

Marek PRONOBIS

OPTIMALIZACJA KOTŁOWYCH PĘCZKÓW KONWEKCYJNYCH

Streszczenie. Przedstawiono rozwiązanie problemu doboru optymalnej postaci geometrycznej kotłowych pęczków konwekcyjnych. Jako funkcję celu przyjęto sumę rocznych kosztów przekazywania ciepła oraz jako kryterium dodatkowe objętość pęczka. Porównywano wzajemne relacje dla 9 typów powierzchni wymiany ciepła. Optymalizację przeprowadzono dla warunków cenowych panujących w europejskich krajach o gospodarce wolnorynkowej według stanu z 1988r.

OPTIMIZATION OF CONVECTION BOILER SURFACES

Summary. The optimization of convection boiler surfaces is presented. As the objective function of the optimization has been taken the annual heat transfer cost. 9 types of heat exchangers have been compared. The optimization has been carried out for the costs level of European countries for the year 1988.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТИ ПАРОГЕНЕРАТОРОВ

Резюме. В статье представляется оптимизация пучков конвективной части котла. Оптимизация производится исходя из минимума годовых расходов на теплопередачу. Сравнены приведенные расходы и объемы для 9 типов пучков. Оптимизация была проведена для экономических условий в странах западной Европы.

1. WSTĘP

W miarę wzrostu mocy jednostkowej kotłów coraz większego znaczenia nabiera problem optymalnego projektowania powierzchni wymiany ciepła, a w szczególności pęczków konwekcyjnych. Wymienniki tego rodzaju osiągają we współczesnych kotłach znaczne rozmiary, a ich koszt rzutuje w dużym stopniu na koszt całego urządzenia. Zagadnienie optymalnego projektowania powierzchni konwekcyjnych ma więc poważne znaczenie ekonomiczne.

W ogólnym przypadku przedmiotem optymalizacji może być zarówno typ wymienników (rekuperator lub regenerator), kierunki przepływu czynników (współprąd lub przeciwprąd), kolejność powierzchni w ciągu konwekcyjnym, rozdział ciepła przejętego na poszczególne stopnie i dobór ich ilości, jak również postać geometryczna pęczków, scharakteryzowana przez średnice i podziały rur oraz wymiary ożebrowania.

Tak postawione zagadnienie ogólne nie zostało dotąd rozwiązane, spotkać można jedynie opracowania cząstkowe [1,2,3,4].

Poniżej przedstawiono rozwiązanie problemu doboru optymalnej postaci geometrycznej pęczków przy założonym rozkładzie ilości ciepła przejętego przez poszczególne powierzchnie. W stosunku do poprzednich rozwiązań rozszerzono zakres badanych układów o powierzchnie rozwinięte, w tym membranowe i opłętowane, uwzględniając przy tym ograniczenia wynikające z erozyjnego oddziaływania popiołu lotnego oraz dopuszczalnych temperatur pracy materiału rur i żeber, jak również ograniczenia spowodowane koniecznością prowadzenia przez pęczek rur wieszakowych.

Konieczność uwzględnienia erozji popiołowej wymaga sformułowania ograniczenia dla prędkości maksymalnej spalin w obrębie pęczka. Prędkość ta powinna być co najwyżej taka, aby w założonym okresie żywotności powierzchni ubytek grubości ścianki rury nie przekraczał wartości dopuszczalnej. Podstawą do sformułowania takiego ograniczenia były wyniki badań [5] i [6].

2. FUNKCJA CELU I KRYTERIA OPTIMALIZACJI

Jako funkcję celu przyjęto sumę rocznych kosztów przekazywania ciepła w pęczku przedstawioną wzorem:

$$K = K_H + K_K + K_{NW} + K_{NP}, \quad \text{jm/a} \quad (1)$$

gdzie:

K_H - roczny koszt powierzchni wymiany ciepła, jm/a

K_K - roczny koszt kanału pęczka (suma kosztów konstrukcji stalowej, opancerzenia i izolacji termicznej), jm/a

K_{NW} - roczny koszt związany z zainstalowaniem i pracą wentylatorów spalin dla pokonania oporów przepływu spalin przez pęczek, jm/a

K_{NP} - roczny koszt związany z pokonaniem oporów przepływu czynnika wewnątrz rur, jm/a

jm - przyjęta do obliczeń jednostka monetarna.

Suma powyższa powinna osiągać minimum.

