

Wpływ składowych współczynnika przenikania ciepła na wydajność wymiennika rurowego małej mocy

The influence of the components of the heat transfer coefficient on the efficiency of a low-power tubular heat exchanger

EWA PELIŃSKA-OLKO, YESSICA BARNAŚ

DOI 10.36119/15.2021.1.1

Przebadano wymienniki współprądowe i przeciwaprądowe (odpowiednio WW,WP) typu rura w rurze o małej mocy w konfiguracji 1,2. Konfiguracja 1 oznacza przepływ cieplejszego czynnika w rurze wewnętrznej oraz zimniejszego w rurze zewnętrznej, natomiast konfiguracja 2 – chłodniejszego w rurze wewnętrznej oraz cieplejszego w rurze zewnętrznej. Wyższe wartości doświadczalnego współczynnika przenikania ciepła k_f zarówno dla WW i WP zaobserwowano w konfiguracji 2. W tej pracy, porównano doświadczalne wartości k_f z wartościami obliczonymi przy pomocy wybranych metod z teorii podobieństwa. Największą liczbę zgodnych z eksperymentem wartości teoretycznych k_f , w zakresie wszystkich przebadanych rodzajów wymienników i ich konfiguracji, uzyskano dla formuły Hausena. Współczynnik k_f zawiera trzy składowe: człon opisujący wnikanie ciepła od cieplejszego czynnika roboczego do przepony, przewodzenie przez przeponę rozdzielającą oba czynniki oraz przejmowanie ciepła od przepony do czynnika chłodniejszego. Wielkość tego współczynnika decyduje o wydajności z 1 mb wymiennika rurowego i w ten sposób wraz z średnią różnicą temperatury czynników roboczych wpływa ona na wielkość powierzchni wymiany ciepła a tym samym na gabaryty całego wymiennika.

Słowa kluczowe: wymiana ciepła, rozkład temperatury, równania kryterialne

Co-flow and counter-flow (WW, WP) heat exchangers of low-power tube-in-tube in configuration 1,2 were tested. Configuration 1 meant the flow of the warmer medium in the inner pipe and colder in the outer pipe, while configuration 2 – the cooler medium in the inner pipe, warmer in the outer pipe. Higher values of the experimental heat transfer coefficient k_f , both for WW and WP were observed in configuration 2. In this work, the experimental values of k_f were compared with the values calculated with the use of selected theoretical methods. The largest number of theoretical values of k_f , consistent with the experiment, for all tested types of exchangers and their configurations, were obtained for the Hausen formula. The coefficient k_f includes three components: the element describing the heat transfer from the warmer working medium to the diaphragm, conduction through the diaphragm separating both factors and the transfer of heat from the diaphragm to the cooler medium. The size of this coefficient determines the capacity per 1 running meter of the tube exchanger and thus, together with the average temperature difference of the working media, it affects the heat exchange surface and thus the dimensions of the entire exchanger.

Keywords: heat exchange, temperature distribution, criterion equations

Wstęp

Jednym z ważniejszych aspektów podczas projektowania przemysłowych wymienników ciepła jest stosunek ich gabarytów i związanych z tym kosztów wykonania i eksploatacji do wydajności. Niezależnie od rodzaju wymiennika, jego wydajność jest uwarunkowana wartościami współczynnika przenikania ciepła k_f przez przeponę rozgraniczającą czynniki robocze. W zależności od geometrii przepony, współczynnik ten może mieć różne formuły matematyczne, ale podstawowymi jego

składowymi są: współczynniki Newtona wnikania i przejmowania ciepła po obu stronach przepony rozdzielającej płyny robocze oraz współczynnik przewodzenia przez jej materiał [1,2,3]. Składowe współczynnika przenikania są wyznaczone doświadczalnie lub modelowane komputerowo, przy czym układem bazowym dla wszystkich wymienników jest układ przeciwaprądowy [4,5]. Wynika to z faktu, że dla jednakowych warunków pracy i wydajności, wymiennik przeciwaprądowy charakteryzuje się największym współczynnikiem przenikania ciepła. Zatem dla

tych samych warunków wymiany ciepła, wymiennik przeciwaprądowy ma najmniejszą powierzchnię wymiany ciepła w porównaniu z wymiennikami krzyżowymi, współprądowymi itp. Otrzymane charakterystyki i wartości k_f dla WP, są zatem wartościami granicznymi dla danego typu i gabarytów wymiennika. Są one tym bardziej cenne, gdyż dotyczą różnych warunków pracy. W tym artykule zajmujemy się wymiennikami o kształcie cylindrycznym, który jest szeroko rozpowszechniony w praktycznych zastosowaniach. Uniwersalizm tego kształtu jest charakterystyczny

dr inż. Ewa Pelińska-Olko <https://orcid.org/0000-0002-9024-9111> – Wydział Mechaniczno-Energetyczny, Politechnika Wrocławska, Wrocław, Polska; mgr inż. Yessica Barnaś – ZF Steering Systems Poland, Centrum inżynieryjne w Bielsku-Białej. Adres do korespondencji / Corresponding author: ewa.olko@pwr.edu.pl.

