenia umożliwiło w dalszej kolejności przy użyciu metody regresji liniowej wyznaczenie dwóch stałych współczynników, które pozwalają na określenie współczynników wnikania ciepła w badanym wymienniku. Szczegółowy opis oryginalnej koncepcji metody Wilsona wykonany zostanie poniżej [23].

Bilans energii wymiennika ciepła, przy założeniu braku strat cieplnych do otoczenia, przedstawia równanie:

$$\dot{Q} = \dot{m}_z \cdot c_z \cdot \Delta T_z = \dot{m}_g \cdot c_g \cdot \Delta T_g. \quad (7.1)$$

Jednocześnie, moc cieplną wymiennika \dot{Q} można zapisać jako iloczyn współczynnika przenikania ciepła k , średniej logarytmicznej różnicy temperatur ΔT_m oraz pola powierzchni wymiennika A wyrażoną równaniem (5.7):

Dla wymiennika płaszczowo-rurowego w równaniu (5.7) współczynnik przenikania ciepła k wyznacza się w odniesieniu do powierzchni zewnętrznej lub wewnętrznej rur

wymiennika, a pole powierzchni A jest odpowiednio polem powierzchni zewnętrznej lub wewnętrznej rur.

Metoda Wilsona bazuje na równaniu wyrażającym opór cieplny wymiennika, przy czym odwrotność całkowitego oporu cieplnego $R_{całk.}$ jest iloczynem współczynnika przenikania i pola powierzchni wymiany ciepła:

$$\frac{1}{R_{całk.}} = k \cdot A. \quad (7.2)$$

Korzystając z równań (5.7) oraz (7.2) wzór na całkowity opór cieplny można zapisać w postaci:

$$R_{całk.} = \frac{\Delta T_m}{\dot{Q}}. \quad (7.3)$$

Całkowity opór cieplny w czystym wymienniku można wyrazić także jako sumę oporu cieplnego wnikania po stronie czynnika oddającego ciepło R_g , oporu cieplnego przewodzenia przegrody $R_{śc}$ oraz oporu cieplnego wnikania po stronie czynnika odbierającego ciepło R_z :

$$R_{całk.} = R_g + R_{śc} + R_z. \quad (7.4)$$

Znając geometrię wymiennika, równanie (7.4) można przedstawić w bardziej szczegółowej postaci. W przypadku wymiennika płaszczowo-rurowego, gdy powierzchnia wymiany ciepła ma kształt cylindryczny, całkowity opór cieplny wyraża zależność:

$$R_{całk.} = \frac{1}{\alpha_z \cdot A_z} + \frac{\ln\left(\frac{d_g}{d_z}\right)}{2\pi \cdot \lambda_{śc} \cdot L} + \frac{1}{\alpha_g \cdot A_g}. \quad (7.5)$$

Na podstawie powyższego równania oraz uwzględniając specyfikę pracy skraplacza Wilson zauważył, że w przypadku zmiany strumienia masowego czynnika zimnego zmiana całkowitego oporu cieplnego wymiennika będzie spowodowana głównie zmianą współczynnika wnikania ciepła na powierzchni wewnętrznej rur omywanych zimną wodą α_z . Zmianie ulegać będzie zatem opór cieplny wnikania po stronie zimnego czynnika R_z , podczas, gdy opór cieplny wnikania po stronie gorącego czynnika R_g oraz opór przewodzenia ścianki $R_{śc}$ można uznać za wartości stałe, a ich sumę zastąpić stałą C_1 :

$$R_g + R_{śc} = C_1. \quad (7.6)$$

Przyjmując, że właściwości fizyczne czynnika zimnego są niezmiennie Wilson stwierdził, że współczynnik wnikania ciepła od strony czynnika zimnego podczas w pełni rozwiniętego przepływu turbulentnego jest proporcjonalny do n -tej potęgi prędkości zredukowanej v_r . Współczynnik wnikania ciepła od strony czynnika zimnego został wyrażony zależnością:

$$\alpha_z = v_r^n \cdot C_2, \quad (7.7)$$

gdzie C_2 jest współczynnikiem proporcjonalności. Opór cieplny czynnika odbierającego ciepło R_z jest zatem proporcjonalny do odwrotności potęgi prędkości zredukowanej.

Po podstawieniu równań (7.6) oraz (7.7) do równania (7.4) otrzymujemy wyrażenie opisujące całkowity opór cieplny przedstawiony w postaci:

$$R_{całk.} = \frac{1}{C_2 \cdot A_z} \cdot \frac{1}{v_r^n} + C_1. \quad (7.8)$$

Równanie (7.8) jest równaniem funkcji liniowej:

$$y = ax + b, \quad (7.9)$$

o współczynniku kierunkowym:

$$a = \frac{1}{C_2 \cdot A_z}. \quad (7.10)$$

Wyraz wolny w funkcji (7.8) wynosi:

$$b = C_1, \quad (7.11)$$

a także jest miejscem przecięcia wykresu funkcji liniowej z osią y układu współrzędnych.

Współrzędne:

$$x = \frac{1}{v_r^n} \quad (7.12)$$

oraz

$$y = R_{całk.} \quad (7.13)$$

wyznaczane są na podstawie danych pomiarowych dla różnych strumieni masowych czynnika gorącego w wymienniku.

Wartość wykładnika n w równaniu (7.8) zazwyczaj wynosi $n = 0,82$ [23], aczkolwiek czasami niezbędne są korekty tej wartości, ponieważ wykładnik dobiera się w taki sposób, aby uzyskany w drodze eksperymentu całkowity opór cieplny był funkcją liniową.

Aproksymację danych pomiarowych za pomocą funkcji liniowej (7.8) przeprowadza się poprzez zastosowanie analitycznej metody regresji liniowej, w ten sposób wyznaczone zostają stałe C_1 i C_2 , które z kolei pozwalają na obliczenie współczynników wnikania ciepła α_z z zależności (7.8) i α_g z równania:

$$\alpha_g = \frac{1}{(C_1 - R_{\xi}) \cdot A_g}. \quad (7.14)$$

Klasyczna metoda Wilsona ma zastosowanie w przypadku, gdy przepływy obydwu czynników roboczych w wymienniku są jednorodne oraz, gdy opory cieplne od strony czynników oddającego i odbierającego ciepło są tego samego rzędu. Dodatkowo, klasyczna wersja metody wymaga, aby przepływ czynnika w wymienniku miał charakter turbulentny oraz w pełni rozwinięty.

7.2. Modyfikacje metody Wilsona

Metoda Wilsona zarówno w klasycznym wydaniu jak i w zmodyfikowanej formie do dnia dzisiejszego pozostaje obiektem badań i eksperymentów wielu naukowców z całego świata. Swoje badania nad klasyczną metodą Wilsona prowadzili m.in. Wójs i Tietze [34], którzy przeprowadzili analizę dotyczącą wpływu dokładności pomiarów temperatury na wyniki uzyskane przy użyciu metody Wilsona. Autorzy w pracy zwrócili uwagę na znaczenie wykorzystania odpowiednio dobranych danych otrzymanych w trakcie przeprowadzanego eksperymentu. Hasim i in.[35-36] skorzystali z oryginalnej metody Wilsona do zbadania wpływu rodzaju ożebrowania rurek w dwururowym wymienniku ciepła na wzrost współczynnika przenikania ciepła. W obu artykułach przedstawiono wyniki eksperymentalnych współczynników konwekcji. Zheng i in. [37] zastosowali metodę Wilsona do przeanalizowania procesów wymiany ciepła w płaszczowo-rurowym parowniku chłodniczym napełnionym sprężonym amoniakiem. Otrzymane w trakcie badania wartości współczynników wnikania ciepła w procesie wrzenia posłużyły do wyprowadzenia równania korelacji.

Kolejne modyfikacje metody Wilsona umożliwiały wyznaczenie dwóch stałych z uwzględnieniem postaci funkcyjnej dla współczynnika konwekcji jednego z płynów przy stałym oporze cieplnym drugiego płynu. Korelacje, które pozwalały przedstawić współczynnik wnikania ciepła jako funkcje liczby Reynoldsa i Prandtla opracowali m.in. Colburn [38], Dittus-Boelter [39] czy Sieder-Tate [40]. Prace tychże autorów dotyczyły ogólnych równań korelacyjnych służących do analizy wewnętrznej konwekcji wymuszonej

opartej na analogii Reynoldsa. Późniejsze modyfikacje zaprezentowane przez Gnielińskiego [32] czy Petukhova [33] zawierały nieznany mnożnik, w ramach którego zastosowano ogólne formy funkcjonalne dla turbulენტnej konwekcji wymuszonej [23]. Ciekawe badania przeprowadził również Young i in. [41-44]. W swoich pracach badali kontaktowy opór cieplny rur bimetalicznych [41], transfer ciepła w czystych i zanieczyszczonych rurach i węzownicach ożebrowanych [42-43] oraz opory cieplne w zanieczyszczonych wymiennikach płaszczowo-rurowych zainstalowanych w rafinerii [44]. We wszystkich wspomnianych wyżej pracach opór zewnętrzny rury przyjęto jako stałą wartość, natomiast współczynnik konwekcji wewnątrz rurek wyrażono przy użyciu korelacji Dittusa-Boeltera. Wang i in. [45] swoje badania skoncentrowali na wymienniku ciepła typu rura w rurze, na którym badali współczynniki konwekcyjne dla rur z mikrożebrowaniami. Opór cieplny w płaszczu jest stały poprzez temperaturę płynu i liczby Reynoldsa utrzymywaną na stałym poziomie. W efekcie uzyskano korelacje dla każdej z badanych rur z mikrożebrowaniami.

Jeżeli współczynnik konwekcji dla jednego płynu zmienia się, konwekcyjny opór cieplny drugiego płynu również ulega zmianie ponieważ zmienia się temperatura powierzchni oraz właściwości tego płynu. Kolejne modyfikacje metody Wilsona, które zostaną opisane poniżej opierają się na wyznaczeniu dwóch stałych przy uwzględnianiu form funkcyjnych dla obydwu płynów. Przykładem takiej metody jest procedura opracowana przez Younga i Walla [24], która zostanie szczegółowo opisana w dalszej części niniejszego rozdziału. Kumar i in. [46] rozszerzyli procedurę Younga i Walla dla wyznaczenia współczynników dla skraplania pary i czynnika chłodniczego R-134a na powierzchni gładkiej oraz ożebrowanej rurki miedzianej. Hwang i in. [47] skorzystali z korelacji Siedera-Tate'a i przebadali właściwości przenoszenia ciepła w różnych typach rur tytanowych. Abdullah i in. [48] skorzystali ze zmodyfikowanej metody Wilsona dla przypadku kondensacji pary w gładkich rurach, efektem ich badań było opracowanie korelacji dla zimnego czynnika.

Najbardziej ogólna idea metody Wilsona obejmuje trzy stałe, z których dwie odpowiadają przyjętej korelacji dla jednego z płynów, natomiast trzecia nieznana wartość oznacza wykładnik parametru przepływu właściwego dla drugiego płynu [23]. Poszukiwanie nieznanej wartości odbywa się przy pomocy iteracyjnej metody regresji liniowej. Przykładem tego typu modyfikacji jest opisana w dalszej części niniejszego rozdziału metoda Briggsa i Younga [15,17]. Następne modyfikacje zaproponowane przez Kędzierskiego i Kim [49], Yang i Chiang [50] oraz Fernandez-Seara i in. [51-52]

dotyczyły linearyzacji równania nieliniowego przy pomocy logarytmu naturalnego. Khartabil i Christensen [53] w swojej pracy przyjrzeni się modelowi regresji nieliniowej opartemu na analizie trzech równań wynikających z metody najmniejszych kwadratów. Korzystając z trzech równań, dwóch liniowych i jednego nieliniowego autorzy oszacowali trzy nieznane stałe. Na podstawie uzyskanych danych oszacowano stały opór cieplny jednego z płynów oraz dwie stałe związane ze zmiennym oporem cieplnym drugiego płynu. W kolejnych pracach, Khartabil i in. [13] przebadali sytuacje w której dla obydwu płynów znane są równania korelacyjne zawierające nieznane stałe [23]. Badania te zostały szczegółowo opisane w niniejszym rozdziale. Badania Styrylskiej i Lechowskiej [54] doprowadziły do ujednoczenia metody Wilsona dla sytuacji, w której równanie na liczbę Nusselta jest powiązane z jednym z płynów, wówczas gdy drugi płyn nie zmienia swojej fazy w trakcie przepływu. Metoda umożliwia wyliczenie dowolnej liczby niewiadomych przy wykorzystaniu macierzy kowariancji. W swoich pracach Dirker i Meyer [55-56] badali przepływy w wymiennikach typu rura w rurze o różnych stosunkach średnic. Podczas eksperymentów autorzy skorzystali z korelacji Siedera-Tate'a do wyznaczenia współczynników wnikania ciepła. Wykładnik liczby Reynoldsa dla konwekcji wewnętrznej przyjęto jako 0,8, natomiast wykładniki liczby Reynoldsa dla konwekcji zewnętrznej wyznaczono przy użyciu równań korelacyjnych. Uzyskane wyniki skorelowano w funkcję stosunku promieni rur wymiennika. Badania zostały następnie potwierdzone poprzez symulację przeprowadzone na programach komputerowych CFD. Coetzee i in. [57] prowadzili analogiczne badania lecz na innym wymienniku. Wymiennikiem użytym w trakcie ich badań jest wymiennik typu rura w rurze wyposażony w dodatkową spiralę ukośną wykonaną z taśmy stalowej.

Jak można zaobserwować, metoda Wilsona jest niezwykle popularną metodą służącą do wyznaczania współczynników wnikania ciepła w wymiennikach czy też do wyprowadzania dokładnych równań korelacyjnych. Omówione w niniejszym rozdziale badania pokazują jak duży wpływ na dokładność obliczeń ma uwzględnienie specyficznych cech badanego urządzenia, a tym samym przyjęcie odpowiednich ogólnych równań korelacyjnych na samym początku obliczeń.

7.2.1. Modyfikacja Younga i Walla

Pierwszą modyfikacją klasycznej metody Wilsona, jest zaprezentowana w 1957 roku modyfikacja Younga i Walla [24]. Modyfikacja dotyczy wymienników z rurami

ożebrowanymi, dla których ogólna postać wzoru na wyznaczenie współczynnika przenikania ciepła przyjmuje postać.