Wymagane jest przy tym spełnienie ograniczeń:

$w_{sp} \leq w_{max}$ - ograniczenie prędkości spalin ze względu na erozję popiołową,

$T_{sc} \leq T_{sc max}$ - ograniczenia ze względu na dopuszczalną temperaturę ścianki rury,

$T_z \leq T_z max$ - ograniczenie ze względu na dopuszczalną temperaturę żeber.

W pewnych przypadkach mogą jeszcze występować inne ograniczenia, jak np. narzucenie minimalnej podziałki poprzecznej ze względu na konieczność prowadzenia przez pęczek rur wieszakowych:

$$s_1 \geq s_{1 min}$$

lub też ograniczenie minimalizacji podziałek wzdłużnych przez możliwość wykonania gięć wężownic

$$s_2 \geq s_{2 min}$$

Poszczególne składniki kosztu sumarycznego wyznaczono metodą rachunku dyskonta [7,8] dla warunków cenowych panujących w europejskich krajach o gospodarce wolnorynkowej w 1988 r. Koszty inwestycyjne wyznaczono na podstawie danych dotyczących produkcji eksportowej w Fabryce Kotłów RAFAKO w Raciborzu, Fabryce Wentylatorów FAWENT w Chełmie ŚL. i Przedsiębiorstwie Robót Termoizolacyjnych TERMOIZOLACJA w Zabrze oraz wykorzystując informacje uzyskane w CHZ STALEXPORT, CENTROZAP, ELEKTRIM i MEGADEX.

Wyznaczenie kosztów eksploatacyjnych oparto na danych dotyczących cen energii opublikowanych przez zachodniemiecką filię National Utility Service w Nowym Jorku [9,10]. Szczegółowy opis obliczania składowych kosztów podano w [11].

Obliczenia wykonano za pomocą odpowiedniego programu napisanego w języku FORTRAN (schemat programu [11]), przy założeniu, że porównywane warianty pęczka przekazują tę samą ilość ciepła, w tym samym zakresie temperatur. Porównywano następujące typy powierzchni (w nawiasach podano symbole używane na wykresach):

1. Korytarzowy pęczek rur gładkich - (GK),
2. Przystawny pęczek rur gładkich - (GP),
3. Korytarzowy pęczek rur opłétwowanych - (OK),
4. Przystawny pęczek rur opłétwowanych - (OP),
5. Korytarzowy pęczek membranowy - (MK),
6. Przystawny pęczek membranowy - (MP),
7. Korytarzowy pęczek diagonalny (opłétwowany z żebrami ustawionymi pod kątem 45° do kierunku przepływu spalin - (DK),
8. Korytarzowy pęczek z ożebrowaniem poprzecznym - (ZK),
9. Przystawny pęczek z ożebrowaniem poprzecznym - (ZP).

Obliczenia cieplne i aerodynamiczne wykonywano zgodnie z zasadami podanymi w [11] dla pęczków czystych, ponieważ brak jest dotąd danych na temat zanieczyszczeń popiołowych w przypadku wymienników ożebrowanych. Dla każdego pęczka obliczenia wykonywano zakładając dwa skrajne warianty relacji cenowych, tzn. wariant wysokich kosztów inwestycyjnych i niskich kosztów eksploatacyjnych oraz wariant niskich kosztów inwestycyjnych przy wysokich kosztach eksploatacji pęczka. Wariant pierwszy opierał się na założeniu najwyższych dla 1988 r. cen rur, wentylatorów, izolacji termicznej i konstrukcji nośnej skorelowanych z najniższą w Europie ceną energii (dla Szwecji). Wariant drugi zakładał najniższe spotykane ceny składników kosztów inwestycyjnych w połączeniu z najwyższymi w Europie cenami energii (dla RFN). Należy zauważyć, że wariant pierwszy opisuje również przypadek kotła szczytowego, charakteryzującego się krótkim czasem wykorzystania mocy maksymalnej, a tym samym małymi, w porównaniu z kosztami inwestycyjnymi, kosztami eksploatacyjnymi.

Określono w ten sposób prawidłowości rządzące doбором pęczków optymalnych niezależnie od zmian cenowych, a więc gwarantujące prawidłowość doboru wymiennika, który powinien pracować od kilku do kilkunastu lat.

Wzięto przy tym pod uwagę wpływ następujących parametrów technicznych pęczków na wartość funkcji celu:

- typ pęczka,
- podziałka poprzeczna rur w pęczku, $\sigma_1 = s_1/D$,
- podziałka wzdłużna rur w pęczku, $\sigma_2 = s_2/D$,

- średnica zewnętrzna rur, D ,
- wysokość żeber, h ,
- prędkość spalin w pustym kanale, w_0 ,
- zakres temperatur spalin: pęczki wysokotemperaturowe i niskotemperaturowe.