nie tylko dla klasycznych wymienników płaszczowo – rurowych ale także w postaci bezprzeponowych cylindrycznych odwiertów wymienników gruntowych [6]. Przedstawiamy tu wpływ niektórych składowych współczynnika przenikania na wydajność wymiennika rurowego, w rozumieniu strumienia ciepła przenikającego przez wewnętrzną przegrodę cylindryczną. Prace badawcze przeprowadzono w zakresie niewysokich wydajności, dla małych gabarytowo wymienników. W trakcie badań określono poszczególne składowe współczynnika k_1 wg kilku niezależnych metod znanych z literatury. Wartości doświadczalne współczynnika porównano z jego wartościami teoretycznymi zastosowanej metody i wybrano te, dające najmniejsze rozbieżności. Precyzyjne określenie k_1 pomaga zmaksymalizować wydajność wymiennika przy zachowaniu jego gabarytów.

Podstawy teoretyczne

Wspomniany wyżej współczynnik przenikania ciepła k_1 jest współczynnikiem proporcjonalności charakteryzującym wielkość strumienia ciepła przenikającego przez przegrodę stałą, omywaną z dwóch stron płynami o różnych właściwościach termicznych. Matematycznie uwzględnia on wszystkie etapy przepływu ciepła. A więc: wnikanie (przejmowanie) ciepła od płynu do ścianki, opisane równaniem Newtona, przewodzenie ciepła przez ściankę w jej materiale stałym [7], [8] opisane równaniem Fouriera oraz wnikanie (przejmowanie) ciepła od ścianki do drugiego płynu, po stronie czynnika o niższej temperaturze.

Współczynnik przenikania ciepła dla przegrody cylindrycznej [9], wyrażany jest wzorem:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{\ln d_1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad (1)$$

gdzie: α_1, α_2 są współczynnikami wnikania kolejno po stronie wewnętrznej i zewnętrznej przegrody oraz odpowiednio: d_1 – średnicą wewnętrzną, d_2 – średnicą zewnętrzną, λ – współczynnikiem przewodzenia materiału przepony.

Współczynnik ten można wyliczyć bazując na wielkościach doświadczalnych, ze związku:

$$\dot{Q} = \pi L k_1 \Theta_m \quad (2)$$

Gdzie: \dot{Q} , L , k_1 , Θ_m jest odpowiednio wydajnością wymiennika, jego

długością, zdefiniowanym wyżej współczynnikiem przenikania ciepła (1) oraz średnią różniącą temperatur pomiędzy czynnikami roboczymi na całej długości wymiennika.

Różnicę temperatury pomiędzy czynnikami roboczymi w dowolnym miejscu wymiennika, opisuje tzw. wzór Hudlera dla wymienników rurowych (3):

$$\theta_x = \theta_0 e^{-\pi k_1 m l_x} \quad (3)$$

gdzie: $\theta_x, \theta_0, m, l_x$ jest odpowiednio różnicą temperatury pomiędzy czynnikami roboczymi w miejscu x odległym od jego początku, początkową różnicą temperatury, różnicą (WP) lub sumą (WV) odwrotności pojemności cieplnych strumieni czynników roboczych oraz wspomnianą już odległość, gdzie spodziewana jest θ_x .

O ile współczynnik przewodzenia materiału jest wielkością, którą można w stosunkowo dużym zakresie temperatur uznać za wielkość niezmienniczą, o tyle wartość współczynnika wnikania ciepła α w równaniu (1) jest funkcją wielu zmiennych i zależy min. od: stanu skupienia czynnika, charakteru prądu konwekcyjnego (konwekcja wymuszona lub naturalna), kształtu ścianki i charakteru jej powierzchni (tzw. liniowe wymiary charakterystyczne L i d), właściwości płynu (temperatura t_c , ciśnienia p , gęstości ρ , ciepło właściwe c_p , współczynnik przewodnictwa cieplnego λ , lepkość ν), stanu ruchu (prędkość liniowa płynu), temperatury ścianki t_{sc} .