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_z} + \frac{1}{\alpha_g} \cdot \frac{A_z}{A_g} + R_{\acute{s}c} + R_z \quad (7.15)$$

W celu wyznaczenia współczynników wnikania ciepła po stronie czynnika zimnego α_z i gorącego α_g , skorzystano z wzoru Siedera-Tate'a, wyrażonego równaniami::

- dla czynnika zimnego:

$$Nu_z = \frac{\alpha_z \cdot d_{hydr}}{\lambda_z} = C_z \cdot Re_z^{0,8} \cdot Pr_z^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}} \right)_z^{0,14} \quad (7.16)$$

- dla czynnika gorącego:

$$Nu_g = \frac{\alpha_g \cdot d_{hydr}}{\lambda_g} = C_g \cdot Re_g^{0,8} \cdot Pr_g^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}} \right)_g^{0,14} \quad (7.17)$$

Wyrażenia (7.16) i (7.17) przekształcono do postaci pozwalającej wyznaczyć współczynniki wnikania α_z i α_g :

$$\alpha_z = \frac{\lambda_z}{d_e} \cdot C_z \cdot Re_z^{0,8} \cdot Pr_z^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}} \right)_z^{0,14} \quad (7.18)$$

$$\alpha_g = \frac{\lambda_g}{d_e} \cdot C_g \cdot Re_g^{0,8} \cdot Pr_g^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}} \right)_g^{0,14} \quad (7.19)$$

Wyznaczone przy pomocy równań (7.18) i (7.19) współczynniki wnikania ciepła, podstawiono do ogólnego równania (7.15) na wyznaczenie współczynnika przenikania k i przekształcono je do postaci:

$$\left(\frac{1}{k} - R_z - R_{\acute{s}c} \right) \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}} \right)_z^{0,14} = \frac{1}{C_z \cdot \frac{\lambda_z}{d_{hydr}} \cdot Re_z^{0,8} \cdot Pr_z^{0,33}} + \frac{\frac{A_z}{A_g} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}} \right)_z^{0,14}}{C_g \cdot \frac{\lambda_g}{d_{hydr}} \cdot Re_g^{0,8} \cdot Pr_g^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}} \right)_g^{0,14}} \quad (7.20)$$

Dalsze rozważania będą kontynuowane przy założeniu, że w trakcie pomiarów zmianie ulega przepływ czynnika gorącego, a przepływ zimnego pozostaje stały. Równanie (7.20), jest wówczas równaniem funkcji liniowej w momencie, gdy przepływ oraz średnia

temperatura czynnika zimnego jest na utrzymywana na stałym poziomie. Wzór (7.20) dla i -tego punktu pomiarowego przyjmuje wówczas postać:

$$y'_i = a' \cdot x'_i + b', \quad i = 1, 2, \dots, s \quad (7.21)$$

gdzie:

$$y'_i = \left(\frac{1}{k_{zi}} - R_z - R_{\dot{\sigma}c} \right) \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{\dot{\sigma}c}} \right)_z^{0,14}, \quad (7.22)$$

$$x'_i = \frac{\frac{A_z}{A_g} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{\dot{\sigma}c}} \right)_z^{0,14}}{\frac{\lambda_{gi}}{d_{hydr}} \cdot Re_{gi}^{0,8} \cdot Pr_{gi}^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\dot{\sigma}c}} \right)_{gi}^{0,14}}, \quad (7.23)$$

$$a' = \frac{1}{C_g}, \quad (7.24)$$

$$b' = \frac{1}{C_z \cdot \frac{\lambda_z}{d_{hydr}} \cdot Re_z^{0,8} \cdot Pr_z^{0,33}}. \quad (7.25)$$

Korzystając z modyfikacji Younga i Walla, na samym początku obliczeń należy przyjąć wstępną wartość współczynnika C_z . Przyjęta wartość współczynnika C_z umożliwia wyliczenie wartości współczynnika wnikania ciepła od strony czynnika zimnego α_z , temperatury ścianki i docelowo stosunku lepkości dynamicznych $(\mu/\mu_{\dot{\sigma}c})_z^{0,14}$.

Aproksymację danych pomiarowych za pomocą funkcji liniowej (7.20) przeprowadza się poprzez użycie analitycznej metody regresji liniowej, w ten sposób wyznaczone zostają stałe C_g i C_z , które z kolei pozwalają na obliczenie współczynników wnikania ciepła α_z i α_g .

Korzystając z przedstawionej powyżej równaniem (7.16) korelacji na liczbę Nusselta dla czynnika zimnego, w celu zapewnienia wysokiej pewności obliczeń w szerokim zakresie zmian natężenia przepływu, należy przygotować różne zestawy danych pomiarowych, a otrzymane podczas obliczeń wartości współczynnika C_z poddać uśrednieniu.

W sytuacji, gdy nieznana jest korelacja na liczbę Nusselta od strony czynnika zimnego, ale znamy korelacje dla czynnika gorącego, współczynnik wnikania ciepła α_z można wyznaczyć korzystając z równania (7.15). Korelację na liczbę Nusselta dla czynnika zimnego można wówczas określić wprowadzając do niej dwie nieznane stałe – stałą C_z

oraz wykładnik liczby Reynoldsa n . Podczas dalszych obliczeń równanie (7.16) przekształcamy do postaci:

$$C_z \cdot Re_z^n = \frac{\frac{\alpha_z \cdot d_{hydr}}{\lambda_z}}{Pr_z^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{śc}} \right)_z^{0,14}} \quad (7.26)$$

która pozwala wyznaczyć wartość współczynnika C_z oraz wartość wykładnika n liczby Reynoldsa. Poddając równanie (7.26) obu stronomemu zlogarytmowaniu otrzymuje się wówczas:

$$\ln C_z + n \ln Re_z = \ln \left(\frac{\frac{\alpha_z \cdot d_{hydr}}{\lambda_z}}{Pr_z^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{śc}} \right)_z^{0,14}} \right) \quad (7.27)$$

Zależność (7.27) jest równaniem funkcji liniowej, które dla i -tego pomiaru można zapisać w następującej postaci:

$$y_i'' = a'' \cdot x_i'' + b'', \quad i = 1, 2, \dots, s \quad (7.28)$$

gdzie:

$$y_i'' = \ln \left(\frac{\frac{\alpha_{zi} \cdot d_{hydr}}{\lambda_{zi}}}{Pr_{zi}^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{śc}} \right)_{zi}^{0,14}} \right), \quad (7.29)$$

$$x_i'' = \ln Re_{zi}, \quad (7.30)$$

$$a'' = n, \quad (7.31)$$

$$b'' = \ln C_z. \quad (7.32)$$

Wartości współczynnika C_z oraz wykładnika liczby Reynoldsa n wyznaczane są dla różnych wartości strumieni przepływu czynnika zimnego, poprzez skorzystanie z analitycznej metody regresji liniowej.

7.2.2. Modyfikacja Briggsa i Younga

Kolejną modyfikacją metody Wilsona również dla przypadku wymienników ciepła z powierzchniami ożebrowanymi, jest metoda przedstawiona w roku 1969 przez Briggsa i Younga [15]. Metoda umożliwia wyznaczenie niewiadomych współczynników C_g oraz C_z , a także wykładnika n liczby Reynoldsa w korelacjach na liczbę Nusselta. W tej metodzie ogólne równanie opisujące opór przenikania ciepła przyjmuje postać :

$$\left(\frac{1}{k} - R_z - R_{\acute{s}c}\right) = \frac{1}{C_z \cdot \frac{\lambda_z}{d_{hydr}} \cdot Re_z^n \cdot Pr_z^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}}\right)_z^{0,14}} + \frac{\frac{A_z}{A_g}}{C_g \cdot \frac{\lambda_g}{d_{hydr}} \cdot Re_g^{0,8} \cdot Pr_g^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}}\right)_g^{0,14}} \quad (7.33)$$

Równanie (7.33) można zapisać jako równanie funkcji liniowej. W tym celu należy ogólne równanie opisujące opór przenikania ciepła wyrażone równaniem (7.33) przemnożyć obustronnie przez wyrażenie:

$$\frac{\lambda_z}{d_{hydr}} \cdot Re_z^n \cdot Pr_z^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}}\right)_z^{0,14} \quad (7.34)$$

Po przemnożeniu, ogólne równanie opisujące opór przenikania ciepła przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} \left(\frac{1}{k} - R_z - R_{\acute{s}c}\right) \cdot \left[\frac{\lambda_z}{d_{hydr}} \cdot Re_z^n \cdot Pr_z^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}}\right)_z^{0,14} \right] &= \\ = \frac{1}{C_z} + \frac{\frac{A_z}{A_g} \cdot \left[\frac{\lambda_z}{d_{hydr}} \cdot Re_z^n \cdot Pr_z^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}}\right)_z^{0,14} \right]}{C_g \cdot \left[\frac{\lambda_g}{d_{hydr}} \cdot Re_g^{0,8} \cdot Pr_g^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}}\right)_g^{0,14} \right]} \end{aligned} \quad (7.35)$$

Wyrażenie (7.35) można zapisać w postaci (7.36):

$$y'_i = a' \cdot x'_i + b', \quad i = 1, 2, \dots, s \quad (7.36)$$

gdzie:

$$y'_i = \left(\frac{1}{k_i} - R_z - R_{\acute{s}c}\right) \cdot \left[\frac{\lambda_{zi}}{d_{hydr}} \cdot Re_{zi}^n \cdot Pr_{zi}^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}}\right)_{zi}^{0,14} \right], \quad (7.37)$$

$$x'_i = \frac{\frac{A_z}{A_g} \cdot \left[\frac{\lambda_{zi}}{d_{hydr}} \cdot Re_{zi}^n \cdot Pr_{zi}^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}}\right)_{zi}^{0,14} \right]}{\frac{\lambda_{gi}}{d_{hydr}} \cdot Re_{gi}^{0,8} \cdot Pr_{gi}^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}}\right)_{gi}^{0,14}}, \quad (7.38)$$

$$a' = \frac{1}{C_g}, \quad (7.39)$$

$$b' = \frac{1}{C_z}. \quad (7.40)$$

W metodzie zaproponowanej przez Briggsa i Younga, na samym początku obliczeń w celu wstępnego wyliczenia wartości współczynnika wnikania ciepła po stronie czynnika

gorącego α_g , przyjmuje się wartość stałej C_g oraz wartość wykładnika liczby Reynoldsa n . Przy wstępnie dobranej wartości stałej C_g wyznacza się wartość współczynnika wnikania ciepła dla czynnika gorącego α_g , korzystając z równania (7.17). Na podstawie wyliczonej wartości współczynnika wnikania ciepła α_g można określić temperaturę ścianki i stosunek lepkości $(\mu/\mu_{\dot{s}c})_g$ i $(\mu/\mu_{\dot{s}c})_z$. Dla przyjętych wstępnie wartości stałej C_g oraz wartości wykładnika n liczby Reynoldsa, na podstawie pomiarów oblicza się przy użyciu metody regresji liniowej współczynniki a' oraz b' . Algorytm obliczeniowy powtarza się do momentu aż uzyskane różnicę między przyjętą wstępnie wartością C_g , a wartości obliczoną będą się mieścić w przyjętej klasie dokładności. Kolejnym etapem metody Briggsa i Younga jest wyznaczenie współczynnika wnikania ciepła od strony czynnika zimnego α_z . Współczynnik ten wyznaczany jest dla wszystkich punktów pomiarowych przy użyciu równania (7.16). Znając wartość współczynnika wnikania ciepła α_z we wszystkich punktach pomiarowych, można przy użyciu równań (7.28) – (7.32) wyznaczyć wartość wykładnika liczby Reynoldsa n . Na końcu porównujemy obliczoną wartość wykładnika n , z wartością przyjętą na początku obliczeń i podobnie jak w poprzednim przypadku, obliczenia powtarzamy do momentu, aż otrzymana różnica mieści się w przyjętej tolerancji błędu.

Niewątpliwą zaletą zmodyfikowanej przez Briggsa i Younga metody Wilsona jest to, iż przy jej użyciu jesteśmy w stanie wyznaczyć trzy niewiadome: stałe C_g oraz C_z , a także wartość wykładnika liczby Reynoldsa n . Ponadto metoda nie wymaga zachowania stałych wartości strumienia czynnika po żadnej ze stron wymiennika oraz średniej temperatury czynnika.

7.2.3. Modyfikacja Khartabila, Christensena, Richardsa

Swoją modyfikację klasycznej metody Wilsona, w roku 1988 przedstawili Khartabil, Christensen i Richards [13]. W swoich rozważaniach pochylił się nad problemem w którym prócz nieznanymi wartościami współczynników C_z oraz C_g , a także nieznanymi wartościami wykładników liczb Reynoldsa n oraz m , wartością niewiadomą pozostaje także opór ścianki wymiennika $R_{\dot{s}c}$. Ogólne równanie opisujące opór przenikania przedstawia zależność

$$\left(\frac{1}{k} - R_z - R_{\dot{s}c}\right) = \frac{1}{C_z \cdot \frac{\lambda_z}{d_{hydr}} \cdot Re_z^n \cdot Pr_z^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\dot{s}c}}\right)_z^{0,14}} + \quad (7.41)$$

$$+ \frac{\frac{A_z}{A_g}}{C_g \cdot \frac{\lambda_g}{d_{hydr}} \cdot Re_g^m \cdot Pr_g^{0,33} \left(\frac{\mu}{\mu_{\acute{s}c}}\right)_g^{0,14}}.$$

W zaproponowanej metodzie opór żebra oraz stosunek lepkości są pomijane, wówczas równanie (7.41) upraszcza się do postaci

$$\begin{aligned} \frac{1}{k} - R_{\acute{s}c} &= \frac{1}{C_z \cdot \frac{\lambda_z}{d_{hydr}} \cdot Re_z^n \cdot Pr_z^{0,33}} + \\ &+ \frac{1}{C_g \cdot \frac{\lambda_g}{d_{hydr}} \cdot \frac{A_g}{A_z} \cdot Re_g^m \cdot Pr_g^{0,33}}. \end{aligned} \quad (7.42)$$

W celu skorzystania z metody Khartabila, Christensena i Richardsa, na samym początku należy odpowiednio przygotować trzy zestawy danych pomiarowych. Dane muszą być wyselekcjonowane w taki sposób, by w każdym zestawie jeden z oporów był oporem dominującym, może to być opór ścianki, opór strony zewnętrznej lub wewnętrznej.

Obliczenia rozpoczynamy od przyjęcia założenia: znany jest wzór kryterialny na liczbę Nusselta czynnika gorącego oraz opór ścianki wymiennika. Takie założenie sprawia iż po odpowiednim przekształceniu wyrażenia (7.42) będzie można wyznaczyć stałą C_z i wartość wykładnika liczby Reynoldsa n dla zimnego płynu wymiennika. Wyrażenie (7.42) można wówczas przekształcić do postaci:

$$\begin{aligned} \left(\frac{1}{k} - R_{\acute{s}c} - \frac{1}{C_g \cdot \frac{\lambda_g}{d_{hydr}} \cdot \frac{A_g}{A_z} \cdot Re_g^m \cdot Pr_g^{0,33}} \right) \cdot \frac{\lambda_z}{d_{hydr}} \cdot Pr_z^{0,33} \\ = \\ = \frac{1}{C_z \cdot Re_z^n}. \end{aligned} \quad (7.43)$$

Gdy wyrażenie (7.43) poddane zostanie obustronnemu logarytmowaniu oraz odwróceniu, dla i -tego pomiaru przyjmie postać:

$$\ln y_{zi} = \ln C_z + n \ln Re_{zi}, \quad i = 1, 2, \dots, s \quad (7.44)$$

gdzie:

$$y_{zi} = \frac{1}{\left(\frac{1}{k_i} - R_{\acute{s}c} - \frac{1}{C_g \frac{\lambda_{gi}}{d_{hydr}} \cdot \frac{A_g}{A_z} \cdot Re_{gi}^r \cdot Pr_{gi}^{0,33}} \right) \frac{\lambda_{zi}}{d_{hydr}} Pr_{zi}^{0,33}}. \quad (7.45)$$

Zgodnie z założeniami wstępnymi metody, jeden z oporów winien być oporem dominującym. Dla wyznaczania stałej C_z i wartość wykładnika liczby Reynoldsa n płynu zimnego, oporem dominującym jest opór wnikania po stronie zimnego czynnika. Powyższe założenie powoduje, że pozostałe opory: opór przewodzenia ścianki oraz opór wnikania po stronie gorącego czynnika, które w tej części obliczeń będą odejmowane od współczynnika przenikania ciepła, nie będą wprowadzały znaczących zakłóceń do dalszych obliczeń.

Równanie (7.44) jest równaniem funkcji liniowej, którą dla i -tego pomiaru można wyrazić w postaci:

$$y'_i = a' \cdot x'_i + b', \quad i = 1, 2, \dots, s \quad (7.46)$$

gdzie:

$$y'_i = \ln y_{zi}, \quad (7.47)$$

$$x'_i = \ln Re_{zi}, \quad (7.48)$$

$$a' = n, \quad (7.49)$$

$$b' = \ln C_z. \quad (7.50)$$

Niewiadome z równania (7.46), tj. współczynnik C_z , a także wykładnik liczby Reynoldsa n , wyznaczane są przy użyciu metody regresji liniowej w oparciu o wszystkie dane pomiarowe z zestawu pierwszego (dominujący opór po stronie czynnika zimnego).

