

Marek PRONOBIS

PORÓWNANIE KOTŁOWYCH PODGRZEWACZY WODY W WERSJI PRZESTAWNEJ
I KORYTARZOWEJ

Streszczenie. Przeanalizowano przydatność pęczków rur gładkich w układzie przestawnym i korytarzowym jako podgrzewaczy wody dla kotłów. Uwzględniono konieczność prowadzenia przez pęczek rur wieszakowych, co determinuje minimalną podziałkę poprzeczną pęczka. Stwierdzono, że układ korytarzowy pozwala zmniejszyć powierzchnię ogrzewaną o ok. 10%, natomiast objętość przestrzeni zajmowanej przez pęczek jest ponad 50% mniejsza niż dla przejmującego tę samą ilość ciepła pęczka przestawnego. Zużycie energii na przetłaczanie wody i spalin jest w obu przypadkach podobne.

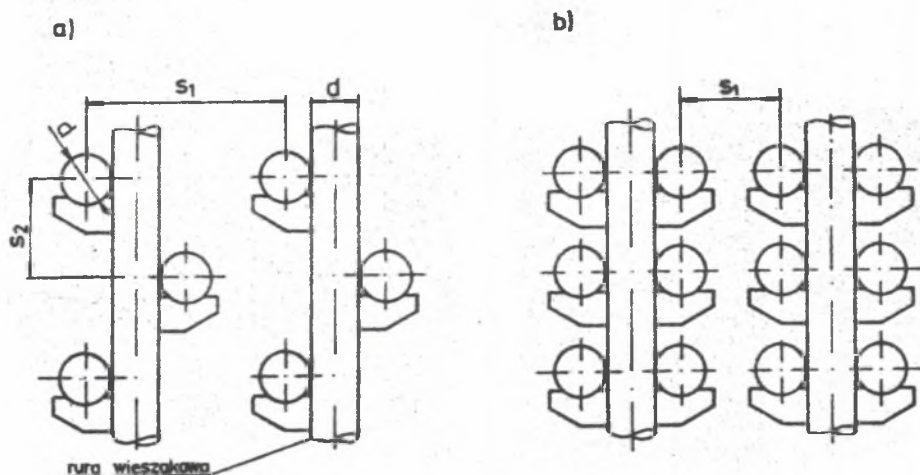
1. Wstęp

Podgrzewacze wody współczesnych kotłów są w przeważającej większości budowane w postaci pęczków stalowych gładkich rur umieszczonych poprzecznie do kierunku przepływu spalin. Możliwe są przy tym dwa warianty konfiguracji rur - układ przestawny lub korytarzowy. W przypadku pełnej dowolności doboru podziałek rur efektywniejszy (pod względem intensywności wymiany ciepła) jest układ przestawny: ta sama powierzchnia ogrzewana w układzie przestawnym przekazuje o ponad 30% więcej ciepła niż odpowiedni pęczek korytarzowy przy tych samych podziałkach poprzecznych i prędkościach spalin. Możliwość swobodnego doboru podziałek jest w przypadku kotłowych podgrzewaczy wody ograniczona koniecznością prowadzenia przez pęczek rur wieszakowych. Powoduje to narzucenie minimalnych wartości względnej podziałki poprzecznej $\sigma_1 = s_1/d = 2$ dla układów korytarzowych i $\sigma_1 = 4$ dla układów przestawnych - rys. 1. Warunek taki ma znaczny wpływ na intensywność wymiany ciepła i opory przepływu w podgrzewaczu, oddziałując tym samym na wielkość wymaganej powierzchni ogrzewanej, ciężar wymiennika, objętość zajmowanej przez niego przestrzeni oraz efektywność przekazywania ciepła określoną jako:

$$E = \frac{Q}{N_s + N_v}$$

(1)

W niniejszej pracy podjęto próbę określenia, który z dwu możliwych układów rur - przestawny czy korytarzowy - jest korzystniejszy dla budowy wiszących podgrzewaczy wody w kotłach.