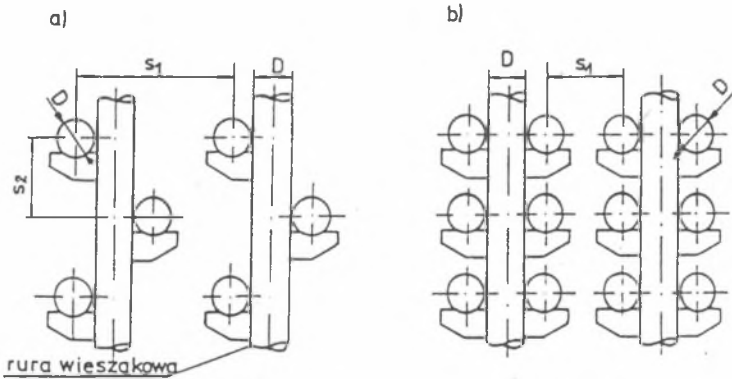
Obliczenia wykonano dla dwu zasadniczych sposobów montażu pęczka:

- A - pęczki zawieszane na rurach wieszakowych,
- B - pęczki o małej podziałce poprzecznej zawieszone bądź podparte na konstrukcji nośnej.

Wyniki przeprowadzonych obliczeń, przedstawione na rys. 2 - 20, pozwalają na sformułowanie podanych niżej ogólnych zasad doboru pęczków konwekcyjnej części kotła.

3. WPLYW SPOSOBU ZAWIESZENIA RUR NA POSTAĆ GEOMETRYCZNA PĘCZKA

Konieczność przeprowadzenia przez pęczek rur wieszakowych (rys.1.) narzuca minimalne podziałki poprzeczne:



Rys.1. Schemat przestawnych (a) i korytarzowych (b) pęczków zawieszonych na rurach wieszakowych

Fig.1. Staggered (a) and in - line (b) tube bank with hanger tubes

dla układu korytarzowego

$$s_{1 \min}^K = D + D_w \quad (2)$$

zaś dla przestawnego

$$s_1^P \text{ min} = 2(D + D_w) , \quad (3)$$

gdzie:

D - średnica zewnętrzna rur pęczka,

D_w - średnica zewnętrzna rur wieszakowych.

Najczęściej $D = D_w$, czyli

$$s_1^K \text{ min} = 2 D \quad (4)$$

$$s_1^P \text{ min} = 4 D \quad (5)$$

W związku z tym, przy tej samej ilości spalin w kanale (bądź tej samej prędkości spalin w pustym kanale w_0) prędkości w największym przekroju pęczka przestawnego i korytarzowego są różne:

$$w^K = 2 w_0 \quad (6)$$

$$w^P = 1,33 w_0 \quad (7)$$

W przypadku, gdy pęczek można podwiesić bądź podeprzeć na konstrukcji nośnej kotła za pomocą niechłodzonych elementów, nie trzeba spełniać warunków dla przeprowadzenia rur wieszakowych. Pozwala to na stosowanie mniejszych podziałek poprzecznych, co w przypadku pęczków umieszczonych w niższych temperaturach spalin, a więc przejmujących ciepło głównie drogą konwekcji, pozwala obniżyć koszt przekazywania ciepła oraz objętość wymiennika. Uwzględniając powyższe uwagi, dla różnych rodzajów pęczków w różnych zakresach temperatur spalin i przy różnych relacjach cenowych przeprowadzono obliczenia optymalizacyjne, na podstawie których opracowano następujące zalecenia dla doboru pęczków konwekcyjnej części kotła.

Dla lepszej wizualizacji roczne koszty przekazywania ciepła w różnego typu wymiennikach przedstawiono w odniesieniu do wartości K_b dla pęczka bazowego, jako który przyjęto wymiennik z rur gładkich o układzie przestawnym i podziałkach względnych $\sigma_1 = 4$ i $\sigma_2 = 2$.