Ze względu na tak skomplikowany charakter zależności, niemożliwe jest obliczenie w sposób prosty współczynnika Newtona, prawdziwego we wszystkich rzeczywistych przypadkach przepływu ciepła w takich warunkach. W celu uproszczenia obliczeń inżynierskich wprowadza się tzw. wzory uogólnione na bazie analizy wymiarowej i teorii podobieństwa. Związki pomiędzy tzw. liczbami podobieństwa (kryterialnymi) nazywane są wzorami uogólnionymi (kryterialnymi).

Przykładowo dla konwekcji wymuszonej, związek ten występuje w postaci zależności liczby Nusselta (Nu) jako funkcji liczby Reynoldsa i Prandtla: $Nu = f(Re, Pr)$, przy czym dwie ostatnie liczby podobieństwa występują w postaci potęgowej:

$$Nu = C Re^a Pr^b \quad (4)$$

dla szerokiego zakresu liczby Re , obejmującego również część zakresu przepływu laminarnego:

$$Nu = (A + B \cdot Re^a) Pr^b \quad (5)$$

gdzie: A, B, C – stałe określane empirycznie; a, b – stałe zależne od geometrii układu [10]

Przyjmuje się, że dla strumieni przepływających w międzyrurowej przestrzeni pierścieniowej, w szczególności dla wymiennika cylindrycznego typu rura w rurze, stosuje się następujący wzór:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0,45} \quad (6)$$

gdzie: d_1 i d_2 to odpowiednio: zewnętrzna średnica wewnętrznej rury oraz wewnętrzna średnica rury zewnętrznej, [10].

Formuły równań kryterialnych wykorzystanych w pracy

Dla różnych typów przepływu wykorzystano formuły równań kryterialnych znane z literatury, które wymieniono poniżej. Stosując te wzory należy pamiętać o konieczności ustalenia się warunków cieplnych i profilu prędkości w punktach pomiarowych. Wartość lokalna współczynnika wnikania ciepła jest najbardziej niestabilna przy wlocie do kanału. W [9] podano, że stabilizacja pola temperatury i tym samym współczynnika konwekcji następuje na długości około $15 d_e$ (tzw. średnica efektywna lub hydrauliczna), dla lokalnej wartości α oraz $50 d_e$ dla jego średniej wartości. Natomiast długość odcinka, na której stabilizuje się pole prędkości nie musi pokrywać się z długością do stabilizacji własności cieplnych w kanale, ale zależy od Pr . Wspomniane długości noszą nazwę odcinków rozbiegowych. Brak odpowiedniego odcinka rozbiegowego, skutkującego nadmiarową lub niedomiarową wartością współczynnika konwekcji, można skorygować podawanymi w literaturze poprawkami, rozszerzającymi w ten sposób zakres stosowalności danego równania kryterialnego.

Przepływ burzliwy

Formuła Colburna wyrażona wzorem:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (7)$$

ma zastosowanie dla $Re > 10000$, stosunku długości kanału do jego średnicy $L_x/d > 60$, oraz dla $Pr = 0,7 \div 160$.

Formuła Kaufmana i Isleya

$$Nu = 0,0168 Re^{0,84} Pr^{0,4} \quad (8)$$

ma zastosowanie dla $Re = 10000 \div 50000$, oraz $L_x/d > 50$.

Formuła Hausena

$$Nu = 0,024Re^{0,8} Pr^{0,33} \varepsilon \quad (9)$$

ma zastosowanie dla Reynoldsa ≥ 7000 oraz $Pr=1 \div 500$ oraz $L_x/d > 1$. W formule tej występuje współczynnik ε definiowany jako:

$$\varepsilon = 1 + \left(\frac{d_w}{L_x} \right)^{\frac{2}{3}}$$

gdzie d_w to średnica wewnętrzna wymiennika.

Przepływ przejściowy:

Dla przepływu płynu w strefie przejściowej, wykorzystano formuły bazujące na tzw. średnicy efektywnej, definiowanej jako:

$$d_e = \frac{4A}{O}$$

gdzie: A – przekrój kanału, O – obwód zwilżony.

$$Nu = K^0 Pr^{0,43} \varepsilon_1 \varepsilon_l \quad (10)$$

Formuła ta ma zastosowanie dla liczby Reynoldsa $Re=2000 \div 10000$, przy czym współczynnik K^0 przyjmuje określone wartości dla danych liczb Reynoldsa zgodnie z Tabelą 1.