Rys. 1. Schemat wiszącego pęczka rurowego
 a) układ przestawny, b) układ korytarzowy
 Fig. 1. Scheme of the hanging tube bank
 a) staggered, b) in line

2. Wskaźniki techniczne porównywanvch układów

Dla pełnej oceny przydatności pęczków jako kotłowych powierzchni konwekcyjnych konieczne byłoby porównanie kosztów przekazywania ciepła przez porównywane wymienniki. Analizy takiej nie można jednak przeprowadzić w sposób uogólniony, jest bowiem zależna od parametrów pracy i wskaźników ekonomicznych właściwych tylko dla konkretnego urządzenia. W związku z tym porównano jedynie wskaźniki techniczne równoważnych pęczków przestawnych i korytarzowych: powierzchnię wymiany ciepła, objętość oraz efektywność przekazywania ciepła. Porównywane wielkości przedstawiono w postaci stosunków:

$$H_{kp} = H_k/H_p, \quad (2)$$

$$V_{kp} = V_k/V_p, \quad (3)$$

$$E_{kp} = E_k/E_p. \quad (4)$$

Analizę przeprowadzono przy następujących założeniach:

1. Porównywane wymienniki przekazują tę samą ilość ciepła w tym samym zakresie temperatur.
2. Przekrój poprzeczny kanału spalin jest w porównywanych przypadkach taki sam.
3. Strumienie spalin i wody są w obu porównywanych przypadkach takie same.
4. Porównywane pęczki wykonane są z takich samych rur i za pomocą takiej samej technologii.

Przy takich założeniach stosunek powierzchni ogrzewanych jest równy stosunkowi współczynników przenikania ciepła

$$H_{kp} = k_p/k_k \quad (5)$$

W przypadku kotłowych podgrzewaczy wody można dodatkowo przyjąć następujące uproszczenia stosowane zwykle w obliczeniach technicznych:

- a) $\alpha_1 \ll \alpha_2$, stąd $1/\alpha_2 \approx 0$,
- b) udział promieniowania we wnikieniu ciepła od strony spalin jest znikomy - $\alpha_{1r} \approx 0$.

Można więc z pewnym uproszczeniem przyjąć, że stosunek H_{kp} jest równy stosunkowi konwekcyjnych współczynników wnikienia ciepła od spalin do ścianki pęczka przestawnego i korytarzowego

$$H_{kp} = \alpha_{1p}/\alpha_{1k} \quad (6)$$

Po podstawieniu odpowiednich korelacji [1]

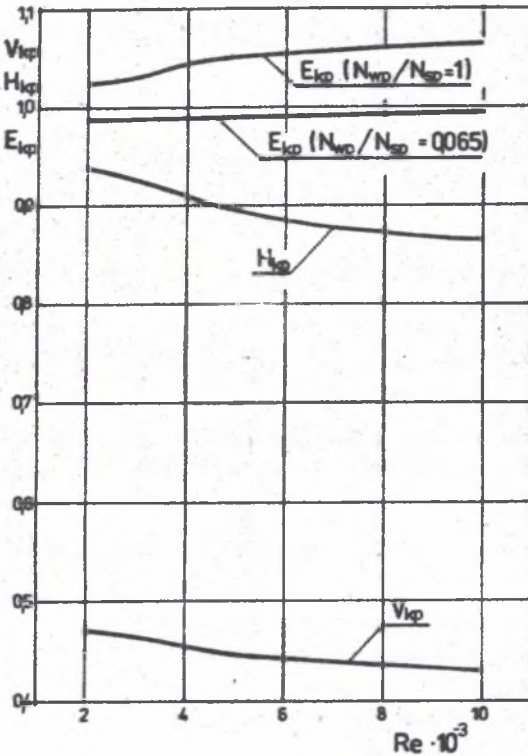
$$H_{kp} = \frac{C_p Re_p^{0,6}}{C_k Re_k^{0,65}} \quad (7)$$

