

## Dorota DOWNAROWICZ, Elżbieta GABRUŚ

e-mail: dorota.downarowicz@zut.edu.pl

Instytut Inżynierii Chemicznej i Procesów Ochrony Środowiska, Wydział Technologii i Inżynierii Chemicznej, Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny, Szczecin

## Ocena efektywności wymiany ciepła w skraplaczu węzownicowym

## Wstęp

Zwiększenie intensywności wymiany ciepła w aparatach pozwala na zmniejszenie ich rozmiarów gabarytowych, a przede wszystkim gwarantuje wyższą efektywność energetyczną zachodzących w nich procesów. Jednym ze sposobów zwiększenia efektywności wymiany ciepła w wymiennikach płaszczowo-rurowych jest zastąpienie wiązki prostych rurek wewnętrznych przez helikoidalnie skręcone rury węzownicowe. Aparaty z węzownicami cechuje bardziej kompaktowa budowa oraz możliwość pracy w szerokim zakresie ciśnień i temperatury, a także przy niewielkich natężeniach przepływu czynników. Jeden z czynników płynie przez rurkę węzownicową, a drugi w przestrzeni międzyrurowej wokół jej zwojów. Podczas przepływu płynu w rurce węzownicowej powstaje siła odśrodkowa, która wytwarza prąd wtórny zwiększający intensywność wnikania ciepła pomiędzy płynem a ścianką. Intensywność prądu wtórnego jest tym większa, im średnica rurki mniejsza, a współczynnik krzywizny węzownicowy większy [Gupta i in., 2011]. Na skutek działania prądu wtórnego przejście przepływu płynu z obszaru laminarnego do turbulentnego następuje przy większych prędkościach niż ma to miejsce w prostych rurach. Dla węzownic przyjmuje się, że płyn przepływa ruchem turbulentnym, jeżeli liczba *Reynoldsa* przekroczy wartość liczby krytycznej  $Re_{kr}$  [Vashisth i in., 2008]:

$$Re_{kr} = 20000(d_i/D)^{0,32} \quad (1)$$

W praktyce stosowane są różnorodne rozwiązania konstrukcyjne wymienników z węzownicami. W literaturze niewiele jest jednak informacji na temat ich przydatności w instalacjach oczyszczania powietrza (np. TSA, ETSA), gdzie mogą pełnić funkcję skraplaczy.

Celem badań było przeprowadzenie analizy wpływu wielkości strumienia, składu i temperatury mieszaniny gazowej na efektywność wymiany ciepła w skraplaczu węzownicowym.

## Badania doświadczalne

Pomiary wymiany ciepła prowadzono w pionowym skraplaczu węzownicowym, zbudowanym z płaszczu ( $D_{pi} \times H = 92 \times 200$  mm) oraz miedzianej rurki węzownicowej o wymiarach  $d_i \times L = 4 \times 1700$  mm (współczynnik krzywizny  $d_i/D_i = 0,06$ ). Przez węzownicę przepływał czynnik gazowy (czyste powietrze lub mieszanina parowo-powietrzna) ze stałą prędkością przepływu z zakresu ruchu laminarnego ( $Re < Re_{kr}$ ;  $Re_{kr} = 8129$ ). Wielkość strumienia powietrza ( $1 \pm 20$  dm<sup>3</sup>/min) regulowano za pomocą przepływomierza masowego (GFC 47, Aalborg). Badania prowadzono dla ustalonych stężeń wlotowych par 2-propanolu z zakresu  $0 \pm 80$  g/Nm<sup>3</sup>. Mieszaninę parowo-powietrzną o ustalonym stężeniu wlotowym par alkoholu otrzymywano w wytwornicy parowo-gazowej, poprzez odpowiedni dobór prędkości przepływu powietrza i ilości 2-propanolu dozowanego przez pompkę strzykawkową (model 100, KD Scientific). Otrzymana mieszanina była następnie schładzana do temperatury otoczenia. Skraplacz węzownicowy podłączony był do kriostatu cyrkulacyjnego (FP ME50, Julabo), co pozwoliło na prowadzenie badań w ujemnych temperaturach. Jako czynnik chłodzący zastosowano olej metylosilikonowy OM 20 krążący w obiegu zamkniętym kriostatu ze stałym natężeniem. Kriostat wyposażony był w zewnętrzny czujnik temperatury Pt 100, sterujący pracą regulatora PID. Rozwiązanie to zapewniło stabilność temperatury wlotowej chłodziwa doprowadzanego do przestrzeni międzyrurowej skraplacza wybranej z zakresu  $-30^\circ\text{C}$  do  $-10^\circ\text{C}$ . Przepływ chłodziwa w skraplaczu był laminarny. Podczas badań prowadzono ciągłą rejestrację temperatur gazu i chłodziwa na wlocie i wylocie skraplacza oraz masę skroplin zbieranych w naczyniu ustawionym na szalce wagi elektronicznej (AJ 620E, Vibra).