TABELA 1. Wartości współczynnika K_0
TABLE 1. K_0 coefficient values

Re	2200	2300	2500	3000	3500	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000
K_0	2,2	3,6	4,9	7,5	10	12,2	16,5	20	24	27	30	33

W formule występują poprawki jak poniżej, a parametry wykorzystane do obliczenia liczb kryterialnych są prawdziwe dla temperatury warstwy przyściennej

$$\varepsilon_t = \left(\frac{Pr}{Pr_{sc}} \right)^{0,025}; \quad \varepsilon_l = 1 + \left(\frac{d_w}{L_x} \right)^{\frac{2}{3}} = 1 + \left(\frac{0,013}{6} \right)^{\frac{2}{3}} = 1,016$$

Formuła Żawronkowa, Malusowej i Małafiejewa

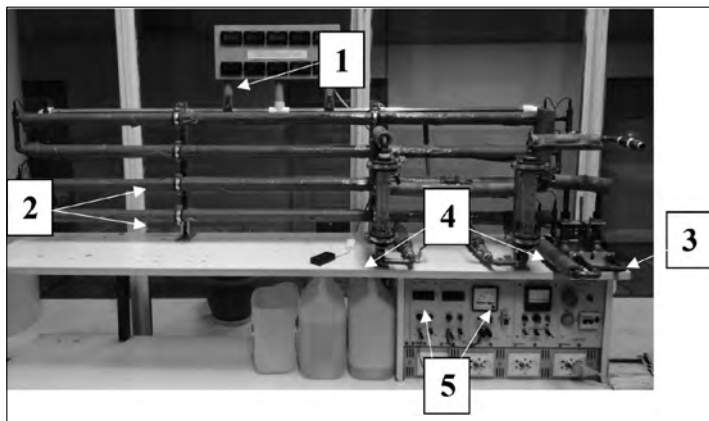
$$Nu = 0,00069Re^{1,24} Pr^{0,5} \quad (11)$$

ma zastosowanie w kanałach cylindrycznych zakresie $200 < Re < 10000$. temperaturze ścianki rury (przepony).

Opis stanowiska pomiarowego

Stanowisko do badań eksperymentalnych przedstawiamy na rys.1. Składa się

Rys.1.
Fotografia stanowiska badawczego
Fig.1. The photo of measuring set



ono z mierników temperatury (1), wymiennika ciepła (2), zaworów kierunkowych (3), rotametrów (4) oraz zaworów regulujących strumień wody (5). Pozostałe odcinki rur do ujęcia wody w ścianie, zawory do zmiany konfiguracji płynącej wody itp. są umieszczone z tyłu stanowiska.

Wymiennik tworzy zespół dwóch współśrodkowych miedzianych rur, w którym czynnikiem roboczym jest woda. Wymiennik ma długość 6m, ale można go traktować jako cztery jednakowe wymienniki-segmenty o długości 1,5m, połączone ze sobą szeregowo. Od punktu pomiaru prędkości do czujników temperatury jest około 45 cm kanału z przeznaczeniem na stabilizację parametrów cieplnych, co jest

pomocą dziesięciu termopar typu TEMP100 odpowiednio skalibrowanych względem siebie. Strumienie masy czynników roboczych są regulowane przy pomocy rotametrów typu PTM-01[11].

Po otwarciu zaworów kulowych umożliwiających przepływ wody z sieci, ustaleniu wartości strumieni roboczych i ustawieniu zaworów kierunkowych określających sposób przepływu (konfiguracja 1,2) oraz odczekaniu do ustabilizowania się parametrów odczytano wartości temperatury i strumieni objętości, potrzebnych do dalszych obliczeń. Istotne parametry otoczenia pobrano z przyrządów zewnętrznych dołączonych do stanowiska.

Budowa stanowiska pomiarowego umożliwiła zbadanie zjawisk przepływu ciepła w zakresie przepływu czynników roboczych w układzie współprądowym i przeciwaprądowym w konfiguracji 1,2. Pomiary przeprowadzono dla strumieni od 150 l/h do 300 l/h co 50 l/h.

Bilans ciepła wymiennika został domknięty z dokładnością do około 8-10%

Wyniki badań

Dzięki tzw. zależnościom kryterialnym możliwe jest obliczenie teoretycznego współczynnika przenikania ciepła i porównanie otrzymanych wyników z wartościami uzyskanymi na drodze doświadczalnej. W trakcie pomiarów, czynniki robocze miały różną prędkość, warunkującą liczbę Re, która określa równocześnie charakter przepływu czynnika. Wartość liczby Re i charakter przepływu stanowi podstawę doboru kryterium odpowiedniego równania kryterialnego. Zgodnie z literaturą przepływ burzliwy rozpatruje się dla $Re > 10000$, zaś przepływ o charakterze przejściowym dla liczby Reynoldsa większej od 2100 (lub 2300) do 10000. Ciepłote właściwości wody takie jak gęstość ρ , dynamiczny współczynnik lepkości μ , kinematyczny współczynnik lepkości ν , ciepło właściwe c_p , przewodność cieplna λ_w , czy liczbę Pr

dla średnich temperatur zostały przyjęte na podstawie wyliczeń kalkulatora właściwości płynu, [12].

