

Piotr NAGLIK¹, Janusz DZIAK²

e-mail: piotr.naglik@wp.pl

¹ Kontrakt Serwis Sp. z o.o., Wrocław² Zakład Inżynierii Chemicznej, Wydział Chemiczny, Politechnika Wroclawska, Wrocław

Optymalizacja wymienników ciepła dla układów ciecz – ciecz

Wstęp

W gospodarce rynkowej efektywność ekonomiczną mierzy się konfrontując uzyskane wyniki z poniesionymi nakładami. Dąży się do racjonalnego gospodarowania, co można realizować na dwa sposoby: a) zgodnie z *zasadą największego wyniku* – przy danym nakładzie należy uzyskać maksymalny stopień realizacji; b) zgodnie z *zasadą najmniejszego nakładu* – zadany wynik należy uzyskać przy minimalnych nakładach [1].

W niniejszej pracy rozpatrzono problem zgodnie z *zasadą najmniejszego nakładu*. Nakłady obejmują koszty inwestycyjne i koszty eksploatacyjne:

- koszty inwestycyjne to cena aparatury, budynków przy amortyzacji uwzględniającej działanie instalacji przez 10 do 15 lat, roczny koszt remontów i utrzymania ruchu
- koszty eksploatacyjne to roczny koszt energii, materiałów do utrzymania ruchu instalacji, robocizna [2]

Analizując koszty inwestycyjne można zauważyć, że optymalizacja aparatów jest najbardziej efektywna, gdy przeprowadza się ją w fazie projektowania całej instalacji. Bierze się to stąd, iż po kilku latach pracy instalacji aparat wymieniający na optymalny jest obciążony wyższą amortyzacją niż pozostałe aparaty instalacji.

W przedstawionej tu pracy koszty inwestycyjne sprowadzone są do ceny rozpatrywanego aparatu, a koszty eksploatacyjne do kosztów energii elektrycznej zużytej do przetłaczania mediów. Wspomniane wielkości kosztów nie są liczone wprost. Ze względu na to, że cena aparatu zależna jest często od polityki cenowej firmy, w której zamawia się urządzenie, zdecydowano się na szacowanie kosztów, jako koszty względne. Koszty względne obliczano jako sumę ilorazu powierzchni wymiany ciepła rozpatrywanego wymiennika ciepła względem najmniejszego aparatu w danej grupie oraz ilorazu strat ciśnienia obu mediów, zasilających wymiennik, względem strat ciśnienia w najmniejszym aparacie.

Tematem pracy jest optymalizacja wymienników ciepła typów: płaszczowo-rurkowego, płytowego, spiralnego w zależności od prędkości przepływu mediów, dla wymiany ciepła pomiędzy mediami ciekłymi.

Analiza podstawowych zależności

W analizowanych poniżej wymiennikach ciepła [3] zarówno czynnik oddający ciepło, jak i odbierający je płyną po obu stronach przegrody (ściany) w sposób ciągły i ciepło przechodzi od czynnika ciepłego do zimnego w warunkach ustalonych. Wielkość wymiennika ciepła dobiera się w zależności od potrzebnej powierzchni wymiany ciepła. Powierzchnię wymiany ciepła wyznacza się z zależności:

$$F = \frac{Q}{k\Delta t_m} \quad (1)$$

gdzie: Q – strumień wymienionego ciepła, [W]; k – współczynnik przenikania ciepła, [W/(m²·K)]; Δt_m – średnia różnica temperatur, [°C]

Współczynnik przenikania ciepła oblicza się z zależności:

$$k = \frac{1}{\alpha_A} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_B} + \sum \frac{1}{\alpha_0} \quad (2)$$

gdzie: α_A , α_B – współczynniki wnikania ciepła dla każdego z mediów, [W/(m²·K)]; α_0 – współczynnik wnikania ciepła dla osadów, [W/(m²·K)]; s – grubość ścianki, m; λ – współczynnik przewodzenia ciepła ścianki, [W/(m·K)].

W dalszej części opracowania nie uwzględniono występowania osadów na ścianie wymiennika ciepła, a jako materiał ścianki przyję-

to stal węglową lub stal nierdzewną. Przy tak przyjętych założeniach maksymalizacja współczynnika przenikania ciepła k będzie zależna od wartości współczynników wnikania ciepła dla mediów A i B. Problem sprowadza się więc do zapewnienia mediom wystarczających prędkości przepływu w kanałach wymiennika przy przeciwnym przepływie cieczy.