## Omówienie wyników

Wartość strumienia ciepła odbieranego w skraplaczu określa równanie bilansu ciepła:

$$Q = Q_{cd} + Q_{ncd} + Q_{air} \quad (2)$$

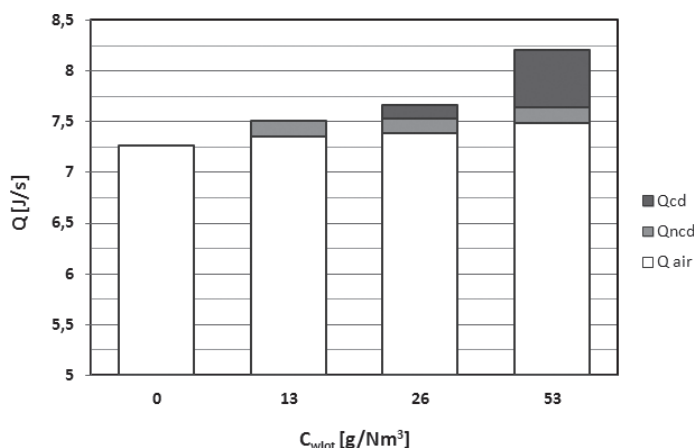
gdzie:

$$Q_{cd} = \dot{m}_{cd} [\Delta H_v + c_{p,g} (T_{wlot} - T_{wylot})] \quad (3)$$

$$Q_{ncd} = \dot{m}_{ncd} c_{p,g} (T_{wlot} - T_{wylot}) \quad (4)$$

$$Q_{air} = \dot{m}_{air} c_{p,air} (T_{wlot} - T_{wylot}) \quad (5)$$

Na wykresie kolumnowym (Rys. 1) przedstawiono wpływ składu schładzanej mieszaniny gazowej na ilość odbieranego ciepła w skraplaczu węzownicowym pracującym w stanie ustalonym. Badania prowadzono w temperaturze  $-10^\circ\text{C}$ , stosując jednakowy strumień gazu obojętnego (powietrze) równy  $15$  dm<sup>3</sup>/min, przy czym zmieniano stężenie wlotowe par 2-propanolu w mieszaninie gazowej.



Rys. 1. Udziały poszczególnych składników równania (2) w zależności od składu mieszaniny gazowej schładzanej w węzownicy

Z rys. 1 wynika, że w badanym zakresie stężeń par 2-propanolu największy (ponad 90 %) udział w bilansie ciepła ma ciepło tracone przez strumień gazu obojętnego ( $Q_{air}$ ). Ilość odbieranego ciepła w skraplaczu zwiększa się wraz ze wzrostem zawartości par 2-propanolu, szczególnie gdy w węzownicy zachodzi zjawisko kondensacji. Warunkiem zajścia tej przemiany fazowej jest schłodzenie mieszaniny gazowej do temperatury niższej od punktu rosy wykraplanego składnika. Przy zmianie stanu skupienia przy ścianie węzownicowej wyzwala się ciepło kondensacji  $Q_{conds}$ , którego ilość zależna jest od zawartości par alkoholu w fazie gazowej. W temperaturze  $-10^\circ\text{C}$  stężenie nasycenia par 2-propanolu wynosi  $20$  g/Nm<sup>3</sup>, co oznacza, że w tych warunkach zachodzi tylko częściowa kondensacja par alkoholu. Tracona w ten sposób energia cieplna  $Q_{ncd}$  stanowi około 2% całkowitej ilości energii odbieranej w skraplaczu.