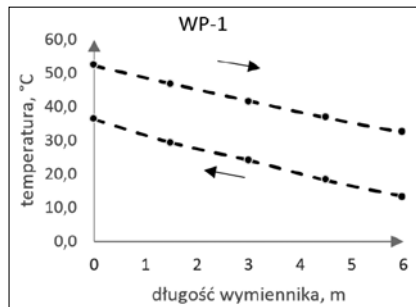
Dla wymuszonego przepływu burzliwego wykorzystano opisane wcześniej zależności kryterialne, w postaci formuły Colburna, Kaufmana i Isleya, Hausena, oraz formuły dla przepływu przejściowego. W tabeli poniżej zestawiono wyniki badań eksperymentalnych: od lewej temperatura w rurze wewnętrznej t_w , temperatura w rurze zewnętrznej t_z , średnia temperatura pomiędzy czynnikami θ_m , doświadczalny współczynnik przenikania ciepła k_L , odpowiednio liczba Re dla czynnika cieplejszego oraz dla czynnika chłodniejszego.

Tabela 2. Liczby Re i k_L odpowiednio dla średnich temperatur na wlocie i wylocie z wymiennika
TABLE 2. Re numbers and k_L for average temperatures at the inlet and outlet of the exchanger, respectively

Lp.	t_w [°C]	t_z [°C]	θ_m [K]	k_L [W/(mK)]	Re ₁ [-]	Re ₂ [-]
1.	41,3	24,7	14,08	10,43	6526	6914
2.	41,0	24,5	13,91	14,60	8654	9177
3.	40,9	24,5	14,03	18,54	10797	11471
4.	41,1	24,5	13,69	23,60	13005	13766
5.	40,6	23,1	17,31	9,97	6444	6635
6.	41,3	24,2	16,88	13,85	8701	9114
7.	41,9	24,2	17,40	17,59	10996	11392
8.	42,7	24,3	18,22	20,78	13386	13704
9.	26,1	41,8	10,77	16,06	4803	9785
10.	24,8	40,7	14,45	14,16	6219	12786
11.	24,9	40,6	13,96	18,99	7792	15956
12.	24,8	40,5	13,94	22,03	9329	19111
13.	24,6	40,6	15,85	12,37	4643	9574
14.	24,5	40,8	16,25	15,94	6177	12811
15.	24,9	41,6	16,73	20,08	7792	16248
16.	24,6	41,6	17,05	23,11	9286	19498

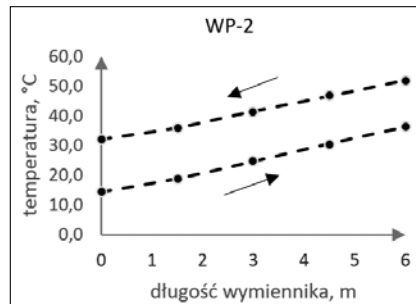
Temperatura czynnika cieplejszego i chłodniejszego utrzymywana była na poziomie odpowiednio około 40,5°C oraz 25°C dla czynnika chłodniejszego. Prędkość czynników roboczych zmienia się od około 0,30 m/s do 0,63m/s, przy czym w każdym doświadczeniu prędkości obu czynników były porównywalne, podobnie jak ciepło właściwe obu strumieni oraz pola przekrojów światła rur w którym poruszały się oba czynniki. Zgodnie z równaniem (3) wykresy temperatur dla WP w tego typu przypadkach, powinny być równoległe, co faktycznie zostało zaobserwowane. Rys.2, Rys3.

Dodatkowo można zauważyć „efekt lustrzanego odbicia” pomiędzy rozkładami temperatury w konfiguracji 1 i 2, co jest związane z odwróceniem kierunku napływu wody po zmianie położenia zaworów kierunkowych. Aby uniknąć tego efektu należałoby zmienić układ współrzędnych na rysunku nr 15, lub pamiętać o tym podczas dalszych obliczeń, gdyż różnice temperatur na począt-



Rys.2. Rozkład temperatury wzdłuż wymiennika przeciwprądowego w konfiguracji 1 (WP-1), $q_v=250$ l/h, (pomiar nr 7)

Fig.2. Temperature distribution along the counter-current exchanger in configuration 1 b(WP-1), $q_v = 250$ l / h, (measurement no. 7)