Następnie korzystając z drugiego zestawu danych pomiarowych, w którym to zestawie dominującym oporem jest opór wnikania po stronie czynnika gorącego, zakłada się iż znana jest korelacja na liczbę Nusselta dla czynnika zimnego wymiennika oraz podobnie jak w poprzednim przypadku opór ścianki wymiennika. Przy takim założeniu równanie (7.42) przekształca się do postaci:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{k} - R_{\acute{s}c} - \frac{1}{C_z \cdot \frac{\lambda_z}{d_{hydr}} \cdot Re_z^n \cdot Pr_z^{0,33}} \right) \cdot \frac{\lambda_g}{d_{hydr}} \cdot \frac{A_g}{A_z} \cdot Pr_g^{0,33} \\ & = \\ & = \frac{1}{C_g \cdot Re_g^m}. \end{aligned} \quad (7.51)$$

Podobnie jak w poprzednim kroku, równanie (7.51) należy poddać obustronnemu logarytmowaniu oraz odwróceniu. Równanie (7.51) przyjmuje wówczas postać dla i -tego punktu pomiarowego:

$$\ln y_{gi} = \ln C_g + m \ln Re_{gi}, \quad i = 1, 2, \dots, s \quad (7.52)$$

gdzie:

$$y_{gi} = \frac{1}{\left(\frac{1}{k_i} - R_{\acute{s}c} - \frac{1}{C_z \frac{\lambda_{zi}}{d_{hydr}} \cdot Re_{zi}^n \cdot Pr_{zi}^{0,33}} \right) \frac{\lambda_{gi}}{d_{hydr}} \cdot \frac{A_g}{A_z} Pr_{gi}^{0,33}} \quad (7.53)$$

Zgodnie z założeniami, chcąc wyznaczyć korelację dla czynnika gorącego, opór wnikania od strony czynnika gorącego jest w tym przypadku oporem dominującym.

Wyrażenie (7.52) jest równaniem funkcji liniowej:

$$y_i'' = a'' \cdot x_i'' + b'', \quad i = 1, 2, \dots, s \quad (7.54)$$

gdzie:

$$y_i'' = \ln y_{gi}, \quad (7.55)$$

$$x_i'' = \ln Re_{gi}, \quad (7.56)$$

$$a'' = m, \quad (7.57)$$

$$b'' = \ln C_g. \quad (7.58)$$

Niewiadome z równania (7.54), tj. współczynnik C_g oraz wykładnik liczby Reynoldsa m , wyznaczane są przy użyciu metody regresji liniowej w oparciu o dane pomiarowe z zestawu drugiego

Kolejnym krokiem metody Khartabila, Christensena i Richardsa, jest wyznaczanie współczynników C_z oraz C_g zakładając, że znane są wykładniki liczb Reynoldsa n oraz m , a także opór ścianki wymiennika. Do tych obliczeń wykorzystane zostaną dane pomiarowe z trzeciego zestawu, w którym dominującym oporem jest opór wnikania po jednej lub po obydwu stronach wymiennika. Algorytm obliczeń jest bardzo zbliżony w tym przypadku do algorytmu zaproponowanego przez Briggsa i Younga, przedstawionego w niniejszym rozdziale. Wyjściowym równaniem służącym do wyznaczenia stałych C_z oraz C_g , jest wspomniane we wcześniejszej części niniejszego rozdziału wyrażenie (7.35).

Zgodnie z założeniami przyjętymi w tej modyfikacji tj. pomijany jest opór żebra oraz stosunek lepkości, równanie (7.35) przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{1}{k} - R_{\acute{s}c} \right) \cdot \left[\frac{\lambda_z}{d_{hydr}} \cdot Re_z^n \cdot Pr_z^{0,33} \right] = \\ & = \frac{1}{C_z} + \frac{\frac{A_z}{A_g} \cdot \left[\frac{\lambda_z}{d_{hydr}} \cdot Re_z^n \cdot Pr_z^{0,33} \right]}{C_g \cdot \left[\frac{\lambda_g}{d_{hydr}} \cdot Re_g^{0,8} \cdot Pr_g^{0,33} \right]}. \end{aligned} \quad (7.59)$$

Równanie (7.59) jest równaniem funkcji liniowej o wzorze dla $i = 1, \dots, s$ pomiarów:

$$y'_i = a' \cdot x'_i + b', \quad i = 1, 2, \dots, s \quad (7.60)$$

gdzie:

$$y'_i = \left(\frac{1}{k_i} - R_{\acute{s}c} \right) \cdot \left[\frac{\lambda_{zi}}{d_{hydr}} \cdot Re_{zi}^n \cdot Pr_{zi}^{0,33} \right], \quad (7.61)$$

$$x'_i = \frac{\frac{A_z}{A_g} \cdot \left[\frac{\lambda_{zi}}{d_{hydr}} \cdot Re_{zi}^n \cdot Pr_{zi}^{0,33} \right]}{\frac{\lambda_{gi}}{d_{hydr}} \cdot Re_{gi}^{0,8} \cdot Pr_{gi}^{0,33}}, \quad (7.62)$$

$$a' = \frac{1}{C_g}, \quad (7.63)$$

$$b' = \frac{1}{C_z}. \quad (7.64)$$

Na początku obliczeń, analogicznie jak w metodzie Briggsa i Younga, należy założyć wartość współczynnika C_g . Następnie, korzystając z danych pomiarowych zestawu trzeciego oraz przyjętej wstępnie wartości stałej C_g , przy użyciu metody regresji liniowej wyliczane są wartości parametrów a' i b' , czyli wyliczonych wartości współczynników C_z oraz C_g . Gdy różnica pomiędzy wyliczoną a przyjętą na wstępie wartością współczynnika C_g jest większa od przyjętej wartości dokładności, obliczenia są powtarzane do momentu gdy różnica będzie się mieścić w założonej klasie zgodności.

W równaniu (7.59) od wartości oporu przenikania, odejmowana jest wartość oporu ścianki, więc jeśli wartość ta będzie dostatecznie mała (zgodnie z założeniami nie będzie wartością dominującą), to wyliczenia wartości współczynników C_z oraz C_g nie będą obarczone dużym błędem.

W momencie gdy znane są wartości oporu dla każdej ze stron wymiennika można w łatwy sposób wyznaczyć wartość ostatniej poszukiwanej niewiadomej, czyli oporu ścianki wymiennika. Aby wyznaczyć wartość oporu ścianki należy skorzystać z wyrażenia, opisującego całkowity opór przenikania ciepła w wymienniku jako sumę oporów wnikania oraz przewodzenia:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_z} + \frac{1}{\alpha_g} \cdot \frac{A_z}{A_g} + R_{\acute{s}c} . \quad (7.65)$$

Równanie (7.65) przekształca się wówczas do postaci:

$$R_{\acute{s}c} = \frac{1}{k} - \left(\frac{1}{\alpha_z} + \frac{1}{\alpha_g} \cdot \frac{A_z}{A_g} \right) . \quad (7.66)$$

Powyższe obliczenia mają słuszność w momencie, gdy wartość oporu ścianki faktycznie jest wartością dominującą nad oporami wnikania ciepła. Wysoką dokładność obliczeń wartości oporu ścianki uzyskuje się, gdy wartość oporu przenikania jest znacznie większa aniżeli suma oporów wnikania.

Koniec wszystkich iteracji następuje w momencie gdy wszystkie wyznaczone niewiadome są na właściwym, przyjętym wstępnie poziomie zgodności.

8 Metoda wyznaczania i oceny stopnia zanieczyszczenia wymiennika płytowego

Metoda, której algorytm przedstawiony zostanie w niniejszym rozdziale, bazuje na określeniu oporu cieplnego zanieczyszczeń ΔR . Opór cieplny zanieczyszczeń wyrażony równaniem (8.1), wyznacza się na podstawie różnicy oporów cieplnych wymiennika zanieczyszczonego oraz czystego:

$$\Delta R = R_{zaniecz.} - R_{czysty}. \quad (8.1)$$

Opór cieplny zanieczyszczonego wymiennika $R_{zaniecz.}$ zostanie obliczony przy użyciu równania:

$$R_{zaniecz.} = \frac{1}{k_{zaniecz.}}. \quad (8.2)$$

Całkowity współczynnik przenikania ciepła dla zanieczyszczonego wymiennika $k_{zaniecz.}$ zostanie wyznaczony przy użyciu równania (8.6) na podstawie danych pomiarowych pochodzących z pracującego węzła cieplnego, np. należącego do Miejskiego Przedsiębiorstwa Energetyki Ciepłej. Dla wymiennika niezanieczyszczonego opór cieplny można wyznaczyć przy pomocy równania:

$$R_{czysty} = \frac{1}{k_{czysty}} = \frac{1}{\alpha_z} + \frac{\delta_{śc}}{\lambda_{śc}} + \frac{1}{\alpha_g}. \quad (8.3)$$

Wymiennik ciepła będzie wymagał czyszczenia w momencie, gdy wartość oporu cieplnego zanieczyszczeń ΔR będzie większy niż przyjęta wartość graniczna R_{lim} , co przedstawia poniższa nierówność:

$$\Delta R \geq R_{lim}. \quad (8.4)$$

8.1. Wyznaczanie współczynnika przenikania ciepła zanieczyszczonego wymiennika ciepła

W celu wyznaczenia całkowitego przenikania dla zanieczyszczonego wymiennika ciepła $k_{zaniecz.}$ należy skorzystać z równania Pecleta wyrażonego równaniem (5.30). W równaniu tym moc cieplną wymiennika ciepła należy określić z bilansu energii na podstawie pomiarów natężenia przepływu i temperatury czynników przepływających przez wymiennik. Równania bilansu energii zostały omówione w niniejszej pracy, tj. natężenie przepływu ciepła \dot{Q}_g przekazywane od płynu gorącego można wyliczyć korzystając z

równania (5.2), natomiast natężenie przepływu ciepła \dot{Q}_z odbieranego przez czynnik zimny, korzystając z równania (5.3).

Przyjmując brak jakichkolwiek strat ciepła do otoczenia wartość natężeń przepływu ciepła powinna być taka sama dla czynnika gorącego jak i dla czynnika zimnego: $\dot{Q}_g = \dot{Q}_z$. W praktyce jednak, pomimo zastosowania izolacji termicznej wymiennika nie udaje się uniknąć strat ciepła, wówczas wartość strumienia ciepła \dot{Q}_g wyliczona przy użyciu równania (5.2) jest większa niż wartość strumienia ciepła \dot{Q}_z wyliczona przy użyciu równania (5.3). Z tego powodu wyznaczamy średnią wartość strumienia ciepła \dot{Q}_m przekazywaną od płynu gorącego do płynu zimnego. Wartość średniego strumienia ciepła możemy wyznaczyć przy użyciu równania:

$$\dot{Q}_m = \frac{\dot{Q}_g + \dot{Q}_z}{2}. \quad (8.5)$$

Średnią logarytmiczną różnicę temperatur w wymienniku ΔT_m , określa się w zależności od typu wymiennika. W przypadku stanowiska laboratoryjnego, na którym wykonywane są badania prezentowane w niniejszej pracy, obydwa zainstalowane modele wymienników są wymiennikami przeciwprądowymi, wówczas wzór na średnią logarytmiczną różnicę temperatur przyjmuje postać (5.29).

Przekształcając równanie (5.30) wartość współczynnika przenikania k ciepła zanieczyszczonego wymiennika ciepła można obliczyć korzystając z równania:

$$k = \frac{\dot{Q}_m}{FA\Delta T_m}. \quad (8.6)$$

Współczynnik poprawkowy F dla wymienników przeciwprądowych przyjmuje wartość $F = 1$.

8.2. Zmodyfikowana metoda Wilsona do wyznaczania współczynników wnikania ciepła

Eksperymentalna metoda wyznaczania korelacji liczb Nusselta opracowana w niniejszej pracy jest modyfikacją popularnej metody graficznej Wilsona. Jest to metoda, która zostanie wykorzystana do wyznaczenia współczynnika przenikania ciepła czystego wymiennika ciepła. Podobnie jak we wspomnianej, klasycznej metodzie Wilsona, aby wyznaczyć korelacje na liczbę Nusselta dla płynu zimnego należy badania przeprowadzać dla różnych wartości natężenia przepływu płynu zimnego z zachowaniem stałej wartości natężenia przepływu płynu gorącego. Z kolei, chcąc wyznaczyć korelację na liczbę Nusselta dla płynu gorącego, należy przeprowadzić badania z zachowaniem stałej wartości

natężenia przepływu płynu zimnego zmieniając przy tym samą wartość natężenia przepływu płynu gorącego.

Metoda przedstawiona w niniejszym rozdziale jest metodą iteracyjną. Poniżej przedstawione zostaną pojedyncze pętle iteracyjne służące wyznaczeniu korelacji na liczbę Nusselta dla płynu zimnego Nu_z oraz dla płynu gorącego Nu_g .

8.2.1. Algorytm pojedynczej pętli iteracyjnej dla płynu zimnego

Na początku obliczeń liczba Nusselta dla płynu zimnego Nu_z jest wyznaczana przy użyciu zmodyfikowanej korelacji Colburna [27] w oparciu o dane pomiarowe zebrane w trakcie badań:

$$Nu_z = C_{z1} Re_z^{0.8} Pr_z^{0.33} + C_{z2} . \quad (8.7)$$

W oryginalnej korelacji Colburna, wartości stałych przyjmują wartości: $C_{z1} = 0,023$ oraz $C_{z2} = 0$. Występujące w równaniu wartości liczb Reynoldsa Re_z oraz Prandtla Pr_z dla płynu zimnego można wyznaczyć przy użyciu poniższych równań:

$$Re_z = \frac{w_z d_{hydr}}{\nu} , \quad (8.8)$$

$$Pr_z = \frac{c_z \nu \rho}{\lambda} . \quad (8.9)$$

Znając wartość liczby Nusselta dla płynu zimnego Nu_z wyliczoną w pierwszym kroku, można obliczyć wartość współczynnika wnikania ciepła dla płynu zimnego α_z korzystając z przekształconego równania opisującego podobieństwo przejmowania ciepła:

$$\alpha_z = \frac{Nu_z \lambda_z}{d_{hydr}} . \quad (8.10)$$

Uogólniając i przekształcając równanie (8.3) opisujące całkowity współczynnik przenikania ciepła w wymienniku k , do postaci :

$$\frac{1}{\alpha'_g} = \frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_z} - \frac{\delta_{śc}}{\lambda_{śc}} , \quad (8.11)$$

możliwe jest wyliczenie wartości współczynnika wnikania ciepła po stronie płynu gorącego α'_g na podstawie uprzednio obliczonej wartości współczynnika wnikania ciepła α_z . Znając wartość współczynnika wnikania ciepła dla płynu gorącego α'_g , w kolejnym

kroku można wyliczyć wartość liczby Nusselta dla czynnika gorącego Nu'_g korzystając ponownie z równania na liczbę kryterialną Nusselta:

$$Nu'_g = \frac{\alpha'_g d_{hydr}}{\lambda_g}. \quad (8.12)$$

Wyliczona wartość liczby Nusselta dla płynu gorącego Nu'_g umożliwia następnie wyznaczenie stałych C_{g1} oraz C_{g2} poprzez aproksymację N punktów pomiarowych funkcją liniową (8.13) korzystając z metody regresji liniowej:

$$Nu_g = C_{g1} Re_g^{0.8} Pr_g^{0.33} + C_{g2}. \quad (8.13)$$

Wartości liczb Reynoldsa Re_g oraz Prandtla Pr_g dla czynnika gorącego występujące w równaniu (8.13), wyznaczyć można korzystając z poniższych równań:

$$Re_g = \frac{w_g d_{hydr}}{\nu}, \quad (8.14)$$

$$Pr_g = \frac{c_g \nu \rho}{\lambda}. \quad (8.15)$$

W kolejnym kroku pętli iteracyjnej wyznaczone wartości stałych C_{g1} oraz C_{g2} , podstawione do równania (8.13) umożliwiają powtórne wyliczenie wartości liczby Nusselta dla płynu gorącego Nu_g . Następnie na jej podstawie przy użyciu równania (8.16) wyliczana jest wartość współczynnika wnikania ciepła α_g po stronie płynu gorącego:

$$\alpha_g = \frac{Nu_g \lambda_g}{d_{hydr}}. \quad (8.16)$$

Wyliczona dla płynu gorącego wartość współczynnika wnikania ciepła α_g umożliwia w kolejnym kroku wyliczenie wartości współczynnika wnikania ciepła dla płynu zimnego α'_z korzystając z równania:

$$\frac{1}{\alpha'_z} = \frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_g} - \frac{\delta_{śc}}{\lambda_{śc}}. \quad (8.17)$$