Stosunek prędkości w pęczku korytarzowym i przestawnym można, dla przyjętych założeń, wyznaczyć jako:

$$w_{kp} = \frac{1 - 1/\epsilon_{1k}}{1 - 1/\epsilon_{1p}} \quad (8)$$

co dla $\epsilon_{1k} = 2$ i $\epsilon_{1p} = 4$ (warunek poprowadzenia rur wieszakowych) daje $w_{kp} = 1,5$, czyli:

$$Re_k = 1,5 Re_p \quad (9)$$



Rys. 2. Wpływ liczby Reynoldsa na stosunki objętości, powierzchni ogrzewanej i efektywności przekazywania ciepła porównywanych podgrzewaczy wody

Fig. 2. Influence of Re-number on a volume, a heating surface and heat transfer effectiveness in the compared economisers

nie promień gięcia kolan, a tym samym może być identyczna w pęczku przestawnym i korytarzowym, można wzór (11) uprościć do postaci:

$$V_{kp} = H_{kp} \frac{\sigma_{1k}}{\sigma_{1p}} \quad (12)$$

Podstawiając do (12) $\sigma_{1k} = 2$ i $\sigma_{1p} = 4$ uzyskuje się zależność:

$$V_{kp} = 0,5 H_{kp} = 0,685 Re^{-0,05}, \quad (12a)$$

przedstawioną graficznie na rys. 2. W świetle przyjętych założeń stosunek objętości jest również względną długością zajmowanych przez pęczki kanałów

zaś

$$H_{kp} = \frac{0,768 C_p}{C_k Re_p^{0,05}} \quad (10)$$

Dla $\sigma_{1p} = 4$ i $\sigma_{2p} = 2$ zgodnie z [1] $C_p = 0,357$, zaś dla $\sigma_{1k} = \sigma_{2k} = 2$ $C_k = 0,2$. Podstawiając powyższe wartości do wzoru (10) otrzymano zależność:

$$H_{kp} = 1,37 Re^{-0,05}, \quad (10a)$$

przedstawioną na rys. 2 dla zakresu liczb Reynoldsa spotykanego w podgrzewaczach wody krajowych kotłowni. Wielkość ta opisuje również stosunek ciężarów oraz długości rur obu pęczków. Względną objętość pęczków można określić z zależności:

$$V_{kp} = \frac{\sigma_{1k} \sigma_{2k}}{\sigma_{1p} \sigma_{2p}} H_{kp} \quad (11)$$

Ponieważ podziałka wzdłużna σ_2 jest określona głównie przez możliwy techniczny

spalin, opisuje więc również stosunek zużycia materiałów izolacyjnych obmu-
rza.

Stosunek efektywności przekazywania ciepła wyrazić można jako:

$$E_{kp} = \frac{N_{sp} + N_{wp}}{N_{sk} + N_{wk}} \quad (13)$$

Moc zużytą na pokonanie oporów przepływu spalin przez pęczek korytarzowy
można obliczyć z zależności:

$$N_{sk} = N_{sp} \frac{\Delta p_k}{\Delta p_p} \quad (14)$$

Liczbę oporu pęczka przestawnego oblicza się [1] dla $(1-1/\sigma_1')/(\sigma_1-1) < 0,5$
(σ_1' względna podziałka diagonalna) ze wzoru:

$$\zeta_p = 2,8 \operatorname{Re}_p^{0,25} (z_{2p} + 1) \quad (15)$$

Analogicznie dla układu korytarzowego [2]:

$$\zeta_k = 2 (\sigma_1 - 1)^{-0,5} \operatorname{Re}_k^{-0,2} z_{2k} \quad (16)$$

Uwzględniając powyższe można napisać:

$$N_{sk} = N_{sp} \frac{\zeta_k w_k^2 z_{2k}}{\zeta_p w_p^2 (z_{2p} + 1)} \quad (17)$$

