

Alternatywne wymienniki ciepła typu płytowego do zastosowania w przemyśle naftowym i gazowniczym

Monika Cepil¹, Czesław Rybicki² 

¹ AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Szkoła Doktorska AGH, Kraków

² AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Wiertnictwa, Nafty i Gazu, Kraków

Streszczenie: W wielu gałęziach gospodarki istnieje konieczność efektywnej wymiany ciepła między dwoma ośrodkami. Jedną z tych gałęzi gospodarki jest przemysł naftowo-gazowniczy. Płaszczowo-rurowe wymienniki ciepła odgrywają od lat podstawową rolę wśród urządzeń do wymiany ciepła. Autorzy artykułu zaproponowali wykorzystanie wymienników ciepła typu płytowego jako rozwiązania alternatywnego względem dotychczas stosowanych wymienników płaszczowo-rurowych. Wykonane zostały obliczenia parametrów technicznych wymiennika typu płytowego przy użyciu programu komputerowego z pewnymi modyfikacjami. Z obliczeń wynika, że proponowany wymiennik ciepła ma znacznie mniejsze gabaryty oraz wymaga mniejszych ilości czynnika aktywnego, zapewniając te same parametry pracy co wymienniki dotychczas stosowane. Autorzy w dalszym ciągu prowadzą prace analityczno-badawcze nad ulepszeniem techniki projektowania i oszczędnego wykonania wymienników typu płytowego pod kątem zastosowania ich w przemyśle naftowo-gazowniczym.

Słowa kluczowe: wymiana ciepła, wymienniki ciepła, wymiennik płaszczowo-rurowy, wymiennik typu *pillow plate*, wymiennik płytowy

PANEL HEAT EXCHANGERS FOR ALTERNATIVE USE IN THE OIL AND GAS INDUSTRY

Abstract: In many branches of the economy there is a need for effective heat exchange between two fluids. One of these branches of the economy is the oil and gas industry. Shell and tube heat exchangers have been a fundamental among heat exchange devices for many years. The authors of the article proposed the use pillow plate heat exchangers as an alternative to the previously used shell-and-tube heat exchangers. The calculations of technical parameters of the pillow plate exchanger were simulated computer program with some modifications. The calculations show that the proposed heat exchanger has a much smaller dimension size and requires smaller amounts of the active medium, ensuring the same operating parameters as heat exchangers used until now. The authors continue analytical and research work to improve the design technique and cost-effective execution of pillow plate exchangers for use in the oil and gas industry.

Keywords: heat exchange, heat exchangers, shell and tube heat exchangers, pillow plate heat exchangers, plate heat exchanger

1. Wprowadzenie

W wielu gałęziach gospodarki istnieje konieczność efektywnej wymiany ciepła między dwoma ośrodkami. Jedną z tych gałęzi gospodarki jest przemysł naftowo-gazowniczy. W przemyśle gazowniczym niezwykle ważne jest utrzymanie w wielu procesach zakładanej temperatury. Płaszczowo-rurowe wymienniki ciepła odgrywają od lat podstawową rolę wśród urządzeń do wymiany ciepła. Zadaniem projektantów tych urządzeń jest zaprojektowanie ich w taki sposób, aby miały jak najlepsze parametry cieplne, jednocześnie będąc niezawodnymi przez wiele lat eksploatacji oraz konkurencyjnymi cenowo.

2. Elementy teorii wymiany ciepła

Wymiana ciepła zajmuje się zagadnieniami rozchodzenia się ciepła w przyrodzie. Rozchodzenie się ciepła jest zjawiskiem nieodwracalnym, przy którym zachodzi samorzutne wyrównywanie się różnic temperatury między ośrodkami. Podstawowymi rodzajami wymiany ciepła są:

- przewodzenie polegające na przenoszeniu ciepła wewnątrz ośrodka lub między ośrodkami przez te same cząstki niezmiennające położenia,
- konwekcja (unoszenie) polegająca na przenoszeniu ciepła przez cząstki zmieniające swoje położenie (mieszanie),
- promieniowanie polegające na przenoszeniu energii przez kwanty promieniowania elektromagnetycznego o pewnym zakresie długości fal.