Do oceny efektywności wymiany ciepła w skraplaczu pracującym w warunkach ustalonych zastosowano metodę  $\varepsilon$ -NTU. W metodzie tej efektywność cieplna  $\varepsilon$  zdefiniowana jest jako stosunek aktualnej mocy cieplnej do maksymalnie możliwej. Dla wymiennika jednowęzownicowego wartość  $\varepsilon$  oblicza się z następującego równania [Kakaç, 1998]:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\{-C_r [1 - \exp(-NTU)]\}}{C_r} \quad (6)$$

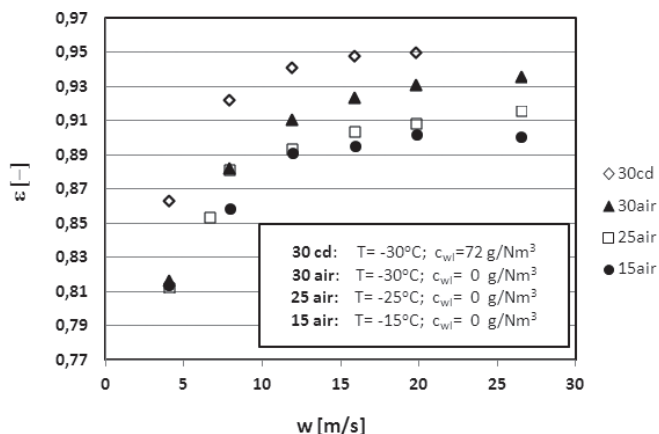
NTU to liczba jednostek przenikania ciepła zdefiniowana jako:

$$NTU = \frac{kA_o}{C_{min}} \quad (7)$$

$C_r$  to stosunek mniejszej pojemności cieplnej jednego czynnika ( $C_{min}$ ) do większej pojemności ( $C_{max}$ ) czynnika drugiego:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (8)$$

Rys. 2 przedstawia zależność efektywności  $\varepsilon$  od prędkości gazu.



Rys. 2. Zależność efektywności wymiany ciepła od prędkości przepływu gazu obojętnego w rurce węzownicy

Z rys. 2 wynika, że efektywność cieplna jest największa przy dużych prędkościach przepływu powietrza w rurce węzownicy i w niskich temperaturach. Jeżeli czynnik gazowy zawiera dodatkowo pary 2-propanolu, które ulegają kondensacji, to efektywność cieplna jest większa. W temperaturze  $-30^{\circ}\text{C}$  efektywność  $\varepsilon$  jest nawet o 6% większa, niż w przypadku chłodzenia czystego powietrza. Przy niskich prędkościach płynu najbardziej widoczny jest negatywny wpływ obecności inerty na efektywność wymiany ciepła. Gazy obojętne stanowią bowiem przeszkodę dla wnikania ciepła w pobliżu ciepłej warstewki kondensatu, której grubość zależy od warunków przepływu mieszaniny gazowej [Hobler, 1986].

Do obliczeń współczynnika wnikania ciepła  $\alpha_i$  w rurce węzownicy zastosowano zmodyfikowaną metodę Wilsona. Wartość całkowitego oporu cieplnego dla rurki węzownicy określa równanie:

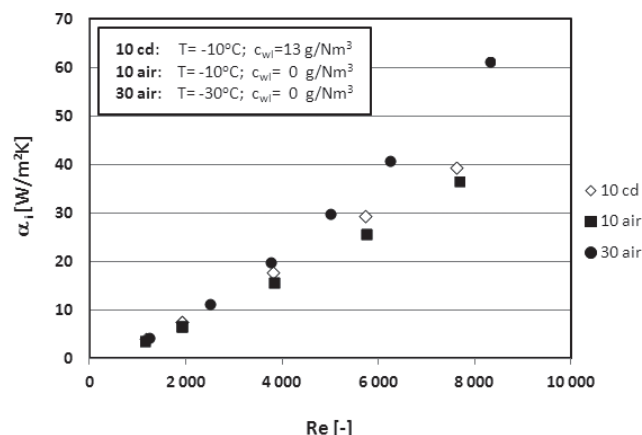
$$\frac{1}{k} = \frac{A_o}{\alpha_i A_i} + \frac{A_o \ln(d_o/d_i)}{2\pi L_w \lambda_w} + \frac{1}{\alpha_o} \quad (9)$$