Wartość wyliczonego współczynnika α'_z umożliwia wyliczenie wartości liczby Nusselta dla płynu zimnego Nu'_z korzystając z zależności:

$$Nu'_z = \frac{\alpha'_z d_{hydr}}{\lambda_z}. \quad (8.18)$$

Znając wyliczone wartości liczb Nusselta Nu'_z , Reynoldsa Re_z i Prandtla Pr_z dla płynu zimnego, w kolejnym a zarazem ostatnim kroku pętli iteracyjnej wyznaczane są wartości

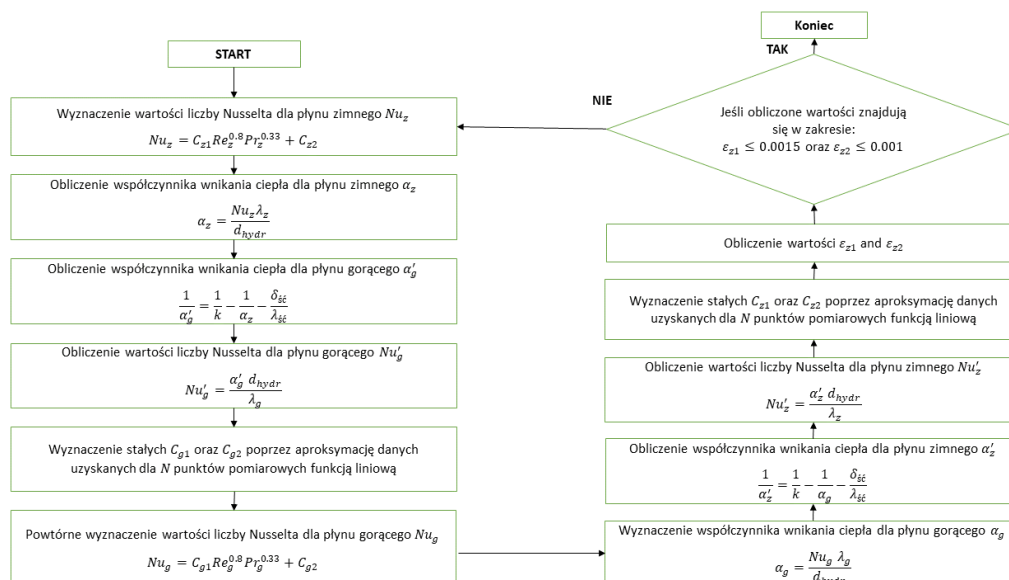
stałych C_{z1} oraz C_{z2} . W celu wyznaczenia stałych C_{z1} oraz C_{z2} dla N punktów pomiarowych korzysta się z metody regresji liniowej przybliżając dane funkcją liniową wyrażoną równaniem (8.7).

Iteracje są powtarzane do momentu, gdy różnica wartości stałych C_{z1} oraz C_{z2} otrzymanych w następujących po sobie iteracjach (j), wynosi kolejno mniej niż 0,0015 dla ε_{z1} oraz 0,001 dla ε_{z2} , co przedstawiają poniższe nierówności:

$$\left| \frac{C_{z1}^{(j)} - C_{z1}^{(j-1)}}{C_{z1}^{(j)}} \right| \leq \varepsilon_{z1} , \quad (8.19)$$

$$\left| \frac{C_{z2}^{(j)} - C_{z2}^{(j-1)}}{C_{z2}^{(j)}} \right| \leq \varepsilon_{z2} . \quad (8.20)$$

Występujący przy niektórych symbolach dodatkowy znak umieszczony w indeksie górnym " ' " wynika z tego, że niektóre wielkości pojawiają się i obliczane są dwukrotnie w jednej pętli iteracyjnej. W algorytmie została przyjęta praktyczna zasada, że symbolem " ' " oznaczone zostały współczynniki wnikania ciepła α które wyznaczane są ze wzoru na opór przenikania ciepła pomiędzy płynem gorącym i zimnym, a także liczby Nusselta Nu , które zostały obliczone na ich podstawie. Schemat blokowy algorytmu opisanego w niniejszym rozdziale przedstawia rysunek 8.1.



Rys. 8.1 Schemat blokowy algorytmu służącego do wyznaczenia stałych C_{z1} oraz C_{z2}

8.2.2. Algorytm pojedynczej pętli iteracyjnej dla płynu gorącego

Algorytm służący wyznaczaniu stałych C_{g1} oraz C_{g2} w korelacji na liczby Nusselta dla płynu gorącego można zapisać w analogicznej postaci jak algorytm służący wyznaczeniu stałych C_{z1} oraz C_{z2} dla płynu zimnego przedstawiony w rozdziale 8.2.1.

Obliczenia rozpoczynamy od wyznaczenia wartości liczby Nusselta dla płynu gorącego Nu_g , korzystając ze zmodyfikowanej korelacji Colburna wyrażonej równaniem (8.13). Wartość liczby Reynoldsa Re_g dla czynnika gorącego można wyznaczyć przy użyciu równania (8.14), natomiast wartość liczby Prandtla Pr_g dla czynnika gorącego z równania (8.15).

Wartość liczby Nusselta dla płynu gorącego Nu_g wyliczona w pierwszym kroku, umożliwia obliczenie wartości współczynnika wnikania ciepła dla płynu gorącego α_g korzystając z równania (8.16).

Korzystając z obliczonej wartości współczynnika wnikania ciepła α_g dla płynu gorącego, w kolejnym kroku możliwe jest określenie wartości współczynnika wnikania ciepła dla płynu zimnego α'_z na podstawie równania (8.17).

Obliczona wartość współczynnika wnikania ciepła dla płynu zimnego α'_z umożliwia następnie wyliczenie wartości liczby Nusselta dla płynu zimnego Nu'_z korzystając z zależności (8.18).

Na podstawie wyliczonej wartości liczby Nusselta dla płynu zimnego Nu'_z można następnie wyznaczyć stałe C_{z1} oraz C_{z2} poprzez aproksymację N punktów pomiarowych funkcją liniową (8.7) korzystając z metody regresji liniowej.

Wartość liczby Reynoldsa Re_z dla czynnika zimnego można wyznaczyć przy użyciu równania (8.8), natomiast wartość liczby Prandtla Pr_z dla czynnika zimnego z równania (8.9).

W kolejnym kroku pętli iteracyjnej wyznaczone wartości stałych C_{z1} oraz C_{z2} , podstawione do równania (8.7) umożliwiają powtórne wyliczenie wartości liczby Nusselta dla płynu zimnego Nu_z .

Obliczona wartość liczby Nusselta dla płynu zimnego Nu_z pozwala określić wartość współczynnika wnikania ciepła po stronie płynu zimnego α_z przy skorzystaniu z równania (8.10).

Następnie na podstawie równania (8.11) oraz wartości współczynnika wnikania ciepła α_z możliwe jest wyliczenie wartości współczynnika wnikania ciepła po stronie płynu gorącego α'_g .

Wartość współczynnika wnikania ciepła dla płynu gorącego α'_g pozwala w dalszej kolejności na obliczenie wartości liczby Nusselta dla płynu gorącego Nu'_g przy użyciu równania (8.12).

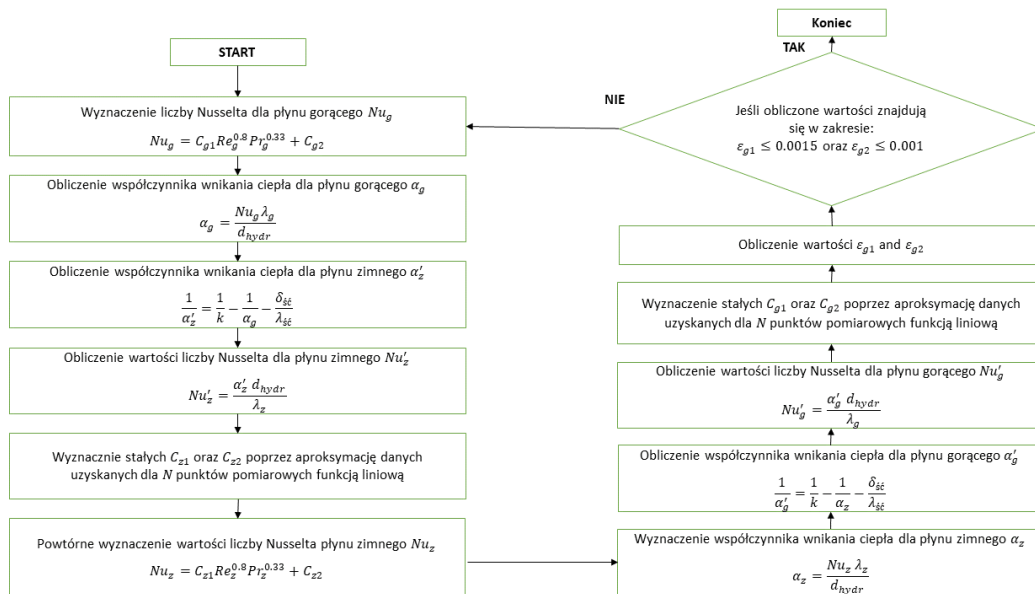
Finalnie wartość liczby Nusselta dla płynu gorącego Nu'_g umożliwia w ostatnim kroku pętli iteracyjnej wyznaczenie stałych C_{g1} oraz C_{g2} poprzez aproksymację N punktów pomiarowych funkcją liniową (8.13) korzystając z metody regresji liniowej.

Podobnie jak w podrozdziale 8.2.1, iteracje są powtarzane do momentu gdy różnica wartości stałych C_{g1} oraz C_{g2} otrzymanych w następujących po sobie iteracjach (j), wynosi kolejno mniej niż 0,0015 dla ε_{g1} oraz 0,001 dla ε_{g2} , co wyrażone zostało przez poniższe nierówności:

$$\left| \frac{C_{g1}^{(j)} - C_{g1}^{(j-1)}}{C_{g1}^{(j)}} \right| \leq \varepsilon_{g1}, \quad (8.21)$$

$$\left| \frac{C_{g2}^{(j)} - C_{g2}^{(j-1)}}{C_{g2}^{(j)}} \right| \leq \varepsilon_{g2}. \quad (8.22)$$

Rysunek 8.2 przedstawia schemat blokowy algorytmu służącego do wyznaczenia stałych C_{g1} oraz C_{g2} dla czynnika gorącego.



Rys. 8.2 Schemat blokowy algorytmu służącego do wyznaczania stałych C_{g1} oraz C_{g2}

9 Eksperymentalna weryfikacja metody oceny stopnia zanieczyszczenia wymiennika płytowego

Osady i związki mineralne rozpuszczone w wodzie z biegiem czasu powodują powstawanie zanieczyszczeń na wszystkich powierzchniach wewnętrznych elementów systemów grzewczych tudzież chłodniczych. Na powstawanie zanieczyszczeń narażone są przede wszystkim wymienniki ciepła wchodzące w skład większości tychże instalacji. Jak już zostało wspomniane we wcześniejszych rozdziałach niniejszej pracy, osady powodują zmniejszenie strumienia ciepła wymienianego pomiędzy czynnikami, jak również wzrost oporów przepływu czynników przez wymiennik.

Możliwość oceny stopnia narastania zanieczyszczenia wymienników ciepła pozwoli zoptymalizować proces czyszczenia wymienników, co z kolei wpłynie pozytywnie na efektywność procesów dystrybucji ciepła w systemach ciepłowniczych. Badania służące opracowaniu tejże metody prowadzone były na dwóch stanowiskach badawczych.

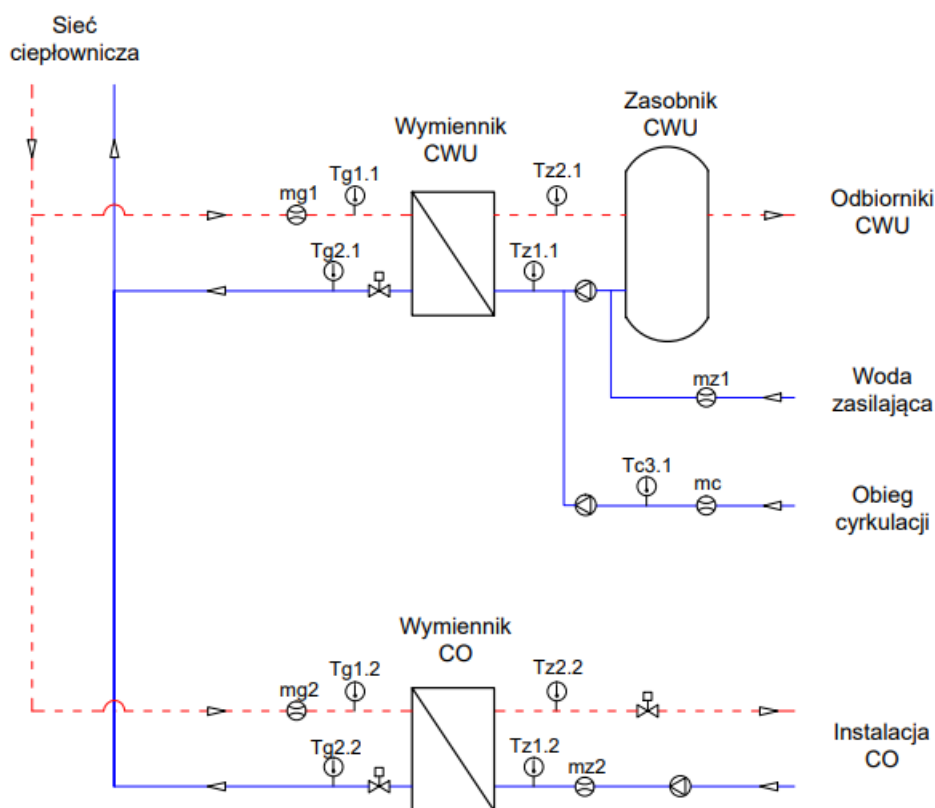
9.1. Opis stanowiska badawczego

Pierwszym stanowiskiem które zostało poddane analizie pod kątem badań nad zanieczyszczonymi płytowymi wymiennikami ciepła, jest węzeł cieplny należący do Miejskiego Przedsiębiorstwa Energetyki Ciepłej (MPEC) w Krakowie. Badany węzeł ciepłowniczy istnieje już od dłuższego czasu i zlokalizowany jest w jednym z budynków należących do Politechniki Krakowskiej.



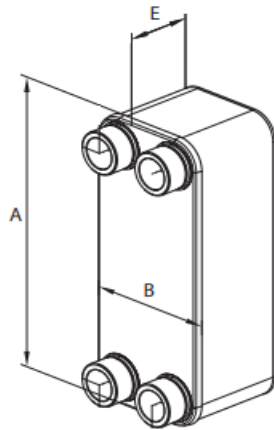
Rys. 9.1 Badany węzeł cieplny Miejskiego Przedsiębiorstwa Energetyki Ciepłej w Krakowie.

Węzeł cieplny przedstawiony na rysunku 9.1 jest pośrednim węzłem równoległym, dwufunkcyjnym, zasilanym z miejskiej sieci ciepłowniczej. Służy on do zaopatrywania budynku w ciepłą wodę użytkową oraz zasilania instalacji centralnego ogrzewania. Schemat węzła przedstawiono na rysunku 9.2.