Korzystając z wieloletnich doświadczeń konstruktorów, poszukiwania optymalnych prędkości mediów wewnątrz wymienników ciepła można zawęzić do:

- wymienników płaszczowo-rurkowych dla cieczy: w rurkach od 0,9 do 2,4 m/s; w przestrzeni międzyrurkowej od 0,6 do 1,5 m/s
- wymienników płytowych dla cieczy: 0,2 do 0,6 m/s; rzadko przyjmuje się prędkości 1,0 m/s ze względu na duże opory przepływu
- wymienników spiralnych dla cieczy: zaleca się aby $Re > 30000$.

Algorytmy obliczeń

Wymiennik płaszczowo-rurkowy

Przykładowe wymienniki były zbudowane z rurek o średnicy nominalnej 20, 25,32, 40 mm i grubości ścianek rury 3 mm. Prędkości medium płynącego w rurkach przyjęto 1,0; 1,5; 2,0 i 2,5 m/s. Strzałka przegrody wynosiła $b = 2^{0,5} h \varphi$, gdzie h to odległość między przegrodami segmentowymi, a $\varphi = f(d_s, t)$, t – podziałka rozmieszczenia rur w szachownicę.

- Liczba *Nusselta* w rurkach: $Nu = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,33}$, dla przepływu burzliwego
- Liczba *Nu* w przestrzeni międzyrurkowej: $Nu = 0,33-0,6Re^{0,6}Pr^{0,33}$, gdzie 0,6 to współczynnik poprawkowy, uwzględniający przepływ nieprostopadły i przeciekanie przez przegrody
- $F = \pi d_s n L$, gdzie: L – długość rurek, n – liczba rurek, d_s – średnica rurki
- Wyznaczanie strat ciśnienia po stronie rurek: $\Delta p = \left(\frac{\lambda}{d} + \sum \zeta \right) \rho w^2 / 2$ gdzie $\lambda = 0,316 / Re^{0,25}$, ρ – gęstość medium, ζ – opór miejscowy (dla wlotu lub wylotu z przestrzeni rurkowej 1,0, a dla komory wlotowej lub wylotowej wynosi 1,5), w – prędkość przepływu medium
- Wyznaczanie strat ciśnienia w przestrzeni międzyrurkowej: $Eu = a(2,7 + 1,7m)Re^{-0,28}$ – wzór ważny dla rur w szachownicę i dla podziałki rozmieszczenia rur, prostopadłej do przepływu, większej od podziałki od podziałki równoległej do przepływu, $a = 0,95$ – współczynnik dla kąta natarcia strugi na rury 70°, m jest równe iloczynowi ilości rzędów rur i krotności przepływu strumienia przez te rzędy $\Delta p = Eu \rho w^2$.

Wymiennik płytowy

Do obliczeń przyjęto wymiennik ciepła [5] zbudowany z płyt typu P-11 firmy *Alfa-Laval*. Płyty mają kanały ryflowane poziomo. Charakterystyka płyt: $f = 0,2$ m² – powierzchnia wymiany ciepła jednej płyty, $S = 22,5$ mm – podziałka ryfli w dół strumienia roboczego, $T = 7$ mm – wysokość ryfli, $D_e = 0,0059$ m – średnica zastępcza, $h = 0,003$ m – odległość między płytami, $f_1 = 0,0008$ m² – powierzchnia przekroju poprzecznego jednego kanału (płyta ma trzy kanały), $L_p = 0,8$ m – długość płyty, $h_0 = 1$ mm, wielkość umowna zbliżenia płyt.

$$\zeta_u = C \left[0,65 + 1,071 \lg \left(\frac{h}{h_0} \right) \right] / Re^n$$

dla $Re < 1500$, $C = 340$, $n = 0,85$; dla $Re > 1500$, $C = 4,23$, $n = 0,25$ dla ustalonych parametrów:

$$\zeta_u = C(0,65 + 0,511) Re^n, \text{ czyli } \zeta_u = 1,161 C / Re^n$$

– dla kanału gładkiego:

$$\zeta_0 = \frac{96}{Re}, \text{ gdy } Re < 2100; \quad \zeta_0 = 0,3164/Re^{0,25}, \text{ gdy } Re > 2100$$

– współczynnik burzliwości: $\beta_t = 1 + \left(0,33 - 0,66 \frac{h_o}{D_o}\right) \ln\left(\frac{\zeta_u}{\zeta_0}\right)$,
dla ustalonych parametrów:

$$\beta_t = 1 + (0,33 - 0,112) \ln\left(\frac{\zeta_u}{\zeta_0}\right), \text{ czyli } \beta_t = 1 + 0,218 \ln\left(\frac{\zeta_u}{\zeta_0}\right),$$

$$\beta = 4 - 1,65 \frac{h_o}{D_o}, \text{ dla ustalonych parametrów } \beta = 3,720$$

$$Nu = 0,22 \zeta_0^{0,5} \beta \beta_t Re^{0,825} Pr^{0,54}$$

– Strata ciśnienia: $\Delta p = \zeta_u L w^2 \rho / (2 D_e)$, [Pa].