Podziałki takie są minimalne dla typowego układu rur gładkich zawieszono na rurach wieszakowych. Podziałka poprzeczna $\sigma_1 = 4$ jest najmniejszą możliwą

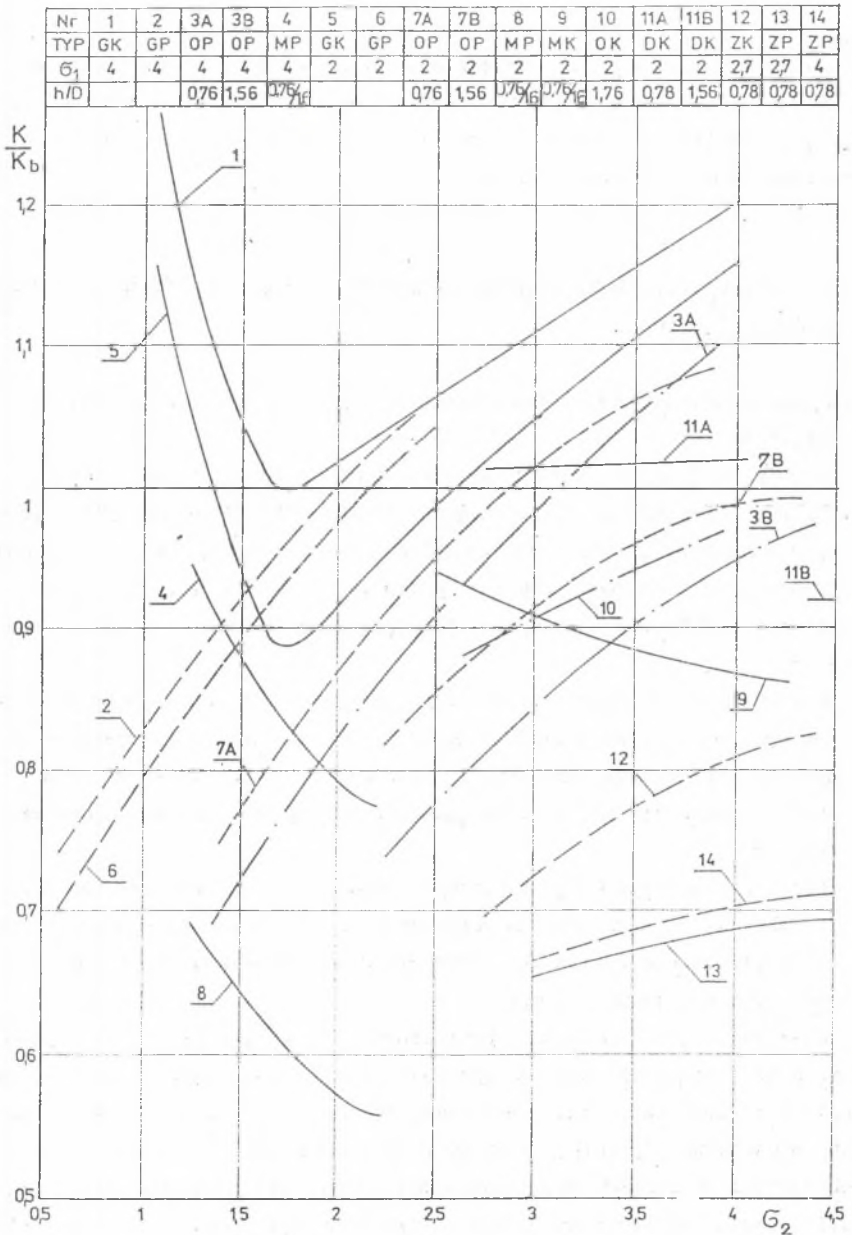
przy założeniu, że rury wieszakowe mają tę samą średnicę co rury pęczka. Podziałka wzdłużna $\sigma_2 = 2$ w układzie przestawnym odpowiada promieniowi gięcia węzownic $R = 2 D$, który uznawany jest na ogół za minimalny przy zastosowaniu typowych technologii gięcia rur. Oprócz kosztów, w analogiczny sposób porównano objętości zajmowane przez pęczki.

4. ZALECENIA DLA DOBORU PĘCZKÓW NISKOTEMPERATUROWYCH - ŚREDNIA TEMPERATURA SPALIN $t_{sp}^{\dot{s}r} \leq 500^{\circ}\text{C}$

W poniższych punktach przedstawiono wnioski wynikające z wykresów zamieszczonych na rys. 2 - 13.