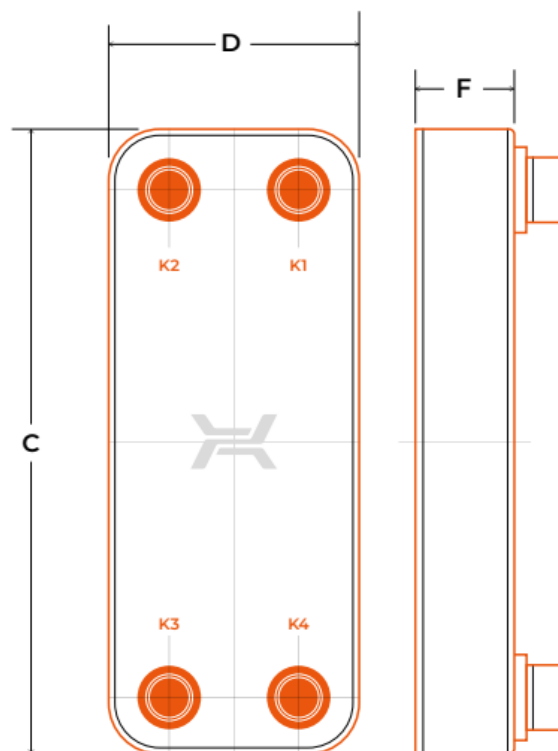
Rys.9.2 Schemat węzła należącego do MPEC w Krakowie

W obiegu centralnego ogrzewania zainstalowany jest jednostopniowy płytowy wymiennik ciepła firmy Danfoss XB12M-1-16 przedstawiony na rysunku 9.3. Wymiennik składa się z 16 płyt ze stali nierdzewnej EN1.4404 (AISI 316L). Objętość pojedynczego kanału wynosi 0,035 l. Wymiary zewnętrzne pojedynczej płyty wynoszą: wysokość $A = 289$ mm, szerokość $B = 118$ mm. Grubość całkowita wymiennika $E = 32,4$ mm (+0,5/-3%) [25].



Rys.9.3 Wymiary zewnętrzne wymiennika Danfoss XB12M [25]

W drugim obiegu służącym do przygotowywania ciepłej wody użytkowej zainstalowano jednostopniowy płytowy wymiennik ciepła Hexonic (Secespol) LC110-30L-2'' przedstawiony na rysunku 9.4 [26]. Wymiennik zbudowany jest z 30 płyt ze stali nierdzewnej. Objętość wymiennika wynosi 2,3 l, a całkowita powierzchnia wymiany ciepła wynosi $3,2 m^2$. Wymiary zewnętrzne wymiennika ciepła wynoszą: wysokość C = 466 mm, szerokość D = 258 mm, a grubość całkowita F = 83 mm ($\mp 3\%$) [26].



Rys. 9.4 Wymiary zewnętrzne wymiennika Hexonic LC110 [26]

Obydwa opisane wyżej wymienniki pracują jako przeciwprądowe.

Badany węzeł cieplny wyposażony jest w aparaturę kontrolno-pomiarową oraz regulacyjną.

Nateżenia przepływu ciepłej i zimnej wody mierzone są poprzez ultradźwiękowe przetworniki przepływu US ECHO II (klasa 2) firmy Itron. Przetworniki te współpracują z przelicznikiem CF55 firmy Itron, który umożliwia zdalny odczyt wartości przepływu z przetwornika.

Do pomiarów temperatur w węźle zastosowano czujniki STP100 firmy Schneider Electric umieszczone w osłonach ze stali nierdzewnej. Są to termistory NTC, których rezystancja wynosi $1,8\text{ k}\Omega$ w temperaturze 25°C . Dokładność czujników względem temperatury przedstawia tabela 9.1.

Tabela 9.1 Dokładność czujnika STP100 względem temperatury

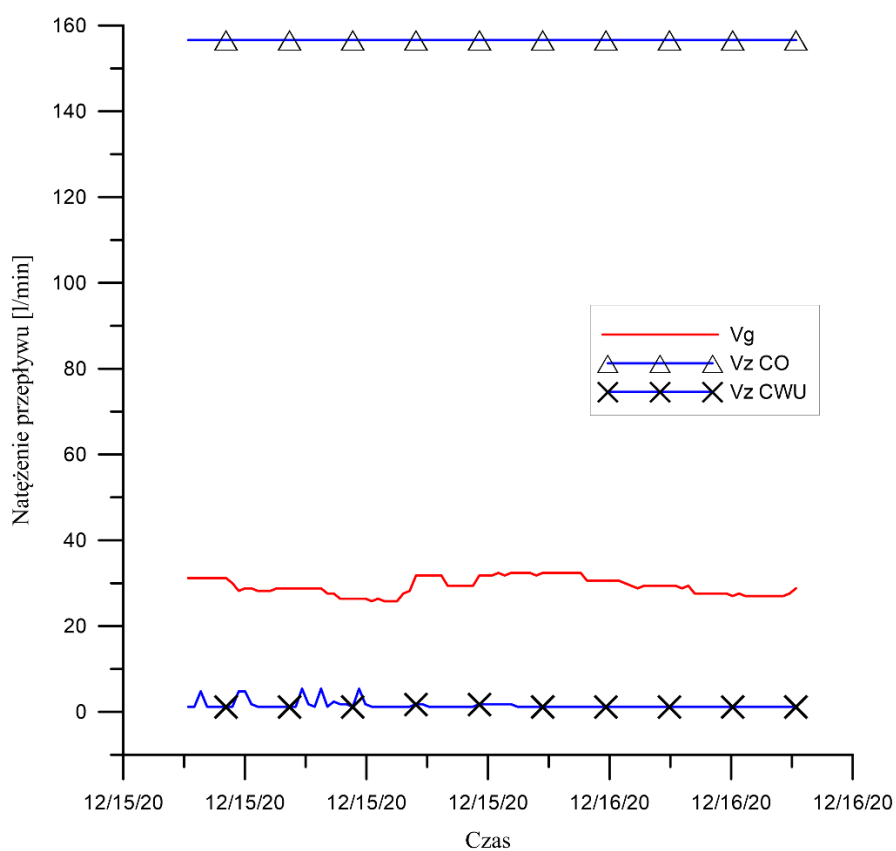
W temperaturze	Dokładność
-25°C	$\pm 0,7^{\circ}\text{C}$
0°C	$\pm 0,5^{\circ}\text{C}$
25°C	$\pm 0,3^{\circ}\text{C}$
50°C	$\pm 0,6^{\circ}\text{C}$
70°C	$\pm 0,9^{\circ}\text{C}$
100°C	$\pm 1,3^{\circ}\text{C}$

Pomiar ciśnienia w węźle dokonywany jest przetwornikami ciśnienia AS firmy Aplisens o błędzie podstawowym $\pm 0,4\%$. Do pomiarów spadków ciśnień w wymiennikach zastosowano inteligentne przetworniki różnicy ciśnień APR-2000 firmy Aplisens. Błąd pomiarowy dla podstawowego zakresu przetwornika jest mniejszy niż $\pm 0,1\%$.

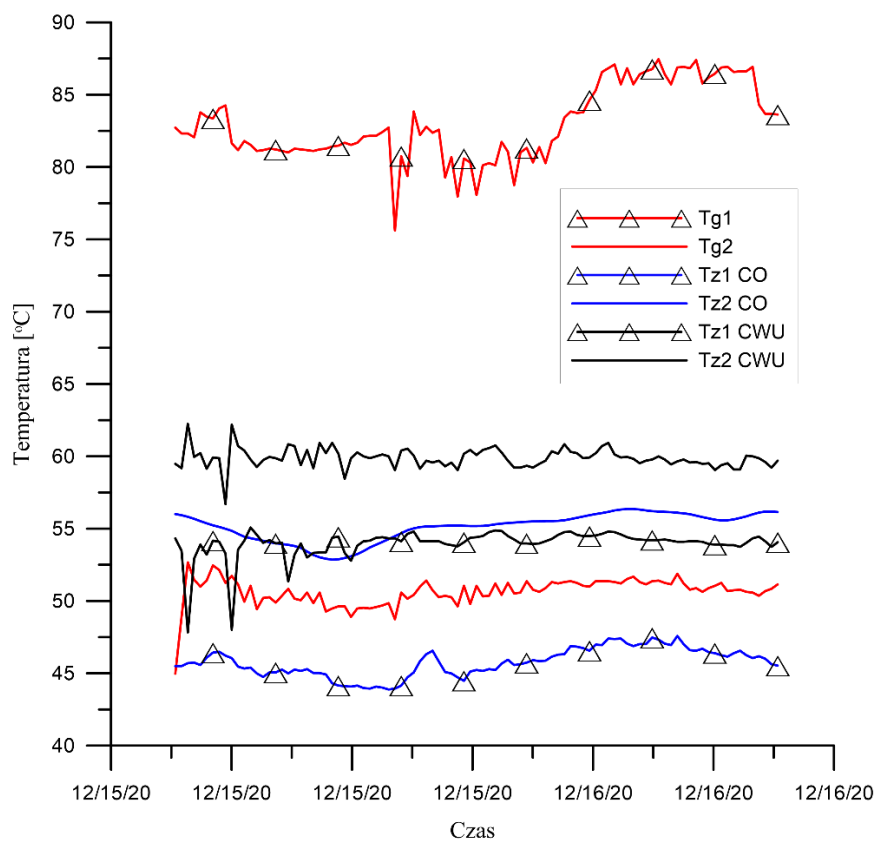
Wszystkie dane pomiarowe zbierane i przetwarzane są przez sterownik SmartX AS-P firmy Schneider Electric. Sterownik jest urządzeniem swobodnie programowalnym, który udostępnia szereg możliwości: między innymi rejestrowanie wszystkich sygnałów wejściowych i wyjściowych, wizualizację mierzonych wielkości na schematach synoptycznych, tworzenie tabel i wykresów oraz tworzenie programów do sterowania procesami. Zaprogramowany w sterowniku algorytm rejestruje dane z 15-minutowym krokiem czasowym. Sterownik na podstawie danych wejściowych z przetworników temperatury i ciśnienia przeprowadza regulacje elementami wykonawczymi, takimi jak

pompy czy też elektrozawory zainstalowane w węźle. Głównym zadaniem pracy sterownika jest utrzymywanie zadanej wartości temperatury wody zasilającej instalację odbiorczą w ustalonych granicach regulacji.

Dane pomiarowe z okresu od 19 maja 2020r. do 30 września 2021r. zostały udostępnione przez Miejskie Przedsiębiorstwo Energetyki Ciepłej w Krakowie i obejmowały: pomiary natężeń przepływu płynu gorącego oraz zimnego na obydwu obiegach, pomiary temperatur gorącego i zimnego płynu na wlocie i wylocie z wymiennika dla każdego z dwóch obiegów oraz pomiary spadków ciśnień występujące na wymiennikach ciepła. Wybrany fragment danych pomiarowych z okresu 15-16 grudnia 2020r. przedstawia rysunek 9.5 oraz 9.6.



Rys. 9.5 Rozkład natężeń przepływu czynnika gorącego V_g oraz czynników zimnych V_z dla obiegu CO i CWU, podczas badań prowadzonych w węźle MPEC Kraków



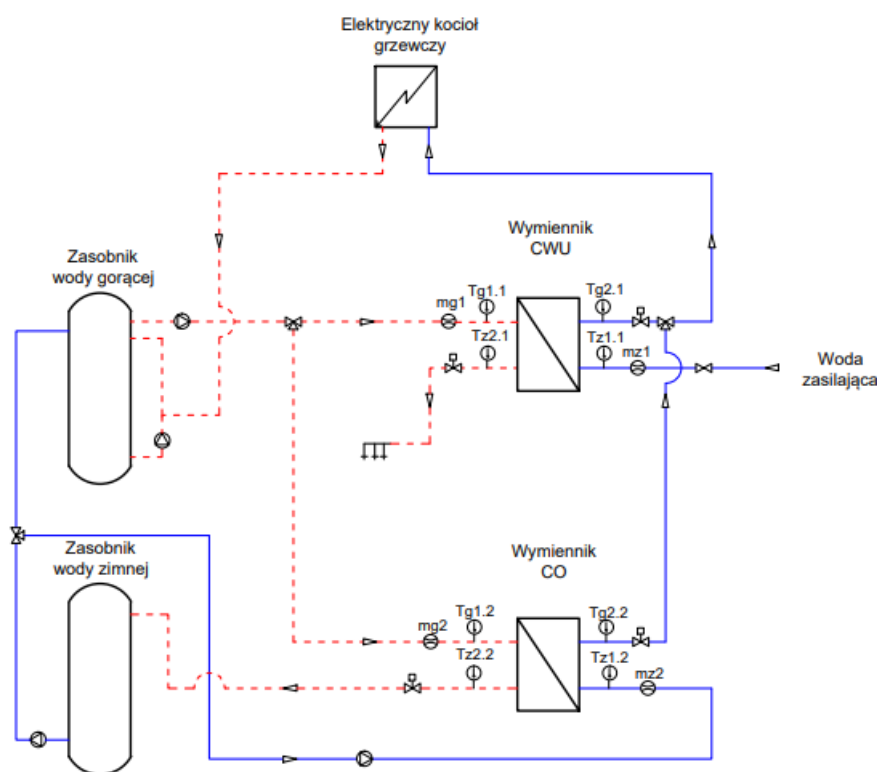
Rys. 9.6 Rozkład temperatur czynników gorących T_g i zimnych T_z na wlocie i wylocie z wymienników zainstalowanych w obiegach CO i CWU, w trakcie przeprowadzania badania w węźle MPEC Kraków

Drugi z badanych węzłów pokazany na rysunku 9.7, znajduje się w laboratorium Katedry Energetyki Politechniki Krakowskiej.



Rys. 9.7 Widok ogólny na stanowisko badawcze znajdujące się w laboratorium Katedry Energetyki

Analiza pracy węzła ciepłowniczego należącego do MPEC pozwoliła zaprojektować i zbudować stanowisko laboratoryjne pozwalające na weryfikację zaproponowanej w pracy zmodyfikowanej metody Wilsona. Stanowisko badawcze przedstawione na rys. 9.7 zostało stworzone na potrzeby wyznaczenia wartości współczynników przenikania ciepła, a tym samym oporów cieplnych dla wymienników niezanieczyszczonych. Dlatego też stanowisko zbudowane w laboratorium Katedry Energetyki składa się dokładnie z tych samych typów wymienników co omówiony wcześniej węzeł cieplny należący do MPEC. Schemat stanowiska badawczego został przedstawiony na rysunku 9.8.



Rys. 9.8 Schemat stanowiska badawczego znajdującego się w laboratorium Katedry Energetyki

Węzeł cieplny jest węzłem równoległym dwufunkcyjnym zasilanym z indywidualnego źródła ciepła, jakim jest elektryczny kocioł grzewczy firmy Elterm o mocy 15 kW. Buforem wody gorącej używanej podczas badań są dwa zasobniki o pojemności 800 l.

Analogicznie, jak w przypadku poprzednio opisywanego węzła, w obiegu centralnego ogrzewania zainstalowany jest jednostopniowy płytowy wymiennik ciepła firmy Danfoss XB12M-1-16. W obiegu przygotowania ciepłej wody użytkowej, zainstalowany jest natomiast jednostopniowy wymiennik ciepła Hexonic LC110-30-2''. Oba wymienniki zostały opisane szczegółowo wcześniej.

Wszelka aparatura kontrolno-pomiarowa zainstalowana na stanowisku badawczym Katedry Energetyki pochodzi od firmy Ahlborn.

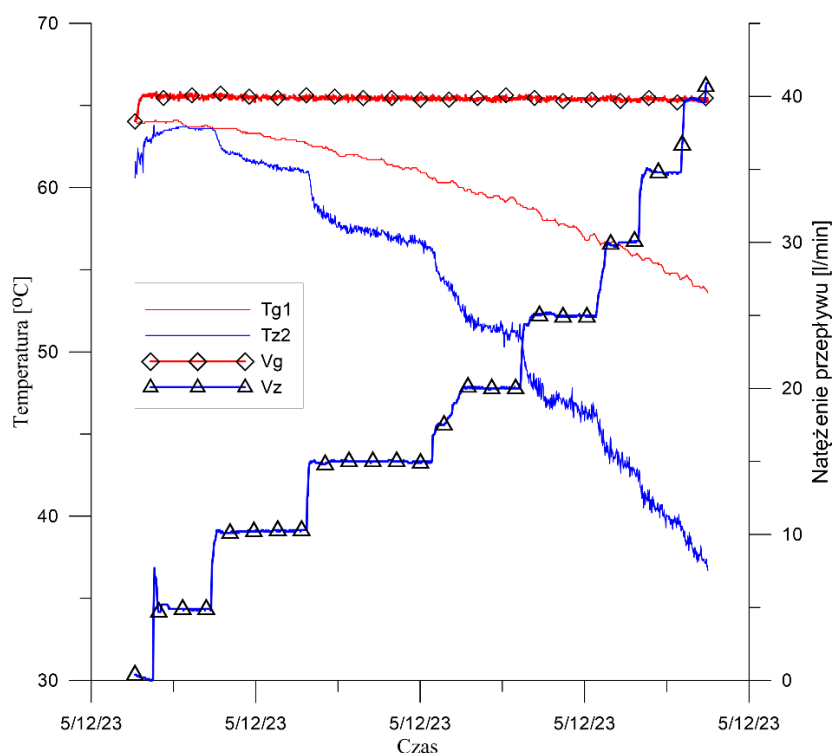
Natężenie przepływu czynnika gorącego oraz zimnego mierzone jest za pomocą turbinowych przepływomierzy osiowych o zakresie pomiarowym od 4 do 160 l/min, przy dokładności pomiaru $\pm 3\%$ wartości mierzonej.