W przyrodzie wymiana ciepła zachodzi jednocześnie w wyniku przewodzenia, konwekcji i promieniowania. Jednoczesne występowanie przewodzenia i konwekcji, co ma miejsce podczas wymiany ciepła między ciałem stałym i płynem, nosi nazwę przejmowania ciepła (konwekcyjne przejmowanie ciepła).

Wymiana ciepła może zachodzić w sposób niestabilny lub ustalony. Większość zagadnień inżynierskich rozpatruje się przy założeniu ustalonej wymiany ciepła, charakteryzującej się niezmiennością temperatur w czasie w poszczególnych punktach ośrodka. Warunkiem przepływu ciepła między dwoma ośrodkami jest różnica temperatur. Ciepło z założenia przepływa z ośrodka o temperaturze wyższej do ośrodka o temperaturze niższej. Przepływ ciepła ustaje wówczas, gdy temperatura ośrodków jest taka sama. Wymianę ciepła przez przewodzenie opisuje równanie Fouriera – słuszne dla ustalonego i niestabilnego przepływu ciepła bez względu na to, czy czynnik, w którym zachodzi przewodzenie ciepła, jest w spoczynku, czy też się porusza. Równanie Fouriera definiowane jest jako szybkość przenoszenia ciepła przez materiał lub próbkę, która

jest wprost proporcjonalna do pola przekroju poprzecznego, z którego przechodzi ciepło, oraz różnicy temperatur wzdłuż końcowych powierzchni materiału.

Przewodzenie ciepła opisywane jest przy użyciu równania Fouriera zapisanego w postaci (Wiśniewski i Wiśniewski 2000):

$$\frac{dQ}{dA} = -\lambda \frac{dT}{dn} \quad (1)$$

gdzie:

- A – powierzchnia wymiany ciepła,
- λ – współczynnik przewodzenia ciepła,
- dT/dn – gradient temperatury w kierunku prostopadłym do powierzchni wymiany ciepła.

Wnikanie ciepła pomiędzy płynem a powierzchnią ścianki opisuje równanie różniczkowe Newtona (Wiśniewski i Wiśniewski 2000):

$$dQ = \alpha(T_w - T)dA \quad (2)$$

gdzie:

- α – współczynnik wnikania ciepła,
- T_w – temperatura płynu,
- T – temperatura ścianki.

W obliczaniu procesów cieplnych najważniejszym zadaniem jest określenie wartości współczynnika wnikania ciepła α . Współczynnik ten wchodzi w skład liczby Nusselta wyrażonej zależnością (Wiśniewski i Wiśniewski 2000):

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (3)$$

gdzie L – wymiar liniowy.

Liczba Nusselta jest funkcją dwóch liczb bezwymiarowych: Reynoldsa i Prandtla (Wiśniewski i Wiśniewski 2000):

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (4)$$

Jak wiadomo, liczba Reynoldsa Re opisuje charakter przepływu: jeżeli $Re < 2100$, przepływ jest laminarny, gdy zakres zmienia się w granicach $2100 < Re < 3000$, przepływ jest przejściowy, a $Re > 3000$ świadczy o tym, że przepływ jest burzliwy. W przypadku przepływu laminarnego przepływ ciepła, a także strata ciśnienia będą uzależnione od kształtu i wysokości kanału oraz warunków brzegowych ogrzewania lub chłodzenia.

Liczba Prandtla Pr decyduje o właściwościach fizykochemicznych płynu. W przypadku konwencji wymuszonej liczba Prandtla przyjmuje postać (Wiśniewski i Wiśniewski 2000):

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (5)$$

gdzie:

- c_p – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu,
- μ – współczynnik lepkości dynamicznej płynu.