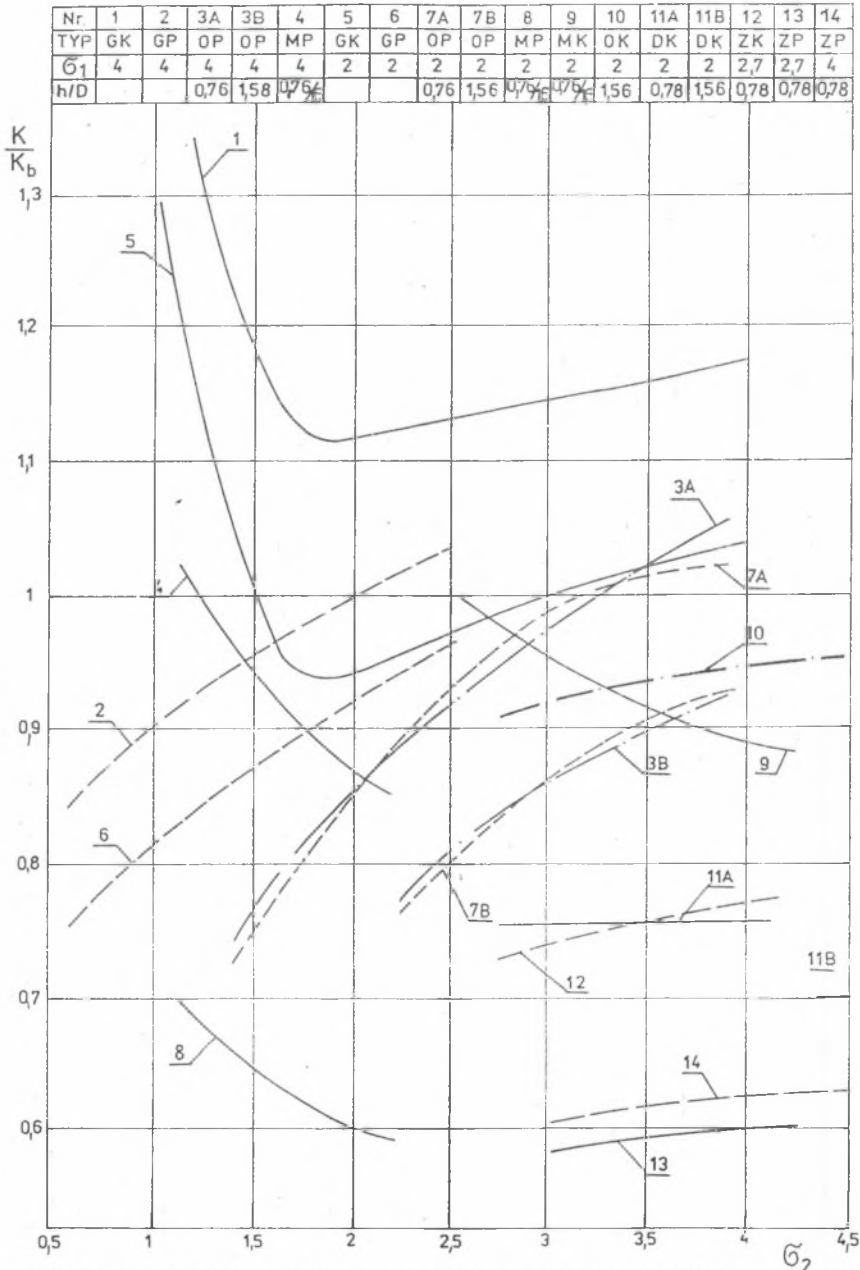
1. Zmiana wzajemnych relacji kosztów inwestycyjnych i związanych z ceną energii i kosztów eksploatacyjnych nie wpływa istotnie na postać geometryczną wariantów optymalnych. Wyjątkiem są tu pęczki diagonalne charakteryzujące się znacznymi oporami przepływu, co powoduje gwałtowny wzrost kosztów przekazywania ciepła w przypadku wysokich cen energii - rys. 2, 3, 4, 5.
2. Koszty przekazywania ciepła oraz objętość pęczka zależą istotnie od postaci geometrycznej układu. Zarówno koszty, jak i rozmiary poszczególnych wariantów mogą się różnić o ponad 50%, co dowodzi, że optymalizacja postaci geometrycznej pęczka może być źródłem znacznych oszczędności - rys. 6. 9.
3. Jeżeli zasadniczym kryterium doboru jest minimum przestrzeni zajętej przez pęczek, należy stosować podparte bądź podwieszane na konstrukcji nośnej kotła przestawne wymienniki z rur ożebrowanych wzdłużnie o możliwie małej podziałce poprzecznej - rys. 9.

W przypadku, gdy zachodzi konieczność zastosowania rur wieszakowych, najmniejszą objętość mają diagonalne pęczki korytarzowe lub korytarzowe pęczki rur gładkich o możliwie małych, bliskich $\sigma_1 = 2$ podziałkach poprzecznych. Stosunkowo niewielką objętość mają też pęczki korytarzowe z poprzecznym ożebrowaniem o niezbyt dużej wysokości. Podziałki wzdłużne należy dobrać możliwie małe, ograniczone jedynie przez technologiczne możliwości wykonania węzownic.