Do pomiaru temperatur czynników w instalacji służą czujniki z termoelementem płaszczowym typu K (NiCr-Ni) o średnicy zewnętrznej 1,5 mm i 1 klasie dokładności.

Z kolei wartości ciśnienia czynników w instalacji mierzone są przy pomocy kompaktowych czujników ciśnienia z piezorezystancyjnymi celami pomiarowymi z kompensacją temperaturową oraz membraną wykonaną ze specjalnej stali. Dokładność pomiarowa tychże czujników wynosi $\pm 0.1\%$ wartości końcowej. Do pomiarów spadku ciśnienia w wymiennikach zastosowano przetworniki różnicy ciśnień których błąd pomiarowy wynosi nie więcej niż 0,05%.

Wszelkie wartości mierzone przekazywane są do rejestratora ALMEMO firmy Ahlborn. Rejestrator ALMEMO umożliwia rejestrację wszystkich sygnałów pochodzących z czujników, następnie tworzenie raportów oraz generowanie raportów w postaci wykresów i tabel. Ponadto, system ALMEMO umożliwia podgląd wszystkich rejestrowanych zmiennych w czasie rzeczywistym.

Stanowisko nie jest wyposażone w żadną automatykę sterującą, wszelkie regulacje przepływu wody przez wymienniki ciepła odbywają się według bieżących potrzeb poprzez ręczne zawory regulacyjne. Maksymalne natężenie przepływu możliwe do uzyskania na stanowisku badawczym wynoszą 50 l/min każdego z płynów. Przykładowy zestaw danych pomiarowych podczas badania na stanowisku laboratoryjnym, przy zachowaniu stałego przepływu płynu gorącego na poziomie 40 l/min, przedstawia rysunek 9.9.



Rys. 9.9 Rozkład temperatur T i natężeń przepływu V czynników w trakcie badania wymiennika CWU na stanowisku laboratoryjnym.

9.2. Opracowanie wyników badań

Metoda oceny stopnia zanieczyszczenia płytowych wymienników ciepła, będąca tematem niniejszej pracy, bazuje na określeniu wartości oporu cieplnego zanieczyszczeń tychże wymienników. Procedura służąca wyznaczeniu wartości współczynników przenikania, a w konsekwencji wyliczeniu wartości oporu cieplnego zanieczyszczeń została opisana szczegółowo w rozdziale 8. W celu określenia wartości oporu zanieczyszczeń, niezbędne jest obliczenie wartości współczynników przenikania ciepła dla wymiennika czystego, pracującego w określonych warunkach laboratoryjnych, oraz wymiennika zanieczyszczonego, użytkowanego na co dzień w węźle ciepłowniczym opisanym w poprzedniej części tego rozdziału.

Dla danych pomiarowych zarejestrowanych na wymienniku ciepła Hexonic LC110-30-2'' zainstalowanym w węźle cieplnym należącym do Miejskiego Przedsiębiorstwa Energetyki Ciepłej wyliczono wartości współczynników przenikania ciepła na podstawie zależności (8.6). Zestawienie przykładowych danych pomiarowych wraz z wyliczonymi współczynnikami przenikania przedstawia tabela 9.2.

Tabela 9.2 Zestawienie danych pomiarowych pochodzących z węzła cieplnego MPEC Kraków.

Czas	T_{g1}	T_{g2}	T_{z1}	T_{z2}	\dot{V}_g	\dot{V}_z	$k_{zaniecz.}$
	°C	°C	°C	°C	l/min	l/min	W/(m ² K)
11-03-2021 13:36	73,77	38,78	37,62	40,68	15,6	156,6	1122,67
12-03-2021 07:21	71,31	39,85	38,96	41,62	14,4	156,6	1105,26
13-03-2021 08:06	76,28	39,47	38,65	41,3	12,6	156,6	1007,26
14-03-2021 08:21	69,37	36,94	36,08	38,5	13,2	156,6	1005,94
15-03-2021 09:06	74,66	38,84	38,02	40,52	12,6	156,6	984,28
15-03-2021 13:06	67,64	35,35	34,62	36,82	12	156,6	951,79

Dane pozyskane w trakcie badań wymiennika ciepła Hexonic LC110-30-2'' zainstalowanego w laboratorium Katedry Energetyki posłużyły do wyznaczenia korelacji na liczbę Nusselta dla wody gorącej i zimnej przepływającej przez wymiennik, która następnie zostanie wykorzystana do określenia współczynników przenikania ciepła dla wymiennika niezanieczyszczonego. W tym celu wykorzystano zmodyfikowaną graficzną metodę Wilsona, której algorytm przedstawiono szczegółowo w drugiej części rozdziału 8 niniejszej pracy. Badania służące określeniu korelacji na liczbę Nusselta dla płynu zimnego opierają się na pomiarze parametrów płynu gorącego i zimnego przy zachowanym stałym przepływie płynu gorącego. Ze względu na zakres liczb Prandtla i Reynoldsa dla wody przepływającej przez wymiennik ciepła w trakcie przeprowadzonych pomiarów i w oparciu o literaturę przyjęto, że korelacja wyznaczona dla wody gorącej będzie mieć taką samą postać jak wyznaczona na podstawie badań eksperymentalnych korelacja dla wody zimnej. Obliczenia przeprowadzono przy wykorzystaniu oprogramowania Matlab [68].

Pierwszą serię pomiarową zrealizowano w taki sposób, aby natężenie przepływu czynnika gorącego \dot{V}_g utrzymane było na poziomie ok. 20 l/min., natomiast natężenie przepływu czynnika zimnego \dot{V}_z zmieniało się w zakresie od ok. 15 do 40 l/min., co ok. 5 l/min. Zestawienie wybranych $N = 6$ punktów pomiarowych oraz wartości średniego strumienia ciepła \dot{Q}_m obliczonego z zależności (8.5) i współczynnika przenikania ciepła k obliczonego z (8.6) przedstawia tabela 9.3. Współczynnik przenikania ciepła określony został z zależności, która będzie wykorzystywana dla wymienników ciepła zanieczyszczonych, ale ponieważ wymiennik ciepła w laboratorium nie posiada zanieczyszczeń, w tym wypadku $k_{zaniecz.} = k'_{czysty}$. Dane zestawione w tabeli 9.3 posłużyły następnie do opracowania korelacji na liczbę Nusselta dla wody zimnej przy wykorzystaniu zmodyfikowanej metody Wilsona.

Tabela 9.3 Zestawienie wybranych punktów pomiarowych węzła cieplnego w laboratorium Politechniki Krakowskiej z dnia 18.05.2023.

Czas	T_{g1}	T_{g2}	T_{z1}	T_{z2}	\dot{V}_g	\dot{V}_z	c_g	c_z	\dot{Q}_m	ΔT_m	k'_{czysty}
	°C	°C	°C	°C	l/min	l/min	J/(kgK)	J/(kgK)	W	°C	W/(m ² K)
18:51:50	64,5	34,3	12,8	53,0	20,1	15,0	4180,20	4178,90	41784,35	15,98	817,02
18:54:04	63,8	29,3	12,3	46,7	20,1	20,0	4179,53	4179,51	47758,04	17,05	875,33
18:54:43	63,6	26,6	12,7	42,4	20,1	24,9	4179,25	4180,02	51308,09	17,29	927,13
18:56:27	62,9	24,0	12,7	38,7	20,1	29,9	4179,00	4180,61	53972,93	16,94	995,71
18:57:53	62,5	22,3	12,3	35,1	20,0	35,0	4178,87	4181,40	55481,12	17,26	1004,36
18:58:58	61,6	21,4	12,8	32,8	20,0	39,9	4178,77	4181,80	55498,94	16,71	1037,70

Ze względu na wrażliwość opracowanej zmodyfikowanej metody Wilsona zarówno na dokładność danych pomiarowych, jak i odpowiedni dobór danych startowych, pierwszą iterację rozpoczęto od wyznaczenia liczby Nusselta Nu'_g z założenia, że współczynniki wnikania ciepła po stronie gorącej i zimnej wymiennika ciepła dla tych samych strumieni objętościowych będą miały zbliżone wartości. Ponieważ strumień objętościowy wody gorącej w trakcie pomiarów nie ulega zmianie, w pierwszej iteracji przyjęto te same wartości $Nu'_g = 11,31$ dla wszystkich punktów pomiarowych.

Wyliczona wartość liczby Nusselta dla płynu gorącego Nu'_g umożliwia wyznaczenie stałych C_{g1} oraz C_{g2} poprzez aproksymację N punktów pomiarowych funkcją liniową (8.13) korzystając z metody regresji liniowej. W kolejnym kroku wyznaczone stałe C_{g1} oraz C_{g2} umożliwiają powtórne wyliczenie wartości liczb Nusselta czynnika gorącego Nu_g przy użyciu równania (8.13).

Zestawienie wybranych punktów pomiarowych z wyliczonymi wartościami liczby Nussleta płynu gorącego Nu_g w pierwszym kroku iteracyjnym przedstawia tabela 9.4.

Tabela 9.4 Wykaz wybranych punktów pomiarowych oraz obliczone wartości całkowitych współczynników przenikania ciepła i liczb Nusselta dla wody gorącej ($i=1, \dots, 6$)

i	Czas	T_{g1}	T_{g2}	T_{z1}	T_{z2}	\dot{m}_g	\dot{m}_z	ΔT_m	k'_{czysty}	Nu_g
		°C	°C	°C	°C	kg/s	kg/s	°C	W/(m ² K)	-
1	18:51:50	64,5	34,3	12,8	53,0	0,331	0,249	15,98	817,02	11,310
2	18:54:04	63,8	29,3	12,3	46,7	0,332	0,332	17,05	875,33	11,310
3	18:54:43	63,6	26,6	12,7	42,4	0,332	0,413	17,29	927,13	11,310
4	18:56:27	62,9	24,0	12,7	38,7	0,332	0,497	16,94	995,71	11,310
5	18:57:53	62,5	22,3	12,3	35,1	0,330	0,582	17,26	1004,36	11,310
6	18:58:58	61,6	21,4	12,8	32,8	0,331	0,663	16,71	1037,70	11,310

Następnie, korzystając z równań (8.16-8.18), obliczone zostają wartości współczynników wnikania ciepła dla płynu gorącego α_g i zimnego α'_z , a także wartości liczby Nusselta płynu zimnego Nu'_z . W celu wyznaczenia wartości współczynników wnikania ciepła α'_z , niezbędne jest określenie grubości płyty wymiennika oraz wartość przewodności cieplnej materiału z którego jest wykonana. W analizowanym przypadku grubość pojedynczej płyty wynosi $\delta_{\acute{s}c} = 0,004m$, a płyta wykonana została ze stali nierdzewnej dla której przewodność cieplna wynosi $\lambda_{\acute{s}c} = 16 \frac{W}{mK}$. Właściwości termofizyczne dla obydwu czynników, niezbędne do wykonania opisanych obliczeń, określone zostały dla średniej wartości temperatury wody wpływającej i wypływającej z wymiennika ciepła. Wyliczone wartości liczb Nusselta oraz współczynników wnikania ciepła w pierwszym kroku iteracyjnym przedstawia tabela 9.5.

Tabela 9.5 Wyniki obliczeń pierwszej iteracji dla $i=1, \dots, 6$ punktów pomiarowych w celu wyznaczenia stałych $C_{z1}^{(1)}$ i $C_{z2}^{(1)}$.

i	k'_{czysty}	Nu_g	α_g	α'_z	Nu'_z	Re_z	Pr_z
	W/(m ² K)	-	W/(m ² K)	W/(m ² K)	-	-	-
1	817,02	11,310	1809,25	1547,40	9,996	172,15	5,03
2	875,33	11,310	1800,11	1779,66	11,587	213,71	5,45
3	927,13	11,310	1795,31	2013,73	13,173	254,95	5,72
4	995,71	11,310	1789,73	2377,75	15,626	293,65	6,00
5	1004,36	11,310	1786,11	2434,37	16,080	328,15	6,32
6	1037,70	11,310	1782,97	2646,86	17,525	366,20	6,48

Wyliczone wartości liczb Nusselta dla płynu zimnego Nu'_z umożliwiają wyznaczenie wartości stałych C_{z1} oraz C_{z2} . W tym celu dla N punktów pomiarowych korzysta się z metody regresji liniowej przybliżając dane funkcją liniową wyrażoną równaniem (8.7).

Druga pętla iteracyjna realizowana jest już zgodnie z opisem przedstawionym w rozdziale 8. Na podstawie wyznaczonych stałych C_{z1} oraz C_{z2} obliczona zostaje liczba Nusselta wody zimnej Nu_z . Następnie korzystając z równań (8.10-8.12) wyznaczane są wartości współczynników wnikania dla czynnika zimnego α_z i gorącego α'_g oraz wyznaczana jest wartość liczby Nusselta dla płynu gorącego Nu'_g . Zestawienie otrzymanych obliczeń przedstawia tabela 9.6.

Tabela 9.6 Wyniki obliczeń drugiej iteracji dla $i=1, \dots, 6$ punktów pomiarowych w celu wyznaczenia stałych $C_{g1}^{(2)}$ i $C_{g2}^{(2)}$.

i	k'_{czysty} $W/(m^2K)$	Nu_z	α_z $W/(m^2K)$	α'_g $W/(m^2K)$	Nu'_g	Re_g	Pr_g
1	817,02	10,022	1551,40	1803,83	11,276	291,87	3,58
2	875,33	11,746	1804,03	1775,86	11,158	278,50	3,77
3	927,13	13,366	2043,27	1772,47	11,166	271,74	3,88
4	995,71	14,896	2266,69	1858,28	11,743	264,08	4,01
5	1004,36	16,317	2470,16	1767,32	11,191	257,95	4,09
6	1037,70	17,733	2678,19	1769,02	11,222	253,82	4,17

Analogicznie do poprzedniej pętli iteracyjnej, znając wyliczoną wartość liczby Nusselta Nu'_g , można wyznaczyć wartości stałych C_{g1} oraz C_{g2} poprzez aproksymację N punktów pomiarowych funkcją liniową (8.13) korzystając z metody regresji liniowej. Następnie wyznaczone stałe C_{g1} oraz C_{g2} umożliwiają powtórne wyliczenie wartości liczb Nusselta czynnika gorącego Nu_g przy użyciu równania (8.13) oraz następnie korzystając z równań (8.16-8.18) wyliczenie wartości współczynników wnikania ciepła dla płynu gorącego α_g i zimnego α'_z , a także wyliczenie wartości liczby Nusselta płynu zimnego Nu'_z . Wyniki obliczeń zostały przedstawione w tabeli 9.7.

Tabela 9.7 Wyniki obliczeń drugiej iteracji dla $i=1, \dots, 6$ punktów pomiarowych w celu wyznaczenia stałych $C_{z1}^{(2)}$ i $C_{z2}^{(2)}$.

i	k	Nu_g	α_g	α'_z	Nu'_z	Re_z	Pr_z
	W/(m ² K)	-	W/(m ² K)	W/(m ² K)	-	-	-
1	817,02	11,255	1800,42	1553,93	10,038	172,15	5,03
2	875,33	11,277	1794,82	1784,87	11,621	213,71	5,45
3	927,13	11,288	1791,84	2018,12	13,202	254,95	5,72
4	995,71	11,301	1788,33	2380,25	15,642	293,65	6,00
5	1004,36	11,314	1786,70	2433,27	16,073	328,15	6,32
6	1037,70	11,321	1784,69	2643,06	17,500	366,20	6,48

Tabela 9.8 przedstawia wyliczone wartości liczb Nusselta i współczynników wnikania ciepła dla płynu zimnego w pierwszych pięciu pętlach iteracyjnych (j).