Parametry wymiany ciepła można zawsze poprawić dzięki zwiększeniu kontaktu medium z powierzchnią, zmianie czasu kontaktu i zmianie prędkości przepływu. Mówiąc najprościej, im większa powierzchnia kontaktu i im dłuższy czas kontaktu oraz jeśli przepływ jest ciągły, tym lepsza wymiana ciepła. Im szybciej i wydajniej odprowadzane jest ciepło, tym efektywniejszy jest proces. W przypadku wymienników ciepła osiąga się to przez maksymalizację zarówno powierzchni, jak i czasu kontaktu z przepływającym medium chłodzącym lub grzewczym (powietrzem lub płynami).

W pełnym turbulentnym przepływie brak warstwy laminarnej zwiększa efektywność procesu, a kształt przekroju kanału ma bardzo mały wpływ na przepływ ciepła i spadek ciśnienia. Oczywiście w przypadku przekrojów kanałów o bardzo nietypowych wymiarach może mieć znaczenie uwzględnienie ich geometrii. Prosta korelacja uwzględniająca przepływ ciepła przy turbulentnym przepływie ma postać (Roetzel i in. 2010):

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} \cdot Pr^n \left(Re > 10^4, 0,7 < Pr < 120, L/d_n > 10 \right) \quad (6)$$

gdzie:

- n – wykładnik ($n = 0,4$ dla grzania, $n = 0,3$ dla chłodzenia),
- d_n – zastępcza średnica kanału wymiany ciepła.

W obszarze przejściowym w przypadku przepływu turbulentnego należy uwzględnić wpływ charakteru powierzchni na proces przenoszenia ciepła oraz spadek ciśnienia. Powszechnie stosowana interpolacja dla wyznaczenia liczby Nusselta w obszarze między przepływem laminarnym i turbulentnym ma postać (Roetzel i in. 2010):

$$Nu = Nu_{lam, Re=Re_{cr}} + \frac{Re - Re_{cr}}{10^4 - Re_{cr}} \left(Nu_{tur, Re=10^4} - Nu_{lam, Re=Re_{cr}} \right), Re_{cr} = 2300 \quad (7)$$

Oprócz dwóch równoległych procesów przepływu ciepła, czyli przenikania i konwekcji, należy jeszcze uwzględnić opór cieplny mediów oraz opór cieplny samej powierzchni wymiany ciepła. Autorzy artykułu w celu poprawy warunków przepływu ciepła w wielu procesach występujących w przemyśle naftowo-gazowniczym proponują zastosować wymienniki typu *pillow plate*.

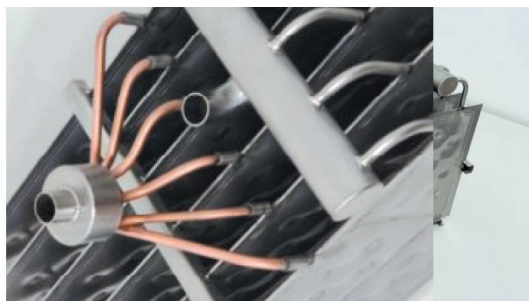
3. Krótka charakterystyka konstrukcyjna wymienników typu *pillow plate*

Zastosowanie wymienników typu *pillow plate* wpływa korzystnie na wszystkie parametry wymiany ciepła. Po pierwsze każda z płyt ma taki sam opór cieplny, a po drugie wymiennik jest z zewnątrz izolowany, stąd straty ciepła będą niewielkie. Na rysunku 1a pokazano pojedynczy panel wymiennika typu *pillow plate*, a na rysunku 1b – zespół paneli wymiennikowych typu *pillow plate*.

a)



b)