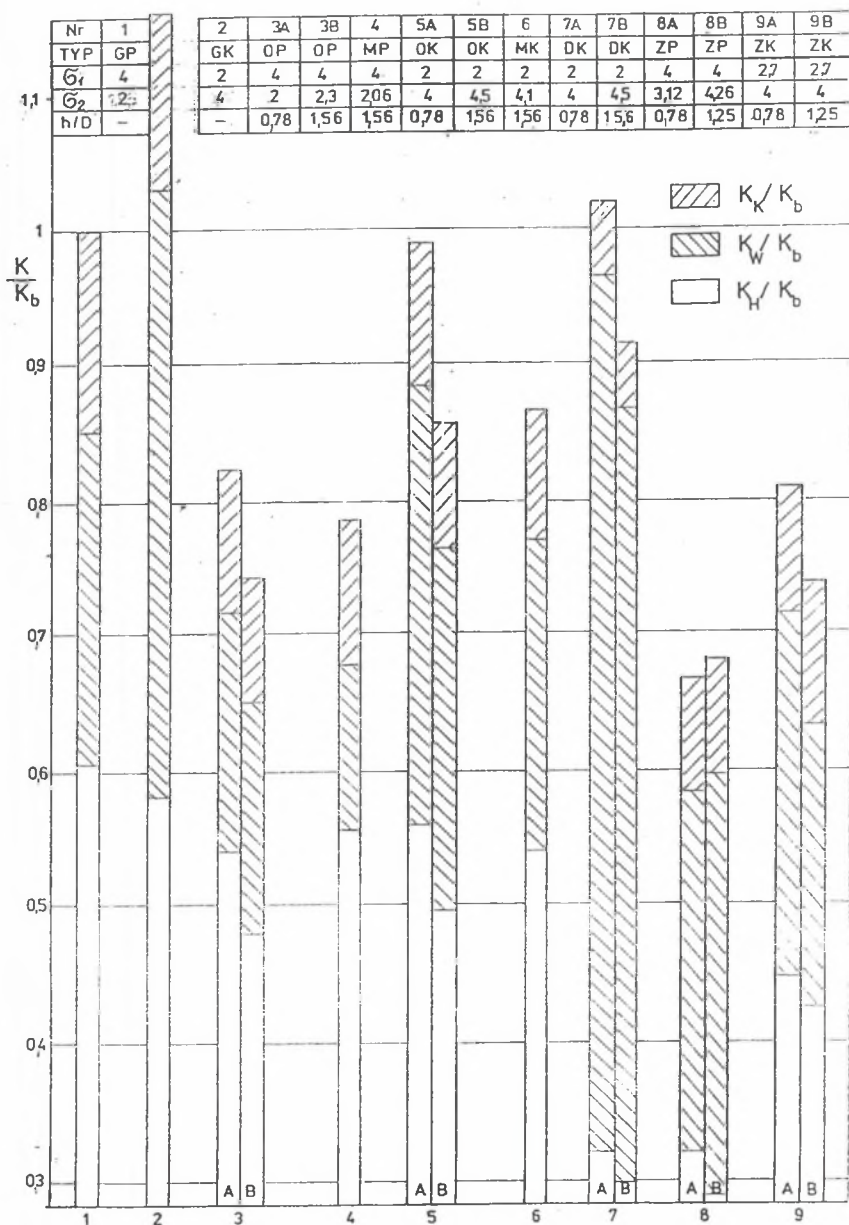
Rys.2. Wpływ podziałki wzdłużnej na względne koszty przekazywania ciepła - pęczki niskotemperaturowe, wariant wysokich kosztów energii

Fig.2. Influence of tube spacing parallel to the flow direction on the relative heat transfer costs for low temperature tube banks - high operation costs



Rys.3. Wpływ podziąki wzdłużnej na względne koszty przekazywania ciepła - pęczki niskotemperaturowe, wariant niskich kosztów energii