Podstawiając $w_k/w_p = \operatorname{Re}_k/\operatorname{Re}_p = 1,5$, przyjmując, że dla pęczków kotłowych
zbudowanych z dużej ilości rur $z_2 \approx z_2 + 1$ oraz uwzględniając, że

$$\frac{z_{2k}}{z_{2p}} = H_{kp} \frac{\sigma_{1k}}{\sigma_{1p}},$$

można (17) przekształcić do postaci:

$$N_{sk} = 0,741 N_{sp} \operatorname{Re}_p^{0,05} H_{kp} \quad (18)$$

Ponieważ

$$N_{wk} = N_{wp} H_{kp}, \quad (19)$$

otrzywać można:

$$E_{kp} = \frac{1 + N_{wp}/N_{sp}}{(0,741 Re_p^{0,05} + N_{wp}/N_{sp}) H_{kp}} \quad (20)$$

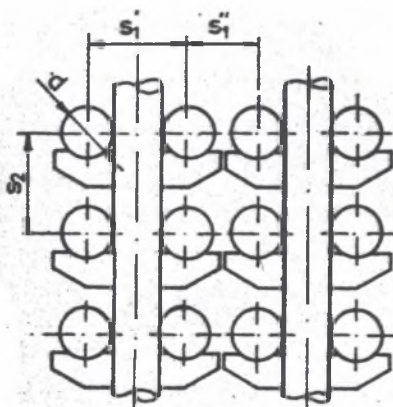
Wyniki obliczeń względnej efektywności przekazywania ciepła podano na rys. 2. Wielkość E_{kp} zależy od proporcji mocy zużywanych na przetłaczanie wody i spalin przez pęczek. Analiza oporów przepływu w podgrzewaczach wody krajowych kotłów wykazała, że wartość ta zmienia się w zakresie od ok. 0,065 do ok. 1. Krzywe przedstawione na rys. 2 wyznaczono dla skrajnych wartości tego przedziału.

3. Analiza wyników

3.1. Powierzchnia ogrzewana

Konieczność prowadzenia rur wieszakowych przez pęczek powoduje, że układ korytarzowy pozwala na uzyskanie większych prędkości spalin w największym przekroju pęczka umieszczonego w tym samym kanale. Daje to w efekcie zmniejszenie powierzchni ogrzewanej potrzebnej do przekazania tej samej ilości ciepła o ok. 7 do 15% w porównaniu z pęczkiem przestawnym. Małże więc zużycie rur oraz ciężar wymiennika.

3.2. Objętość podgrzewacza wody



Rys. 3. Schemat wiszącego pęczka korytarzowego o nierównomych podziałkach poprzecznych

Fig. 3. Scheme of the hanging in-line tube bank with irregular transverse pitch of the tubes

Zastosowanie układu korytarzowego pozwala, na skutek większej "gęstości upakowania" rur, znacznie, bo ponad 50%, zmniejszyć objętość przestrzeni zajętej przez pęczek w stosunku do układu przestawnego. W przypadku przebudowy kotła zastąpienie podgrzewacza wody o układzie przestawnym pęczkiem korytarzowym pozwala na znaczne powiększenie powierzchni wymiany ciepła. Umożliwia to obniżenie temperatury spalin wylotowych, a tym samym prowadzi do podwyższenia sprawności kotła oraz oszczędności w zużyciu paliwa. Należy zauważyć, że pęczek o mniejszej objętości wymaga krótszego kanału spalin, a więc pozwala na zaoszczędzenie materiałów izolacyjnych na obmurze. Dalsze obniżenie objętości podgrzewacza możliwe jest albo przez

zastosowanie układów ożebrowanych, np. membranowych [3], lub opłétwionych [4] bądź też poprzez zabudowanie korytarzowych pęczków o nierównomierną podziałkę poprzeczną - rys. 3.