Rys. 1. Wymienniki typu *pillow plate*

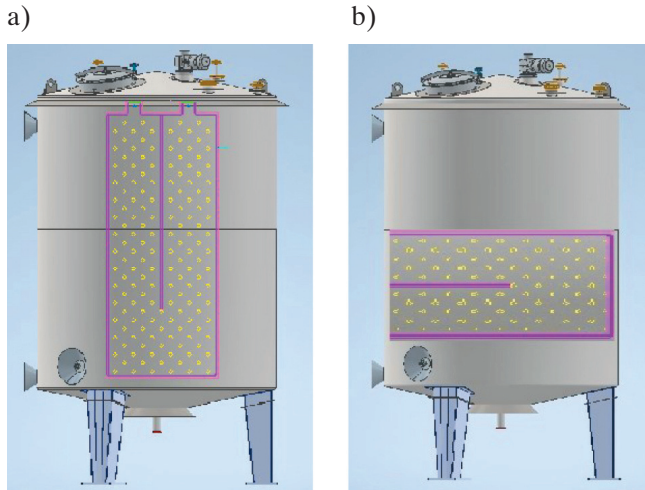
Źródło: opracowanie własne na podstawie Pillow Plate (b.d.)

Jak wynika z rysunku 1a, panel *pillow plate* to dwie blachy spawane punktowo w sposób zapewniający utworzenie tzw. poduszek. Obie blachy mogą mieć jednakową grubość lub jedna z nich ma większą grubość i po odpowiednim ukształtowaniu będzie stanowiła rodzaj płaszczka.

Na rysunku 2a pokazano sposób umiejscowienia wymiennikowych płaszcz *pillow plate* w zbiorniku, a rysunek 2b obrazuje możliwość przyspawania płaszcz *pillow plate* bezpośrednio do części konstrukcyjnej zbiornika.

Do najważniejszych zalet wymienników ciepła typu *pillow plate* należą:

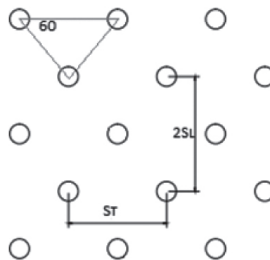
- turbulentny przepływ czynnika chłodzącego/grzejnego w komorach („poduszkach”) oraz duża powierzchnia wymiany ciepła skracające czas potrzebny na schłodzenie lub ogrzanie produktu,
- minimalizacja osiadanie osadów i zanieczyszczeń,
- mała ilość płynu grzewczo-chłodzącego,
- szeroki wybór kształtów,
- możliwość zastosowania w różnorodnych projektach przemysłowych,
- prostota i możliwość łatwego dostosowania projektu do danej aparatury i miejsca przyłączeniowego.



Rys. 2. Przykład zaprojektowania wymiennika (a) i płaszcza (b) typu *pillow plate*

Konstrukcja wymienników *pillow plate* wymaga od projektanta znajomości procesu, w którym wymienniki będą zastosowane. Aby opracować niezawodne zasady projektowania wymienników *pillow plate*, należy uwzględnić warunki pracy, płyny technologiczne i geometrię paneli poszycia (Mitrovic i Peterson 2007).

Obliczenia symulacyjne konstrukcji wymienników typu *pillow plate* są prowadzone z wykorzystaniem specjalistycznych programów komputerowych. Taki program pozwala na wykonanie obliczeń dotyczących pojedynczych paneli, a także całych układów. Istotną rolę odgrywają też obliczenia paneli zewnętrznych, tzw. płaszczy. Symulacje komputerowe oparte są na teorii Mindlina–Reissnera (Radwańska 2009) uwzględniającej grubopowłokową falistość kanału. Przyjmuje ona, że naprężenia styczne do powierzchni „poduszki” płyty są większe niż w kierunku normalnym do ściany. Zatem naprężenia normalne są zastosowane jako liniowe. Układ spotów (spawów) w wymiennikowym płaszczu *pillow plate* można przedstawić za pomocą uproszczonego schematu zaprezentowanego na rysunku 3.