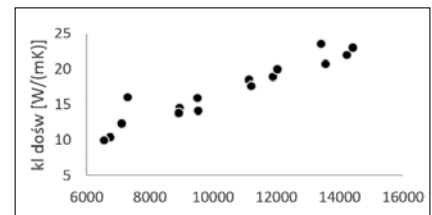
Rys.3. Rozkład temperatury wzdłuż wymiennika przeciwprądowego w konfiguracji 2, $q_v=250$ l/h, (pomiar nr 15)

Fig.3. Temperature distribution along the counter-current exchanger in configuration 2 (WP-2), $q_v = 250$ l / h (measurement no. 15)

ku i na końcu wymiennika są zamieniane miejscami.

Na Rys.4. przedstawiamy zależność współczynnika przenikania ciepła określonego doświadczalnie od średniej wartości liczby Re, obliczanej jako średnia arytmetyczna w obu kanałach: $Re_{sr} = Re_1 + Re_2$. Należy dodać, że kanały były dobierane

tak, aby przy podobnej prędkości czynników roboczych osiągnęte były liczby Re na podobnym poziomie. Punkty omawianego wykresu układają się wzdłuż pewnej prostej, rosnącej monotonicznie. Liczba k_L jest funkcją iloczynu liczby Re i liczby Pr. Liczba Re zależy od prędkości, rozmiaru charakterystycznego (np. średnicy hydraulicznej) oraz lepkości płynu. Liczba Pr z kolei – od lepkości kinematycznej, współczynnika przewodzenia płynu, jego gęstości i ciepła właściwego. W warunkach ustalonych, w których temperatura oraz prędkość płynu nie zmieniają się, wartość tych liczb powinna pozostawać niezmienna.



Rys.4. Zależność współczynnika przenikania ciepła k_L określonego doświadczalnie od średniej wartości liczby Re w kanałach

Fig.4. Dependence of the experimentally determined the heat transfer coefficient on the average values of the Re-number in the channels

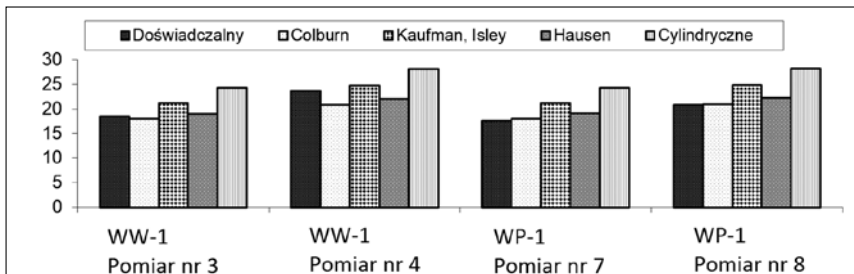
Porównanie wybranych wartości współczynnika przenikania ciepła k_L oraz jego składowych

W tabeli poniżej przedstawionego zestawienie wszystkich wartości współczynnika przenikania ciepła dla badanych wymienników otrzymanych drogą eksperymentalną oraz wartości k_L obliczone przy pomocy wybranego równania kryterialnego. Od lewej: współczynnik przenikania ciepła wyznaczony doświadczalnie, obliczony przy pomocy równań odpowiednio Colburna, Kaufmanna, Hausena, dla wymiennika cylindrycznego, z formuły Żawronkowa, Malusowej i Matafiejewa, następnie k_L określony dla przepływów przejściowych oraz mieszanych. Numery pomiarów 1,2,5,6,9,13 odnoszą się do warunków z przepływem o charakterze przejściowym. Pomiar dla wymuszonego przepływu burzliwego mają numery 3,4,7,8. Pozostałe numery pomiarów dotyczą warunków z przepływem jednocześnie przejściowym (rura wewnętrzna) i burzliwym (rura zewnętrzna), czyli dla Re z różnych przedziałów równocześnie. W zaciemnionych komórkach tabeli znajdują się wartości teoretycznie obliczonych współczynników k_L , najbardziej zbliżone do jego wartości doświadczalnych w danych warunkach.