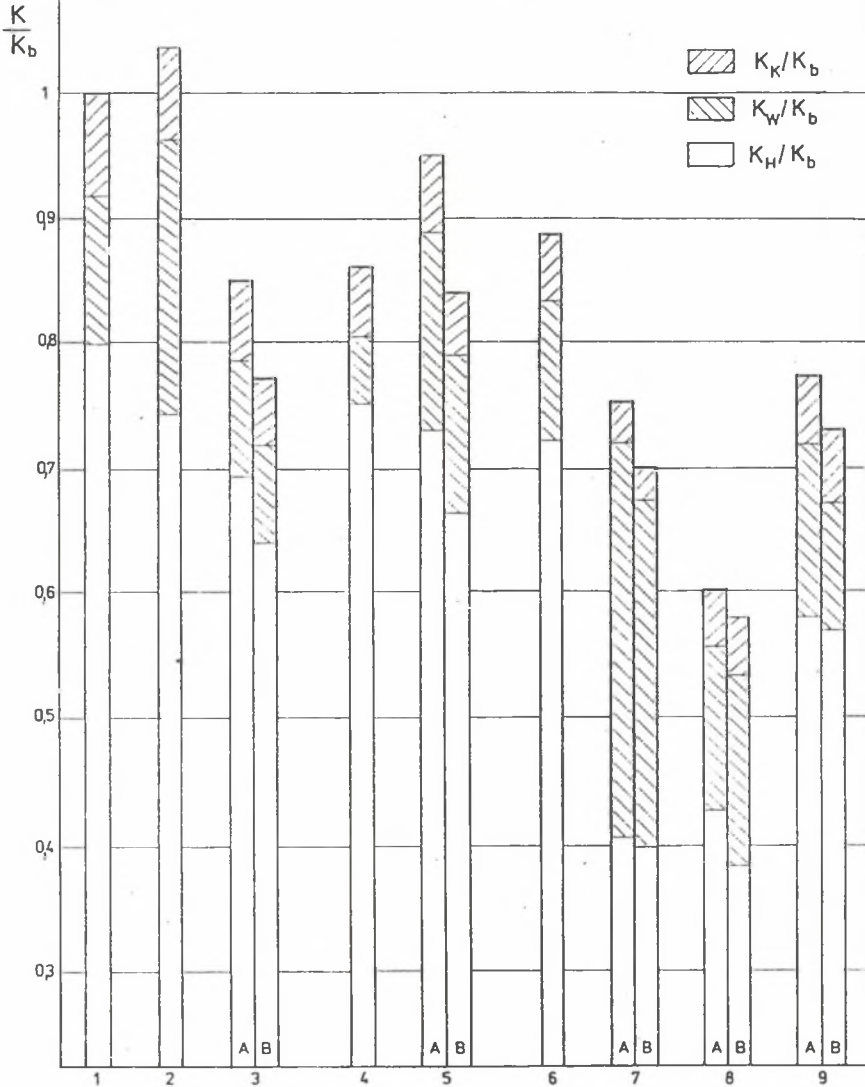
Fig.3. Influence of tube spacing parallel to the flow direction on the relative heat transfer costs for low temperature tube bank - low operation costs



Rys. 4. Porównanie składowych względnych kosztów przekazywania ciepła w wymiennikach niskotemperaturowych zawieszonych na rurach wieszakowych - wariant wysokich kosztów energii

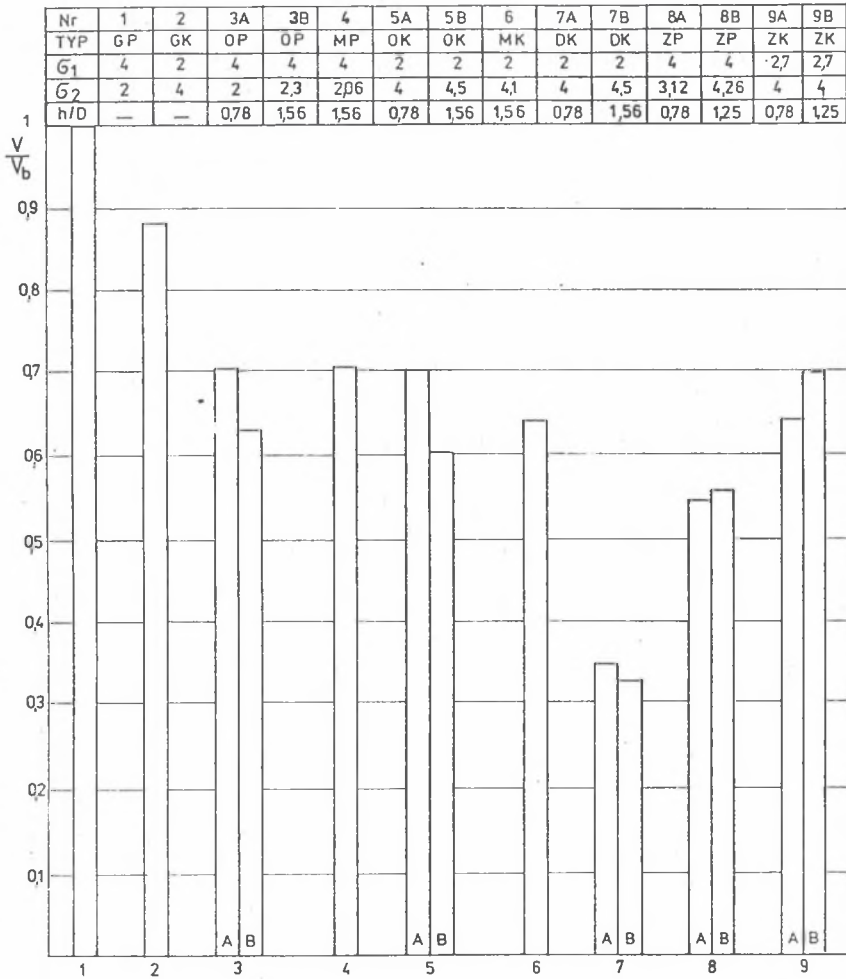
Fig. 4. Comparison of relative heat transfer costs by low temperature tube banks with hanger tubes - high operation costs