Rys. 3. Przykładowy układ spotów (spawów) w wymienniku typu *pillow plate*

Źródło: opracowanie własne na podstawie Radwańska (2009)

O wzorze spawania decydują takie parametry jak średnica spawu oraz podziałka podłużna i poprzeczna. Kolejne spawy (spawy) wykonywane są w układzie trójkątnym, a kąt pomiędzy nimi wynosi 60° . Taki układ wpływa przede wszystkim na przepływ w panelu i spadek ciśnienia. Ważna jest również wysokość rozłoczenia kanału (wysokość „poduszki”). Metoda ta może być stosowana do wszystkich możliwych wariantów parametrów geometrycznych paneli typu *pillow plate*. Uzyskane informacje o lokalnych naprężeniach w strukturze panelu pozwalają na obliczenie maksymalnej dopuszczalnej deformacji konstrukcji, a następnie dopuszczalnej wysokości „poduszek” dla danej geometrii wymiennika oraz określonych własności materiału, z jakiego będzie wykonany. Na podstawie korelacji można wyznaczyć wartość liczby Nusselta dla paneli *pillow plate* (Arsenyeva i in. 2018)

$$Nu = 0,0067Re^{0,774} \cdot Pr^{0,338} \quad (8)$$

Wzór na powierzchnię wymiany ciepła przyjmuje następującą postać (Piper i in. 2015):

$$A_{w,i,tot} = A_{w,i} 4 \left(\frac{B - 2l_E}{S_T} \right) \frac{L - 2l_E}{S_L} \quad (9)$$

gdzie:

B – całkowita szerokość poduszki,

L – całkowita długość poduszki,

l_E – odległość krawędzi wymiennika od początku rozłoczonej części wymiennika *pillow plate*,

S_T, S_L – odległość pomiędzy punktami spawanymi w kierunku pionowym i poziomym.

Za pomocą proponowanych równań autorzy wykonali obliczenia symulacyjne, które dokładnie odtwarzają złożoną geometrię „poduszek” wymiennika typu *pillow plate*, uwzględniając jednocześnie obszar wymiany ciepła i wartości liczb Reynoldsa oraz Nusselta.

Wykorzystując procedurę symulacyjną (Mitrovic i Maletic 2011), autorzy dokonali wstępnego porównania proponowanych wymienników typu *pillow plate* z obecnie stosowanymi wymiennikami ciepła. Zadaniem, jakiemu miał sprostać wymiennik, jest podgrzanie gazu o wydatku przepływu $334 \text{ nm}^3/\text{min}$ od 4°C do 6°C , a następnie utrzymanie tej temperatury przy zastosowaniu oleju grzewczego o temperaturze 190°C z wydatkiem przepływu $24,8 \text{ kg/h}$. W obliczeniach autorzy przyjęli parametry płynów przedstawione w tabeli 1. W tabeli 2 zamieszczono wyniki wybranych parametrów obu typów wymienników (klasycznego i zaproponowanego przez autorów).

Tabela 1
Parametry medium grzanego (gazu) i grzewczego (oleju)

Parametry gazu		Parametry oleju	
Gęstość [kg/m ³]	0,756	Gęstość [kg/dm ³]	857,000
Lepkość [mPa·s]	0,011	Lepkość [mPa·s]	4,210
Przewodność cieplna [W/(m·K)]	1,00	Przewodność cieplna [W/(m·K)]	0,12
Ciepło właściwe [kJ/(kg·K)]	0,03	Ciepło właściwe [kJ/(kg·K)]	2,51

Tabela 2
Porównanie wybranych parametrów wymiennika typu *pillow plate* z parametrami wymiennika płaszczowo-rurowego

Wymiennik płaszczowo-rurowy		Wymiennik typu <i>pillow plate</i>	
Objętość przestrzeni grzewczej [m ³]	0,0736	Objętość przestrzeni grzewczej [m ³]	0,0033
Wymiary [mm]	1544 × 2414	Wymiary [mm]	500 × 750