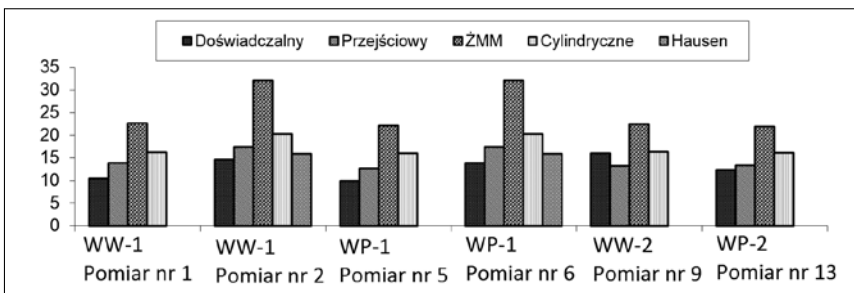
Na rysunkach Rys.5,6,7 są wykresy wartości współczynników przenikania

TABELA 3. Porównanie wartości współczynników k_f
TABLE 3. Comparison k_f coefficients values

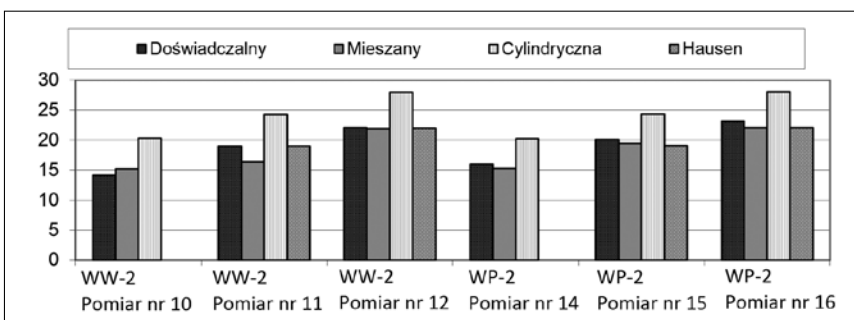
Lp.	k_f	$k_{Colburn}$	$k_{Kaufman}$	k_{Hausen}	$k_{cylindr}$	k_{zmm}	$k_{przejęciowy}$	$k_{mieszane}$
WW-1								
1.	10,43	-	-	-	16,19	22,62	13,92	-
2.	14,60	-	-	15,95	20,32	32,14	17,41	-
3.	18,54	18,00	21,21	19,05	24,27	-	-	-
4.	23,60	20,84	24,73	22,05	28,08	-	-	-
WP-1								
5.	9,97	-	-	-	15,99	22,14	12,72	-
6.	13,85	-	-	15,94	20,31	32,11	17,42	-
7.	17,59	18,04	21,26	19,09	24,31	-	-	-
8.	20,78	20,95	24,85	22,17	28,21	-	-	-
WW-2								
9.	16,06	-	-	-	16,31	22,43	13,21	-
10.	14,16	-	-	-	20,28	-	-	15,16
11.	18,99	-	-	19,02	24,24	-	-	16,35
12.	22,03	-	-	21,97	28,00	-	-	21,85
WP-2								
13.	12,37	-	-	-	16,11	21,92	13,36	-
14.	15,94	-	-	-	20,26	-	-	15,21
15.	20,08	-	-	19,10	24,33	-	-	19,41
16.	23,11	-	-	22,04	28,08	-	-	22,02



Rys. 5.
Porównanie wartości współczynników przenikania ciepła dla wymuszonego przepływu burzliwego
Fig. 5. Comparison of the heat transfer coefficients values for the forced turbulent flow



Rys. 6.
Porównanie wartości współczynników przenikania ciepła dla przepływu o charakterze przejściowym
Fig. 6. Comparison of the heat transfer coefficients for a transient flow



Rys. 7.
Porównanie wartości współczynników przenikania ciepła dla płynów o różnych liczbach Reynoldsa
Fig. 7. Comparison of the heat transfer coefficients for fluids with different Reynolds numbers

ciepła z zaznaczeniem nazwy formuły z której otrzymano jego wartość. Wykresy pogrupowano według malejącego strumienia masy czynników roboczych, co przekładało się na ich zwiększającą się prędkość w kanale i tym samym większą liczbę Re. Dla kolejnych pomiarów od lewej jest wartość k_f otrzymana doświadczalnie i kolejno według formuł, którymi badano zjawiska przekazywania ciepła pomiędzy czynnikami w zakresie przepływów burzliwych dla obu czynników, dla przepływów o charakterze przejściowym oraz w przypadku kiedy w jednym kanale obserwowano przepływy czynnika np. z zakresu burzliwego a w drugim z zakresu przejściowego. Wartości liczby Re różniły się w zakresie przyporządkowania przepływów do dwóch różnych ich rodzajów dla każdego czynnika roboczego. W zależności od rodzaju przepływu zastosowano odpowiednią do tego formułę, której nazwa została opisana nad odpowiednim rysunkiem. Pod słupkami odnoszącymi się do wartości liczby k_f , podawany jest także rodzaj wymiennika wraz z konfiguracją: wymiennik współprądowy o konfiguracji 1, wymiennik współprądowy o konfiguracji 2, wymiennik przeciwproudowy o konfiguracji 1, wymiennik przeciwproudowy o konfiguracji 2, co oznaczono w skrócie odpowiednio: WW-1, WW-2, WP-1, WP-2.