Zakładając, że opory transportu ciepła przez ściankę i na zewnątrz węzownicy nie ulegają zmianie oraz, że przez węzownicę przepływa płyn z prędkością  $w$ , a jego właściwości fizykochemiczne są stałe, to równ. (9) upraszcza się do postaci [Fernández-Seara, 2007]:

$$\frac{1}{k} = \frac{C_2}{w^n} + C_1 \quad (10)$$

Graficzną interpretacją równ. (10) jest linia prosta, pod warunkiem, że odpowiednio dobrana zostanie wartość wykładnika potęgi  $n$ . Dla przebadanego zakresu parametrów procesowych, gdy w węzownicy nie zachodzi kondensacja par 2-propanolu, wartość wykładnika  $n$  wynosiła 1,22. Wartości współczynników  $C_1$  i  $C_2$  określono metodą regresji liniowej, przyjmując za miarę dopasowania wartość współczynnika determinacji  $R^2 > 0,99$ . Współczynnik  $C_1$  wyznacza wartość sumy oporów transportu ciepła w ściance i na zewnątrz węzownicy. Stała  $C_2$  odpowiada wartości współczynnika kierunkowego prostej i służy do obliczania wartości współczynnika wnikania ciepła  $\alpha_i$  w oparciu o równ. (9) i (10). Wyniki obliczeń przedstawiono w formie graficznej na rys. 3. Z rysunku tego wynika, że wartość współczynnika  $\alpha_i$  zależy od warunków przepływu i właściwości czynnika oddającego ciepło. Wartość współczynnika wnikania ciepła  $\alpha_i$  wzrasta wraz ze wzrostem liczby *Reynoldsa*, co spowodowane jest wzrostem turbulencji przepływu płynu powodującej jego lepsze wymieszanie.

Wartości współczynnika wnikania ciepła dla strumienia czystego powietrza są mniejsze niż dla jednofazowej mieszaniny gazowej zawie-



Rys. 3. Zależność współczynnika wnikania ciepła  $\alpha_i$  w rurce węzownicy od wartości liczby *Reynoldsa*

rającej pary 2-propanolu w ilości mniejszej od stężenia nasycenia dla temperatury  $-10^{\circ}\text{C}$ .

### Podsumowanie i wnioski

Wyniki badań wymiany ciepła w skraplaczu węzownicowym, prowadzonych w obszarze laminarnym, wskazują, że wraz ze wzrostem prędkości przepływu mieszaniny gazowej w rurce węzownicy oraz obniżeniem temperatury procesu, wzrasta efektywność cieplna skraplacza.

Intensywność wymiany ciepła dodatkowo zwiększa się jeżeli mieszanina gazowa zawiera pary 2-propanolu, które w wyniku chłodzenia ulegają kondensacji.

### Oznaczenia

- $A$  – powierzchnia wymiany ciepła,  $[\text{m}^2]$
- $C$  – pojemność cieplna,  $[\text{W/K}]$
- $C_p$  – ciepło właściwe,  $[\text{J/kgK}]$
- $d$  – średnica rurki węzownicy,  $[\text{m}]$
- $D$  – średnica zwoju węzownicy,  $[\text{m}]$
- $D_{pl}$  – średnica wewnętrzna płaszczka,  $[\text{m}]$
- $H$  – wysokość,  $[\text{m}]$
- $k$  – współczynnik przenikania ciepła,  $[\text{W/m}^2\text{K}]$
- $L_w$  – długość węzownicy,  $[\text{m}]$
- $T$  – temperatura,  $[\text{K}]$
- $\Delta H_v$  – ciepło kondensacji,  $[\text{J/kg}]$
- $\alpha$  – współczynnik wnikania ciepła,  $[\text{W/m}^2\text{K}]$
- $\lambda_w$  – współczynnik przewodzenia ciepła ścianki węzownicy,  $[\text{W/mK}]$
- $\dot{m}$  – strumień masowy,  $[\text{kg/s}]$

### Indeksy dolne

- air* – powietrze
- cd* – kondensat
- g* – gaz
- i* – wewnętrzny
- ncd* – nie ulegający kondensacji
- o* – zewnętrzny

### LITERATURA

- Fernández-Seara J., Uhiá F. J., Sieres J., Campo A., 2007. A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices. *Appl. Therm. Eng.*, **27**, 2745–2757. DOI:10.1016/j.applthermaleng.2007.04.004
- Gupta R., Wanchoo R. K., Jafar Ali M., 2011. Laminar flow in helical coils: a parametric study. *Ind. Eng. Chem. Res.*, **50**, 1150–1157. DOI: 10.1021/ie101752z
- Hobler T., 1986. *Ruch ciepła i wymienniki*. WNT, Warszawa
- Kakaç S., Pramuanjaroenkij A., Liu H., 1998. *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*, CRC Press, Boca Raton, FL
- Vashisth S., Kumar V., Nigam K., 2008. A review on the potential applications of curved geometries in process industry. *Ind. Eng. Chem. Res.*, **47**, 3291–3337. DOI: 10.1021/ie701760h