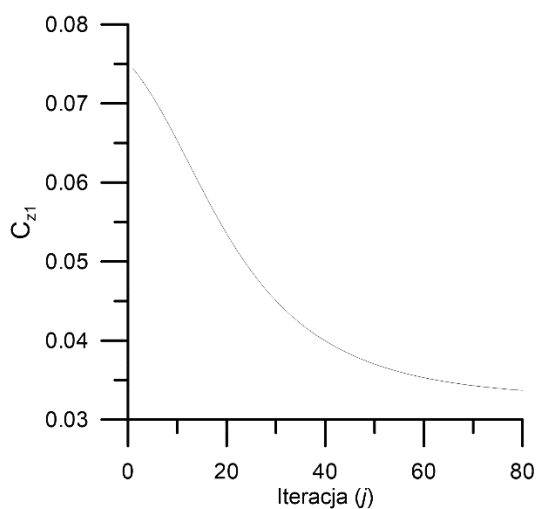
Tabela 9.8 Obliczone wartości liczb Nusselta $Nu_{z,i}$ i współczynniki wnikania ciepła $\alpha_{z,i}$ w pięciu kolejnych iteracjach.

i	Iteracja (j)									
	1		2		3		4		5	
	Nu_z	α_z	Nu_z	α_z	Nu_z	α_z	Nu_z	α_z	Nu_z	α_z
	-	W/(m ² K)	-	W/(m ² K)	-	W/(m ² K)	-	W/(m ² K)	-	W/(m ² K)
1	10,022	1551,40	10,064	1557,94	10,109	1564,97	10,158	1572,48	10,209	1580,44
2	11,746	1804,03	11,770	1807,69	11,795	1811,60	11,822	1815,77	11,851	1820,18
3	13,366	2043,27	13,373	2044,25	13,379	2045,28	13,386	2046,36	13,394	2047,48
4	14,896	2266,69	14,886	2265,18	14,875	2263,51	14,863	2261,69	14,850	2259,74
5	16,317	2470,16	16,292	2466,35	16,264	2462,20	16,235	2457,73	16,203	2452,95
6	17,733	2678,19	17,692	2672,10	17,649	2665,49	17,601	2658,38	17,551	2650,79

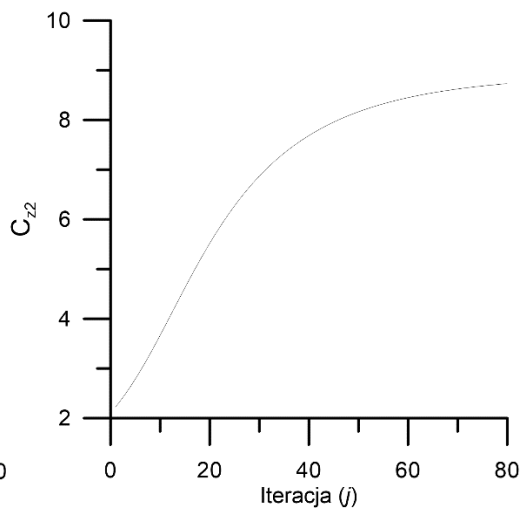
Wyniki obliczeń kolejnych iteracji przedstawia tabela 9.9, jak można zauważyć zaproponowana metoda iteracyjna jest zbieżna. Wartości stałych $C_{z1}^{(j)}$ oraz $C_{z2}^{(j)}$ otrzymywanych w kolejnych iteracjach przedstawiono również na rysunku 9.10.

Tabela 9.9 Zestawienie wartości stałych $C_{z1}^{(j)}$ i $C_{z2}^{(j)}$ dla kolejnych iteracji.

j	C_{z1}	C_{z2}	j	C_{z1}	C_{z2}	j	C_{z1}	C_{z2}	j	C_{z1}	C_{z2}
1	0,07444	2,22415	21	0,05251	5,679	41	0,04	7,74515	61	0,03519	8,4701
2	0,07364	2,34997	22	0,05152	5,836	42	0,039	7,8021	62	0,03507	8,4905
3	0,07278	2,48557	23	0,05058	5,987	43	0,039	7,85609	63	0,03496	8,50994
4	0,07186	2,63071	24	0,04967	6,131	44	0,039	7,90727	64	0,03485	8,52845
5	0,07088	2,78495	25	0,0488	6,269	45	0,038	7,95581	65	0,03475	8,54609
6	0,06984	2,94765	26	0,04797	6,401	46	0,038	8,00185	66	0,03465	8,56291
7	0,06876	3,118	27	0,04718	6,527	47	0,038	8,04552	67	0,03456	8,57894
8	0,06763	3,29503	28	0,04643	6,646	48	0,038	8,08696	68	0,03447	8,59423
9	0,06647	3,47763	29	0,04572	6,76	49	0,037	8,12629	69	0,03438	8,60881
10	0,06528	3,6646	30	0,04505	6,868	50	0,037	8,16363	70	0,03431	8,62272
11	0,06407	3,85469	31	0,04441	6,971	51	0,037	8,19909	71	0,03423	8,636
12	0,06285	4,04661	32	0,0438	7,068	52	0,037	8,23276	72	0,03416	8,64868
13	0,06163	4,23911	33	0,04322	7,16	53	0,036	8,26475	73	0,03409	8,66078
14	0,06041	4,431	34	0,04268	7,248	54	0,036	8,29516	74	0,03403	8,67234
15	0,0592	4,62116	35	0,04216	7,331	55	0,036	8,32406	75	0,03397	8,68339
16	0,05801	4,8086	36	0,04167	7,41	56	0,036	8,35153	76	0,03391	8,69394
17	0,05685	4,99242	37	0,04121	7,484	57	0,036	8,37766	77	0,03385	8,70403
18	0,05571	5,1719	38	0,04077	7,555	58	0,036	8,40252	78	0,0338	8,71367
19	0,05461	5,3464	39	0,04036	7,622	59	0,035	8,42617	79	0,03375	8,72289
20	0,05354	5,51543	40	0,03997	7,685	60	0,035	8,44867	80	0,0337	8,73171



(a)



(b)

Rys. 9.10 Wyniki kolejnych iteracji: (a) wartości stałych $C_{z1}^{(j)}$, (b) wartości stałych $C_{z2}^{(j)}$.

Przeprowadzone iteracje oraz założone wstępne różnice wartości stałych C_{z1} i C_{z2} w następujących po sobie iteracjach wykazały, iż po przeprowadzonej 80 iteracji stałe C_{z1} i C_{z2} finalnie przyjmują wartości: $C_{z1} = 0,0337$ oraz $C_{z2} = 8,73171$.

Korelacja na liczbę Nusselta dla wody zimnej została wyznaczona eksperymentalnie w oparciu o dane pozyskane na stanowisku laboratoryjnym i wyraża się równaniem:

$$Nu_z = 0,0337Re_z^{0,8}Pr_z^{0,33} + 8,73171. \quad (9.1)$$

Przyjmując, że ta sama korelacja będzie obowiązywać również dla wody gorącej można zapisać, że:

$$Nu_g = 0,0337Re_g^{0,8}Pr_g^{0,33} + 8,73171. \quad (9.2)$$

Zaproponowane korelacje (9.1) i (9.2) są prawdziwe dla liczb Reynoldsa z zakresu $100 < Re < 2500$ oraz liczb Prandtla z zakresu $2 < Pr < 7$.

W trakcie badań obliczono względny błąd wyznaczania współczynnika przenikania ciepła dla czystego, badanego w laboratorium wymiennika ciepła przy zastosowaniu opracowanych korelacji na liczbę Nusselta dla wody gorącej i zimnej. Wartość błędu względnego τ określono przy pomocy równania:

$$\tau = \frac{k'_{czysty} - k_{czysty}}{k'_{czysty}} \cdot 100\%. \quad (9.3)$$

Współczynniki przenikania ciepła k'_{czysty} i k_{czysty} obliczono na podstawie danych pomiarowych uzyskanych w badaniach laboratoryjnych. Wartości współczynników przenikania ciepła k'_{czysty} określono z zależności (8.6). Z kolei współczynniki przenikania ciepła k_{czysty} ze wzoru (8.3), gdzie wartości współczynników wnikania ciepła α_z i α_g obliczono z wykorzystaniem odpowiednio korelacji (9.1) i (9.2).

Wartości minimalne oraz maksymalne błędów w zależności od wartości natężenia przepływu czynnika zimnego \dot{V}_z przy stałym natężeniu przepływu czynnika gorącego $\dot{V}_g \cong 20$ l/min. przedstawia tabela 9.10.

Tabela 9.10 Wartości błędów względných pomiaru w zależności od natężenia przepływu czynnika zimnego \dot{V}_z .

\dot{V}_z l/min.	Średnia wartość błędu τ [%]	Wartość błędu τ	
		Min	Max
15	7,40	0,02%	15,12%
20	4,95	0,02%	13,45%
25	0,15	0,07%	5,90%
30	4,12	0,04%	8,44%
35	6,07	1,19%	9,61%
40	8,04	2,35%	12,69%

Zgodnie z powyższą tabelą średnia wartość błędu względnego dla zakresu natężeń przepływu czynnika zimnego \dot{V}_z od 15 do 40 l/min. wynosi około 5,12%. W trakcie dalszych badań, przetestowano zaproponowaną metodę na innych zestawach danych, również w tym przypadku metoda daje zadowalające rezultaty. Średni błąd pomiarowy w przypadku zestawu danych pomiarowych, w którym natężenie przepływu czynnika gorącego \dot{V}_g utrzymywane jest na poziomie 30 l/min, wynosi około 13,5%. Natomiast dla zestawu danych z zachowanym stałym przepływem czynnika gorącego \dot{V}_g na poziomie 40 l/min, średni błąd pomiarowy wynosi około 14,6 %. Dla zestawu danych ze stałym przepływem czynnika zimnego \dot{V}_z na poziomie 20 l/min, średni błąd wynosi około 11 %.

W celu przedstawienia wykorzystania opracowanych korelacji (9.1) i (9.2) do monitorowania zanieczyszczeń płytowego wymiennika ciepła w węźle cieplnym przeprowadzono obliczenia na danych pochodzących z węzła Miejskiego Przedsiębiorstwa Energetyki Ciepłej wyselekcjonowanych w tabeli 9.2. Określone zostały wartości współczynników przenikania ciepła dla wymiennika czystego z zależności (8.3). Następnie przy pomocy równania (8.1) wyliczony został opór cieplny zanieczyszczeń. Wartości wyliczonych wartości współczynników przenikania dla wymiennika zanieczyszczonego i czystego oraz wartość wyliczonych oporów cieplnych zanieczyszczeń przedstawia tabela 9.11.

Tabela 9.11 Zestawienie wyliczonych wartości współczynników przenikania ciepła k oraz wartości oporu cieplnego zanieczyszczeń ΔR .

Czas	T_{g1}	T_{g2}	T_{z1}	T_{z2}	\dot{V}_g	\dot{V}_z	k_{czysty}	$k_{zaniecz.}$	ΔR
	°C	°C	°C	°C	l/min	l/min	W/(m ² K)	W/(m ² K)	m ² K/W
11-03-2021 13:36	73,77	38,78	37,62	40,68	15,6	156,6	1147,70	1122,67	1,94E-05
12-03-2021 07:21	71,31	39,85	38,96	41,62	14,4	156,6	1139,64	1105,26	2,73E-05
13-03-2021 08:06	76,28	39,47	38,65	41,3	12,6	156,6	1128,78	1007,26	0,000107
14-03-2021 08:21	69,37	36,94	36,08	38,5	13,2	156,6	1120,80	1005,94	0,000102
15-03-2021 09:06	74,66	38,84	38,02	40,52	12,6	156,6	1125,70	984,28	0,000128
15-03-2021 13:06	67,64	35,35	34,62	36,82	12	156,6	1105,64	951,79	0,000146

Analizując dane przedstawione w tabeli 9.11 można zauważyć, iż pomimo krótkiego okresu eksploatacji wymiennika, wyliczone wartości oporu cieplnego zanieczyszczeń nieustannie rosną. Ich wartości są w dalszym ciągu jednak zbyt małe by wycofać wymiennik z eksploatacji i poddać czyszczeniu.

10 Wnioski i uwagi końcowe

Płytkowe wymienniki ciepła to urządzenia energetyczne łączące kompaktowe wymiary, wysoką sprawność oraz prostą i relatywnie tanią konstrukcję w odniesieniu do jednostkowej mocy cieplnej. Wymienione cechy wyjaśniają rosnącą popularnością tego typu aparatów. Natomiast wraz ze wzrostem zainteresowania nimi, rośnie także zapotrzebowanie na opracowanie skutecznych i uniwersalnych metod, które będą wspomagały ich codzienną eksploatację.

Celem niniejszej rozprawy było opracowanie metody służącej do wyznaczania wartości oporów cieplnych zanieczyszczeń powstających w trakcie eksploatacji płytkowych wymienników ciepła. Idea samej metody jest stosunkowo prosta: wyznaczona wartość różnicy oporów cieplnych wymienników czystego oraz zanieczyszczonego ΔR po przekroczeniu przyjętej wartości granicznej wskazuje na konieczność przeczyszczenia wymiennika ciepła. Opory cieplne wymienników wyznaczane są jako odwrotności współczynników przenikania ciepła. W celu wyznaczenia wartości współczynnika przenikania ciepła dla wymiennika zanieczyszczonego $k_{zaniecz.}$ skorzystano z przekształconego równania Pecleta. Obliczenie wartości współczynnika przenikania dla wymiennika niezanieczyszczonego wymagało przebadania analogicznego wymiennika ciepła na specjalnie zbudowanym w tym celu stanowisku laboratoryjnym. Badania zostały przeprowadzone w możliwie szerokim zakresie zmian natężeń przepływu czynników, zarówno czynnika oddającego jak i odbierającego ciepło. Dane zebrane podczas badań laboratoryjnych, znajomość geometrii wymiennika oraz ilości płyt umożliwiły przy wykorzystaniu zmodyfikowanej metody Wilsona wyznaczenie korelacji na liczbę Nusselta. W rezultacie korelacja ta pozwoliła na obliczenie wartości współczynników wnikania ciepła po obydwu stronach płyty wymiennika, a te na wyznaczenie wartości współczynnika przenikania ciepła dla wymiennika czystego k_{czysty} . Wyznaczona korelacja na liczbę Nusselta po przeprowadzeniu badań na dostępnych danych cechuje się dużą dokładnością dla mniejszych natężeń przepływu wody – błąd względny wyznaczania współczynnika przenikania ciepła wynosi średnio około 5%, natomiast dla większych przepływów błąd ten jest większy i wynosi średnio około 13%. Badania przeprowadzono w zakresie liczb Reynoldsa $100 < Re < 2500$ oraz liczb Prandtla z zakresu $2 < Pr < 7$.

W pracy zostały omówione również inne znane korelacje służące wyznaczaniu liczb Nusselta dla czynników roboczych w wymiennikach płytkowych. Dla przepływów, które były realizowane w badaniach laboratoryjnych, korelacją z którą można byłoby porównać

formułę wyznaczoną w ramach przeprowadzonych badań, jest korelacja Fock'a. Błąd względny wyznaczania współczynnika przenikania ciepła obliczany dla tych samych danych pomiarowych, dla których wcześniej wykonana została już analiza błędów, w przypadku wykorzystania korelacji Fock'a wyniósł od kilkudziesięciu do kilkuset procent. To pokazuje jak potrzebne są badania nad opracowaniem dokładniejszych korelacji na liczbę Nusselta dla danego modelu płytowego wymiennika ciepła i dla możliwie szerokiego zakresu natężenia przepływu czynnika roboczego.