Wnioski

1. Przebadano wymienniki współprądowe i przeciwproudowe (WW, WP) typu rura w rurze o małej mocy, w konfiguracji 1,2. Konfiguracja 1 oznaczała przepływ cieplejszego czynnika w rurze wewnętrznej oraz zimniejszego w rurze zewnętrznej, natomiast konfiguracja 2 – chłodniejszy czynnik w rurze wewnętrznej. Teoretyczny współczynnik przenikania ciepła dla konfiguracji 1, został obliczony przy pomocy formuł Colburna, Kaufmana, Hausena, dodatkowo wykorzystano formuły na przepływ przejściowy oraz wzór ogólny dla wymienników cylindrycznych, typu rura w rurze. Dla wymienników w konfiguracji 2, skorzystano ze wzoru dla przegrody cylindrycznej, oraz formuły Żawronkowa, Malusowej i Małafiejewa. W przypadku WP-1 z przepływem burzliwym, najbardziej zgodna z wynikami rzeczywistymi jest formuła Colburna. Obliczony przy jej pomocy współczynnik przenikania ciepła, różni się od rzeczywistego o 0,45 W/(mK). Z kolei formuła Kaufmana najlepiej pasuje dla WW-1 o przepływie burzliwym. Największą liczbę zgodnych z eksperymentem wartości teoretycznych k_f , w zakresie wszystkich przebadanych

rodzajów wymienników i ich konfiguracji, uzyskano dla formuły Hausena.

2. Wyższe wartości współczynnika przenikania ciepła k_1 , zarówno dla WW jak i WP, otrzymano w konfiguracji 2. Wytlumaczenie tego jest związane ze stratami ciepła w układzie rzeczywistym dla konfiguracji 1. Wynikają one z niedostatecznej izolacji w obszarach zamocowania czujników pomiarowych, oraz z ucieczką ciepła po przeponie, na której występuje gradient temperatury, zwłaszcza dla WP. To może również tłumaczyć niektóre zaniżone wartości k_1 w stosunku do odpowiadającego mu WW.

Źródło finansowania: Badania statutowe Politechniki Wrocławskiej.

LITERATURA

[1] Taller D. „Eksperymentalne wyznaczenie korelacji na współczynniki wnikania ciepła

w wymiennikach kompaktowych. (Część I); Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja; Numer: 11/2004, Id: 5701

[2] Taller D. „Eksperymentalne wyznaczenie korelacji na współczynniki wnikania ciepła w wymiennikach kompaktowych (dokończenie z 11/2004); Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja; Numer: 11/2004, Id: 5701

[3] Michalak P., Grygierczyk S. „Temperaturowa sprawność odzyskiwania ciepła centrali wentylacyjnej z wymiennikiem obrotowym; Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja; Numer: 5/49/2018, Id: 8266

[4] Adamski M., Modelowanie charakterystyk przeciwprądowych wymienników ciepła, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja; Numer: 12/2006, Id: 6347

[5] Nakonieczny K, Metoda doboru płaszczowo-żebrowego rdzenia do pierścieniowego wymiennika ciepła o przepływie przeciwprądowym, Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja; Numer: 3/44/2013, Id: 7491

[6] Obstawski P., Chochowski A., Czekalski D., Badania eksploatacyjne pionowego wymiennika gruntowego, Ciepłownictwo, Ogrzew-

nictwo, Wentylacja; Numer: 7-8/2006, Id: 6221

[7] Radziemska E., W. Lewandowski.2001. “Heat transfer by natural convection from an is thermal downward – facing round plate in unlimited space”. Elsevire Applied Energy 68(4): 347-366.

[8] Madejski J., Teoria Wymiany Ciepła PWN Warszawa, Poznań 1963.

[9] Kostowski E., Przepływ ciepła. Gliwice 2006

[10] Zbiór Zadań z przepływu ciepła pod red. Kostowski E., Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2006

[11] Kierepka T., Budowa stanowiska dydaktycznego z wymiennikiem ciepła w układzie ciecz-ciecz. Eksperymentalne wyznaczenie charakterystyk wymiennika, praca magisterska, Wrocław 2010

[12] Kalkulator właściwości płynów, [w:] www.mech.pk.edu.pl, oprogramowanie wydane na warunkach GNU Powszechnej Licencji Publicznej, Zakład Mechaniki Płyn7., Instytut Inżynierii Ciepłej i Procesowej