Wymiennik spiralny

Dla spiralnego wymiennika ciepła [4] przyjęto stosunek szerokości kanału do szerokości taśmy równy 1/30.

Powierzchnia wymiany ciepła $F = 2Lb_e$, gdzie L to efektywna długość spirali, a b_e to efektywna szerokość taśmy,

Podziałka $t = \delta + \delta_{sc}$, gdzie δ to szerokość kanału w [m], a δ_{sc} to grubość taśmy (tu 0,003 m)

Wewnętrzna średnica wymiennika ciepła: $d = 0,3 + t$

$$\text{Liczba zwojów spirali: } N = \left[2 \frac{L}{\pi t} + 0,25 \left(\frac{d}{t} - 1\right)\right]^{0,5} - 0,5 \left(\frac{d}{t} - 1\right)$$

Zewnętrzna średnica spirali: $D = d + 2Nt + \delta_{sc}$

Liczba Nu dla przepływu burzliwego ($Re > 1800$)
 $Nu = 0,225 Re^{0,8} Pr^{0,4}$

Strata ciśnienia: $\Delta p = 0,111 L \rho w^2 / (Re^{0,25} \delta)$

Średnica zastępcza kanału prostokątnego: $d_h = 2\delta b_e / (\delta + b_e)$

Dane do obliczeń

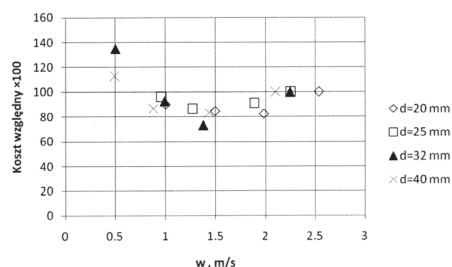
Obliczenia kosztów względnych dla trzech typów wymienników ciepła (płaszczowo-rurkowego, płytowego, spiralnego) wykonano dla trzech przypadków procesu wymiany ciepła: 1) chłodzenia eteru etylowego za pomocą solanki; 2) chłodzenia toluenu za pomocą wody przemysłowej; 3) ogrzewania alkoholu metylowego gorącą wodą. Szczegółowe dane do obliczeń dla wymienionych układów podano w tab. 1.

Tab. 1. Dane do obliczeń kosztów względnych wymienników ciepła

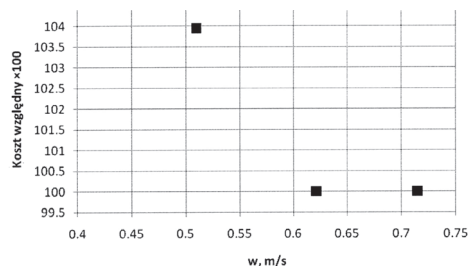
Eter etylowy chłodzony solanką (23,8% wodny roztwór chlorku wapnia)	Toluen chłodzony wodą	Metanol ogrzewany wodą
+25°C → 5°C eter -12°C ← -15°C solanka $\Delta t_{sr} = 27,6^\circ\text{C}$	+98°C → 50°C toluen +40°C ← +30°C woda $\Delta t_{sr} = 35,7^\circ\text{C}$	+15°C → 40°C metanol +40°C ← +60°C woda $\Delta t_{sr} = 22,4^\circ\text{C}$
Natężenie przepływu eteru $V_E^* = 0,0116 \text{ m}^3/\text{s}$ (przestrzeń międzyrurowa dla płaszczowo-rurkowego wymiennika ciepła)	Natężenie przepływu toluenu $V_T^* = 0,05 \text{ m}^3/\text{s}$ (przestrzeń międzyrurowa dla płaszczowo-rurkowego wymiennika ciepła)	Natężenie przepływu metanolu $V_M^* = 0,1 \text{ m}^3/\text{s}$ (w rurach dla płaszczowo-rurkowego wymiennika ciepła)
Własności fizyczne mediów		
Eter etylowy: $C_E = 2140 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ $\rho_E = 733 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\eta_E = 0,00028 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ $\lambda_E = 0,136 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ Solanka: $C_S = 2900 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ $\rho_S = 1220 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\eta_S = 0,007165 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ $\lambda_S = 0,473 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	Toluen: $C_T = 1802 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ $\rho_T = 818 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\eta_T = 0,00041 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ $\lambda_T = 0,125 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ Woda przemysłowa: $C_W = 4180 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ $\rho_W = 993 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\eta_W = 0,0007225 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ $\lambda_W = 0,626 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	Metanol: $C_M = 2721 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ $\rho_M = 783 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\eta_M = 0,00051 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ $\lambda_M = 0,211 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ Woda przemysłowa: $C_W = 4180 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ $\rho_W = 983 \text{ kg}/\text{m}^3$ $\eta_W = 0,0004658 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ $\lambda_W = 0,659 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
Ilość wymienionego ciepła		
$Q = 363919,8 \text{ W}$	$Q = 3537686,4 \text{ W}$	$Q = 5326357,5 \text{ W}$
Natężenie przepływu solanki $V_S^* = 0,0343 \text{ m}^3/\text{s}$	Natężenie przepływu wody $V_W^* = 0,0852 \text{ m}^3/\text{s}$	Natężenie przepływu wody $V_W^* = 0,0648 \text{ m}^3/\text{s}$