Z uwagi na to, że zbudowane stanowisko laboratoryjne wykorzystywało istniejącą infrastrukturę laboratoryjną, próby oraz badania mogły być na nim przeprowadzane w pewnym ograniczonym zakresie. Ograniczenia te dotyczyły głównie natężeń przepływów wynikające z przekrojów rur, czy wydajności pomp tłoczących czynniki robocze. W celu rozszerzenia zakresu pomiarowego, który wykraczałby poza przepływy rzędu $40 \frac{1}{\text{min}}$ należałoby przebudować istniejącą infrastrukturę lub zbudować w pełni samodzielne stanowisko laboratoryjne przeznaczone tylko do badań płytowych wymienników ciepła. Pozwoliłoby to zweryfikować korelacje na liczbę Nusselta dla większych natężeń przepływu czynnika roboczego lub określić kolejne dla wyższych wartości liczb Reynoldsa. Wyniki obliczeń wartości oporu cieplnego zanieczyszczeń przeprowadzone na danych pochodzących z wymiennika pracującego w węźle cieplnym Miejskiego Przedsiębiorstwa Energetyki Ciepłej w Krakowie wykazały, iż wraz z upływem czasu ich wartość sukcesywnie rośnie, jednakże w okresach dla których przeprowadzane były obliczenia wymiennik nie kwalifikował się jeszcze do tego, by poddać go czyszczeniu.

Przedstawiona metoda w pełni spełnia założony na początku niniejszej rozprawy cel. Metoda oceny stopnia zanieczyszczenia płytowych wymienników ciepła została opracowana głównie z myślą wykorzystania jej w węzłach cieplnych, natomiast może być wykorzystywana w całym sektorze energetyki ciepłej, gdzie płytowe wymienniki ciepła wykorzystywane są bardzo często. Zaletą opracowanej metody jest to, że jest bardzo prosta w użyciu i może być wykorzystywana w trybie on-line do monitorowania stanu zanieczyszczenia wymienników ciepła. Metoda pozostawia także możliwości jej rozwoju w przyszłości.

Literatura

- [1] Hobler T., „Ruch ciepła i wymienniki”, Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Warszawa 1959.
- [2] Joniec W., „Wymienniki płytowe”, Rynek Instalacyjny, vol. 3, pp. 74-77, 2010.
- [3] Romanowicz T., Jaremkiewicz M., Kania A., Pietruszka M., „Determination of the fouling degree of the heat substation based on tests of plate heat exchangers”, Heat Transfer Engineering, vol.43, 2022. DOI: 10.1080/01457632.2022.2113458
- [4] Arsenyeva O.P., Crittenden B., Yang M., Kapustenko P.O., „Accounting for the thermal resistance of cooling water fouling in plate heat exchangers”, Appl. Therm. Eng., vol. 61, Issue 1, pp. 53-59, 2013. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.02.045.
- [5] Bell I.H., Groll E.A., „Air-side particulate fouling of microchannel heat exchangers: Experimental comparison of air-side pressure drop and heat transfer with plate-fin heat exchanger”, Appl. Therm. Eng., vol. 31, Issue 5, pp. 742-749, 2011. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.10.019.
- [6] Ahn H.S., Kim K.M., Lim S.T., Lee C.H., Han S.W., Choi H., Koo S., Kim N., Jerng D.W., Wongwises S., „Anti-fouling performance of chevron plate heat exchanger by the Surface Modification”, Int. J. Heat Mass Tran., vol. 144, article no. 118634 (11 pages), December 2019. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.118634.
- [7] Kananeh A.B., Peschel J., „Fouling in Plate Heat Exchangers: Some Practical Experience”, in Heat Exchangers - Basics Design Applications, J. Mitrovic Ed. Rijeka, Croatia: IntechOpen, 2019, pp. 533-550.
- [8] Thonon B., Grandgeorge S., Jallut C., „Effect of Geometry and Flow Conditions on Particulate Fouling in Plate Heat Exchangers”, Heat Transf. Eng., vol. 20, Issue 3, pp. 12-24, 1999. DOI: 10.1080/014576399271385.
- [9] Blanpain-Avet P., et al., “Effect of the phosphate/calcium molar ratio on fouling deposits generated by the processing of a whey protein isolate in a plate heat exchanger”, Food Bioprod. Process., vol. 121, pp.154-165, May 2020. DOI: 10.1016/j.fbp.2020.02.005.
- [10] Sharma A., Macchietto S., „Fouling and cleaning of plate heat exchangers: Dairy application”, Food Bioprod. Process., vol. 126, pp. 32-41, March 2021. DOI: 10.1016/j.fbp.2020.12.005.
- [11] Foit H., „Indywidualne węzły cieplne”, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2012.
- [12] Wilson E.E. „A Basis for rational Design of heat Transfer Apparatus, Trans.ASME, 37, 47-70, 1915.

- [13] Khartabil H.F., Christensen R.N., Richards D.E., - A Modified Wilson plot Technique for Determining Heat Transfer Correlations, Proc. Second UK National Conference of Heat Transfer. cz. II, str. 1331-1357, 1998.
- [14] Shah R.K – Assessment of modified Wilson plot techniques for obtaining heat exchanger design data, Jerusalem 1990.
- [15] Briggs D.E., Young E.H. – Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Transfer Correlations for Shell and Tube Heat Exchangers, Chem. Eng. Progr. Symp., Ser. No.92, 65, 35 (1969).
- [16] Taler D., „Obliczenia i badania eksperymentalne wymienników ciepła”, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2016.
- [17] Briggs D.E., Young E.H., „Modified Wilson plot techniques for obtaining heat transfer correlations for shell and tube heat exchangers”, in: Proceedings of the Tenth National Heat Transfer Conference AIChE-ASME, Philadelphia, PA, 1968.
- [18] Focke W.W., Zachariades J., Oliver I., „The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers”, Int. J. Heat Mass Transfer 28 (1985) 1469–1479.
- [19] Talik A.C., Fletcher L.S., Anand N.K., Swanson L.W., „Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger”, in: Proceedings of the ASME/JSME Thermal Engineering Conference, New York, USA, 1995, pp. 321–329.
- [20] Muley A., Manglik R.M., „Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates”, ASME J. Heat Transfer 121 (1999) 110–117.
- [21] Muley A., Manglik R.M., Metwally H.M., „Enhanced heat transfer characteristics of viscous liquid flows in a chevron plate heat exchanger”, ASME J. Heat Transfer 121 (1999) 1011–1017.
- [22] Okada K., Ono M., Tomimura T., Okuma T., Konno H., Ohtani S., „Design and heat transfer characteristics of a new plate heat exchanger”, Heat Transfer Japanese Research 1 (1972) 90–95.
- [23] Fernández-Seara, J., Uhía, F. J., Sieres, J., & Campo, A., „ A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices”, Applied Thermal Engineering, 27(17-18), 2007, 2745-2757.
- [24] Young E.H., Wall J.R., „ Development of an apparatus for the measurement of low bond resistance in finned and bare duplex tubing”, Engineering Research Institute, University of Michigan, Report nr 48, 1957.
- [25] Oficjalna strona Danfoss Poland, <https://store.danfoss.com/pl/pl/Climate-Solutions-dla-ogrzewnictwa/Wymienniki-ciep%C5%82a/Plate-heat-exchangers/Micro-Plate-Heat-Exchanges/Mikrop%C5%82yowy-wymiennik-ciep%C5%82a%2C-XB12M-1%2C-II-p%C5%82ytek%3A-16/p/004H7541>, (dostęp 03.08.2023).

- [26] Oficjalna strona Hexonic, https://hexonic.com/wp-content/uploads/2021/07/HEXONIC_BPHE_PL_CMYK_2023-07-28-1.pdf, (dostęp 03.08.2023).
- [27] Seiwert, J., „Independent measurement of condensation and vaporisation heat transfer coefficients: An alternative to the Wilson plot method suitable for multiphase exchangers”, *Int. J. Heat Mass Transf.* **2019**, 136, 1171-1185. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.03.084.
- [28] Hewitt G.F., Shires G.L., Bott T.R., „Process Heat Transfer”, CRC Press, Nowy Jork, 1994.
- [29] Incropera F.P., Bergman T.L., Dewitt D.P., Lavine A.S., „Principles of Heat and Mass Transfer”, J. Wiley & Sons, 2007
- [30] Petukhov B.S., Kirillov V.V., „The problem of heat exchanger in the turbulent flow of liquids in tubes”, *Teploenergetika* 5, No.4, 1958, 63-68.
- [31] Gnielinski V., „Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung”, *Forschung im Ingenieurwesen-Engineering Research* 61, No.9, 1995, 240-248.
- [32] Gnielinski V., „New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow”, *International Chemical Engineering* 16, 1976, 359–368.
- [33] Petukhov B.S., Popov V.N., „Theoretical calculation of heat exchange and frictional resistance in turbulent flow in tubes of an incompressible fluid with variable physical properties”, *High Temperature* 1, 1963, 69–83.
- [34] Wójs K., Tietze T., „Effects of the temperature interference on the results obtained using the Wilson plot technique”, *Heat and Mass Transfer* 33, 1997, 241–245.
- [35] Hasim F., Yoshida M., Miyashita H., „Compound heat transfer enhancement by a combination of ribbed tubes with coil inserts”, *Journal of Chemical Engineering of Japan* 36, 2003, 647–654.
- [36] Hasim F., Yoshida M., Miyashita H., „Compound heat transfer enhancement by a combination of a helically ribbed tube with twisted tape inserts”, *Journal of Chemical Engineering of Japan* 36, 2003, 1116–1122.
- [37] Zheng X.J., Jin G.P., Chyu M.C., Ayub Z.H., „Boiling of ammonia/ lubricant mixture on a horizontal tube in a flooded evaporator with inlet vapor quality”, *Experimental Thermal and Fluid Sciences* 30, 2006, 223–231.
- [38] Colburn A.P., „A method of correlating forced convection heat transfer data and a comparison with fluid friction”, *Transactions of the AIChE* 29, 1933, 174–210.
- [39] Dittus F.W., Boelter L.M.K., „Heat transfer in automobile radiators of the tubular type”, *University of California Publications in Engineering* 2, 1930, 443–461, Reprinted in: *International Communications on Heat and Mass Transfer* 12, 1985, 3–22.
- [40] Sieder E.N., Tate G.E., „Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes”, *Industrial and Engineering Chemistry* 28, 1936, 1429–1435.

- [41] Young E.H., Weekman V.W., Balekjian G., Ward D.J., Godzak S.G., Grover S.S., „Effect of root wall thickness on bond resistance to heat transfer of bimetal tubes”, Engineering Research Institute, University of Michigan, Report No 34, 1954.
- [42] Young E.H., Balekjian G., Ward D.J., Paquette A.J., Godzak S.G., Meckler M., Katz M.L., „The investigation of heat transfer and pressure drop of 11 fin per inch tubes and coils”, Engineering Research Institute, University of Michigan, Report No. 35, 1955.
- [43] Young E.H., Terry C.T., Gonzalez L.O., Katz M.L., Ward D.J., „Fouling of an 11-fins-per-inch coil in an internal tankless water heater”, Engineering Research Institute, University of Michigan, Report No. 42, 1956.
- [44] Young E.H., Katz M.L., Ward D.J., Wall J.R., Conroy W.F., Gutchess W.R., Terry C.T., „An investigation of the fouling of 19-fin-perinch admiralty tubes in three heat transfer units located at the Aurora Gasoline Company Refinery”, Engineering Research Institute, University of Michigan, Report No. 44, 1956.
- [45] Wang C.C., Chiou C.B., Lu D.C., „Single-phase heat transfer and flow friction correlations for microfin tubes”, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 17, 1996, 500–508.
- [46] Kumar R., Varma H.K., Agrawal K.N., Mohanty B., „A comprehensive study of modified Wilson plot technique to determine the heat transfer coefficient during condensation of steam and R-134a over single horizontal plain and finned tubes”, *Heat Transfer Engineering* 22, 2001, 3–12.
- [47] Hwang K., Jeong J., Hyun S., Saito K., Kawai S., Inagaki K., Ozawa R., „Heat transfer and pressure drop characteristics of enhanced titanium tubes, *Desalination* 159, 2003, 33–41.
- [48] Abdullah R., Cooper J.R., Briggs A., Rose J.W., „Condensation of steam and R113 on a bank of horizontal tubes in the presence of a non-condensing gas, *Experimental Thermal and Fluid Sciences* 10, 1995, 298–306.
- [49] Kedzierski M.A., Kim M.S., Single-phase heat transfer and pressure drop characteristics of an integral-spine fin within an annulus, *Journal of Enhanced Heat Transfer* 3, 1996, 201–210.
- [50] Yang R., Chiang F.P., An experimental heat transfer study for periodically varying-curvature curved-pipe, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45, 2002, 3199–3204.
- [51] Fernández-Seara J., Uhía, F. J., Sieres, J., & Campo, A., „ Experimental apparatus for measuring heat transfer coefficients by the Wilson plot method, *European Journal of Physics* 26 (2005) 1–11.
- [52] Fernández-Seara J., Uhía, F. J., Sieres, J., Vazquez M., „Laboratory practices with the Wilson plot method, in: 4th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, HEFAT2005, Cairo, Egypt, 2005.
- [53] Khartabil H.F., Christensen R.N., „An improved scheme for determining heat transfer correlations for heat exchanger regression models with three unknowns”, *Experimental Thermal and Fluid Sciences* 5, 1992, 808–819.

- [54] Styrylska T.B., Lechowska A.A., „Unified Wilson plot method for determining heat transfer correlations for heat exchangers”, ASME Journal of Heat Transfer 125, 2003, 752–756.
- [55] Dirker J., Meyer J.P., „Heat transfer coefficients in concentric annuli”, ASME Journal of Heat Transfer 124, 2002, 1200–1203.
- [56] Dirker J., Meyer J.P., „Convective heat transfer coefficients in concentric annuli”, Heat Transfer Engineering 26, 2005, 38–44.
- [57] Coetzee H., Liebenberg L., Meyer P.J., „Heat transfer and pressure drop characteristics of angled spiralling tape inserts in a heat exchanger annulus”, Heat Transfer Engineering 24, 2003, 29–39.
- [58] Arsenyeva, O.; Tovazhnyanskyy, L.; Kapustenko, P.; Klemeš, J.J. and Varbanov, P.S. Review of Developments in Plate Heat Exchanger Heat Transfer Enhancement for Single-Phase Applications in Process Industries. *Energies* 2023, 16, 4976.
- [59] S. Kazi, Fouling and fouling mitigation on heat exchanger surfaces, in: Heat exchangers-Basics design Applications, IntechOpen, 2012.
- [60] Indumathy, M.; Sobana, S.; Panda, R.C. Modelling of fouling in a plate heat exchanger with high temperature pasteurisation process. *Appl. Therm. Eng.* 2021, 189, article no. 116674 (14 pages). DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2021.116674.
- [61] Li, W.; Li, H.; Li, G.; Yao, S. Numerical and experimental analysis of composite fouling in corrugated plate heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Tran.* 2013, 63, 351-360. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.03.073.
- [62] Lee, E.; Jeon, J.; Kang, H.; Kim, Y. Thermal resistance in corrugated plate heat exchangers under crystallisation fouling of calcium sulfate (CaSO₄). *Int. J. Heat Mass Tran.* 2014, 78, 908-916. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.07.069.
- [63] Genic, S.B.; Jacimovic, B.M.; Mandic, D.; Petrovic, D. „Experimental determination of fouling factor on plate heat exchangers in district heating system”, *Energy and Buildings* 2012, 50, 204-211. DOI: 10.1016/j.enbuild.2012.03.039.
- [64] Hayes N., Jokar A., Ayub Z.H., „Study of carbon dioxide condensation in chevron plates exchangers: heat transfer analysis”, *Int. J. Heat Mass Transfer* 54 (2011) 1121–1131.
- [65] Khan M.S., Khan T.S., Chyu M.C., Ayub Z.H., „Evaporation heat transfer and pressure drop of ammonia in a mixed configuration chevron plate heat exchanger”, *Int. J. Refrig.* 41 (2014) 92–102.
- [66] Khan M.S., Khan T.S., Chyu M.C., Ayub Z.H., „Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations”, *Appl. Therm. Eng.* 30 (2010) 1058–1065.
- [67] Mota F., Carvalho E.P., Ravagnani M., „Modeling and Design of Plate Heat Exchanger”, InTech, 2015. DOI: 10.5772/60885

[68] MathWorks, MATLAB R2023a, Update 4 (9.14.0.2306882),
https://www.mathworks.com/products/new_products/release2023a.html,
19.06.2023.