3.3. Względna efektywność przekazywania ciepła

Stosunek efektywności przekazywania ciepła zależy od parametrów pracy podgrzewacza określonych wielkością N_w/N_g . W przypadku, kiedy zapotrzebowanie mocy do przetłaczania wody i spalin jest podobne, pęczek korytarzowy zużywa ok. 10% mniej energii na potrzeby własne, co wiąże się z mniejszą niż w układzie przestawnym ilością rzędów rur wzdłuż drogi spalin oraz mniejszą długością rur. Kiedy zasadnicze znaczenie ma zużycie energii na transport spalin, efektywność obu układów jest praktycznie taka sama.

Oznaczenia

- C - stała uwzględniająca wpływ podziałek na konwekcyjną wymianę ciepła,
 d - średnica zewnętrzna rury, m,
 E_{kp} - stosunek efektywności przekazywania ciepła w pęczku korytarzowym i przestawnym,
 H_{kp} - stosunek powierzchni ogrzewanych w pęczku korytarzowym i przestawnym,
 k - współczynnik przenikania ciepła, W/m^2K ,
 N - moc zużyta na pokonanie oporów przepływu przez pęczek, W,
 Δp - spadek ciśnienia spalin w pęczku, Pa,
 Re - liczba Reynoldsa spalin,
 s_1 - podziałka poprzeczna pęczka, m,
 s_2 - podziałka wzdłużna pęczka, m,
 V_{kp} - stosunek objętości pęczka korytarzowego i przestawnego,
 w - prędkość, m/s,
 z_1 - ilość rzędów rur na szerokości kanału spalin,
 z_2 - ilość rzędów rur wzdłuż drogi spalin,
 α_1 - konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła od spalin do ścianki rury, W/m^2K ,
 δ_1 - względna podziałka poprzeczna,
 δ_2 - względna podziałka wzdłużna,
 ζ - liczba oporu.

Indeksy

- k - dla pęczka korytarzowego,
 p - dla pęczka przestawnego,
 s - dla spalin,
 w - dla wody.

LITERATURA

- [1] Orłowski P., Dobrzański W., Szwarc E.: Kotły parowe. WNT, Warszawa 1979.
- [2] Idelčik I.E.: Sprawocznik po gidrawliczeskim soprotiwlenijam. Mašino-strojenje, Moskwa 1960.
- [3] Baran M., Pronobis M.: Konvektiver Wärmeübergang bei querangeströmten Membranrohren. VGB Kraftwerkstechnik nr 8/1982.
- [4] Baran M., Pronobis M.: Konvektiver Wärmeübergang und Druckverlust bei querangeströmten Flossenrohrbündeln. Wärme- und Stoffübertragung 18 (1984).

Recenzent:

prof. mgr inż. Piotr Orłowski

Wpłynęło do Redakcji w lipcu 1986 r.

СРАВНЕНИЕ КОТЕЛЬНЫХ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ
КОРИДОРНОГО И ШАХМАТНОГО ТИПА

Р е з ю м е

В статье приведён анализ пригодности гладких трубных пучков коридорного и шахматного типа, применяемых в качестве воздухоподогревателей в котлах. Принято, что сравниваемые теплообменники передают такое самое количество тепла, в таком же самом пределе температур и при неизменном поперечном сечении газопровода.

Принята во внимание необходимость ведения через пучки несущих труб, что определяет минимальный поперечный шаг труб. Установлено, что коридорное расположение позволяет уменьшить поверхность теплообмена на около 10%. Объём коридорного пучка является на около 50% меньше. Термодинамическая эффективность остаётся приблизительно такой же в коридорных и шахматных пучках труб.

COMPARISON OF THE STAGGERED AND IN-LINE BOILER ECONOMISERS

S u m m a r y

The ustability of staggered and in-line plain tube boiler economisers has been analysed, assuming that compared exchangers transfer the same amount of heat at the same temperature range and have the identity cross section area of the flue gas path.

The necessity of hanger tubes location, which determines the minimal transverse pitch of the tubes, was taken into account. It is proved that in-line economiser has following advantage: ca. 10% tubes will be saved as well as the exchanger volume is more than 50% smaller. The energy consumption is in both economisers similar.