Z analizy wyników obliczeń wybranych parametrów pracy wymienników ciepła zamieszczonych w tabeli 2 wynika, że zapotrzebowanie na olej grzewczy w przypadku zastosowania wymienników typu *pillow plate* jest mniejsze. Objętość komory grzewczej oleju w wymienniku płaszczowo-rurowym wynosi 0,0736 m³, natomiast w przypadku wymiennika *pillow plate* to jedynie 0,0033 m³. Wykonanie pięciu paneli o wymiarach 750 mm × 250 mm w sekwencji zbiorczej 500 mm × 750 mm pozwala uzyskać dużo lepsze parametry wymiany ciepła w porównaniu z wymiennikami płaszczowo-rurowymi o wymiarach 2414 mm × 1544 mm. Wyniki obliczeń wskazują zatem na efektywniejszą pracę wymiennika typu *pillow plate* w stosunku do wymiennika płaszczowo-rurowego.

4. Podsumowanie

Jak wspomniano, w wielu dziedzinach gospodarki konieczne jest dążenie do oszczędności energetycznej. Z wykonanych przez autorów analiz i obliczeń wynika, że rozwiązaniem zapewniającym efektywną wymianę ciepła w różnych dziedzinach gospodarki, w tym w przemyśle gazowniczym, jest zastosowanie wymienników typu *pillow plate*. Ilość użytego medium do grzania lub chłodzenia jest mniejsza w porównaniu z tradycyjnymi wymiennikami. Analiza danych dotyczących czasu chłodzenia wskazuje, że zbiornik może być dużo mniejszy, ponieważ możliwe jest utrzymanie grzania na tym

samym poziomie przy zachowaniu mniejszych gabarytów wymiennika. Ogranicza to koszty produkcji i zapewnia bardziej oszczędną pracę wymienników.

Celem autorów artykułu jest opracowanie w niedalekiej przyszłości – z wykorzystaniem istniejących programów komputerowych, a także dzięki ich modyfikacjom – algorytmu obliczeń pozwalającego w sposób szybki zaprojektować oszczędny wymiennik typu *pillow plate* przystosowany do zadanych warunków wymiany ciepła.

Literatura

- Arsenyeva O.P., Piper M., Zibart A., Olenberg A., Kenig E.Y., 2018, *Heat Transfer and Pressure Loss in Small-Scale Pillow-Plate*, Chemical Engineering Transactions, vol. 70, s. 799–804. <https://doi.org/10.1002/CET1870134>.
- Mitrovic J., Maletic B., 2011, *Numerical Simulation of Fluid Flow and Heat Transfer in Thermoplates*, Chemical Engineering & Technology, vol. 34(9), s. 1439–1448. <https://doi.org/10.1002/ceat.201100271>.
- Mitrovic J., Peterson R., 2007, *Vapor Condensation Heat Transfer in a Thermoplate Heat Exchanger*, Chemical Engineering & Technology, vol. 30(7), s. 907–919. <https://doi.org/10.1002/ceat.200700082>.
- Pillow Plate, b.d., www.pillowplate.pl [dostęp: 15.02.2022].
- Piper M., Olenberg A., Tran J.M., Kenig E.Y., 2015, *Determination of the geometric design parameters of pillow – plate heat exchangers*, Applied Thermal Engineering, vol. 91, s. 1168–1175. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.08.097>.
- Radwańska M., 2009, *Ustroje powierzchniowe: podstawy teoretyczne oraz rozwiązania analityczne i numeryczne: podręcznik dla studentów wyższych szkół technicznych*, Wydawnictwo PK, Kraków.
- Roetzel W., Luo X., Chen D., 2010, *Design and Operation of Heat Exchangers and Their Networks*, Academic Press, London.
- Wiśniewski S., Wiśniewski T.S., 2000, *Wymiana ciepła*, Wydawnictwo WNT, Warszawa.