Wyniki obliczeń

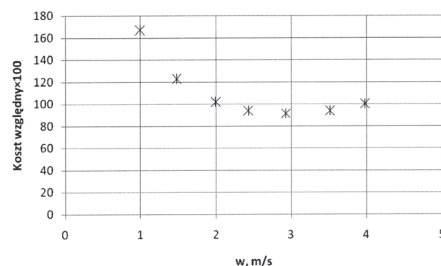
Na rys. 1–3 przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń kosztów względnych wymienników ciepła w funkcji prędkości przepływu okre-



Rys. 1. Zależność kosztów względnych procesu wymiany ciepła od prędkości solanki w rurkach o średnicy d dla wymiennika ciepła płaszczowo-rurkowego. Chłodzenie eteru etylowego za pomocą solanki



Rys. 2. Zależność kosztów względnych procesu wymiany ciepła od prędkości solanki w kanale płytowego wymiennika ciepła. Chłodzenie eteru etylowego za pomocą solanki



Rys. 3. Zależność kosztów względnych procesu wymiany ciepła od prędkości solanki w kanale spiralnego wymiennika ciepła. Chłodzenie eteru etylowego za pomocą solanki

ślonego medium. Wyniki dotyczą obliczeń procesu chłodzenia eteru etylowego za pomocą solanki dla trzech rodzajów zastosowanego wymiennika ciepła: wymiennika typu płaszczowo-rurkowego, wymiennika płytowego, wymiennika spiralnego.

Wnioski

Analiza przydatności zaproponowanej metody do szacowania prędkości medium w wymienniku ciepła, przy której parametry wymiennika ciepła dla układu ciecz – ciecz osiągają minimum kosztów względnych, prowadzi do następujących wniosków:

- Dla wymienników płaszczowo-rurkowych metoda daje dobre efekty. Prędkości optymalne medium w rurach mieszczą się pomiędzy 1,4 i 1,7 m/s. Dla wymienników o średnicy rurki $d = 20$ mm prędkości optymalne osiągają większe wartości aniżeli dla wymienników ciepła o średnicy rurki $d = 40$ mm
- Dla płytowych wymienników ciepła metoda nie daje dobrych rezultatów. Wynika to stąd, iż zapas powierzchni wymiany ciepła, ze względów technicznych, w części analizowanych przykładów jest wyższy od analitycznie wyznaczonych średnio o 11%.
- Dla wymienników spiralnych metoda sprawdza się bardzo dobrze. Prędkości optymalne dla tych konstrukcji wynoszą 2,9÷3,0 m/s.

LITERATURA

[1] J. Bartosik: *Ekonomika i polityka przemysłowa*. WAE, Wrocław 1993.
[2] J. Ciborowski: *Inżynieria chemiczna, inżynieria procesowa*. WNT, Warszawa 1973.
[3] T. Hobler: *Ruch ciepła i wymienniki*. WNT, Warszawa 1971.
[4] J. Pikoń: *Aparatura chemiczna*, PWN, Warszawa 1978.
[5] L. Zander, Z. Zander: *Instalacje Sanitarne nr 2, 7* (2003).