Nr	1	2	3A	3B	4	5A	5B	6	7A	7B	8A	8B	9A	9B
TYP	GP	GK	OP	OP	MP	OK	OK	MK	OK	OK	ZP	ZP	ZK	ZK
\bar{G}_1	4	2	4	4	4	2	2	2	2	2	4	4	2,7	2,7
\bar{G}_2	2	4	2	2,3	2,06	4	4,5	4,1	4	4,5	3,2	4,26	4	4
h/D	—	—	0,78	1,56	1,56	0,78	1,56	1,56	0,78	0,78	0,78	1,25	0,78	1,25



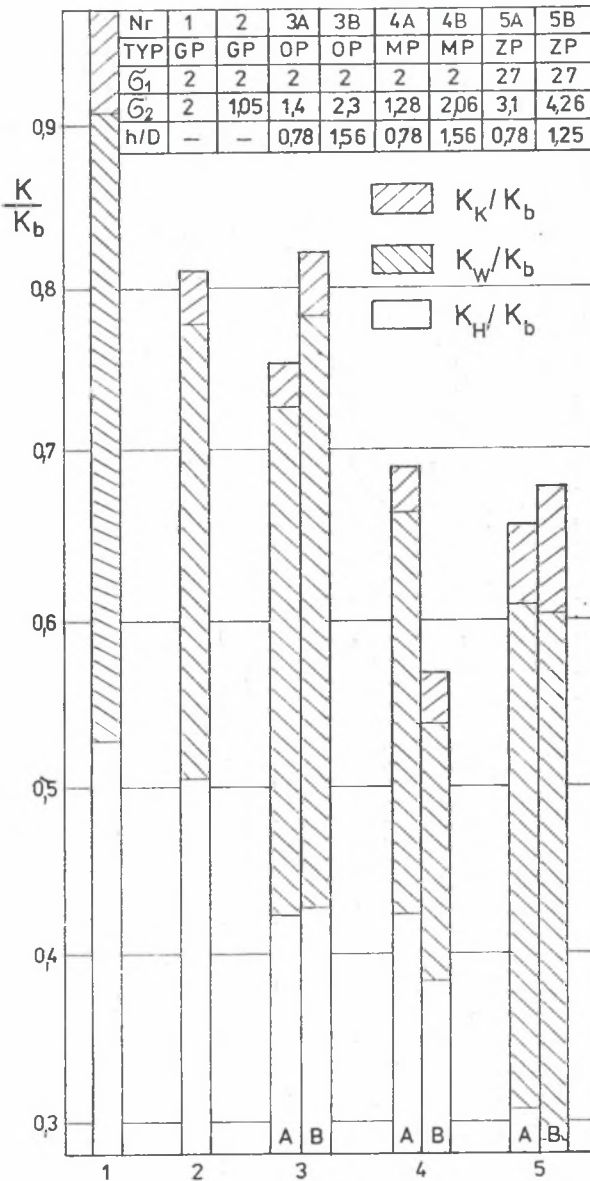
Rys.5. Porównanie składowych względnych kosztów przekazywania ciepła w wymiennikach niskotemperaturowych zawieszonych na rurach wieszakowych - wariant niskich kosztów energii

Fig.5. Comparison of relative heat transfer costs by low temperature tube banks with hanger tubes - low operation costs



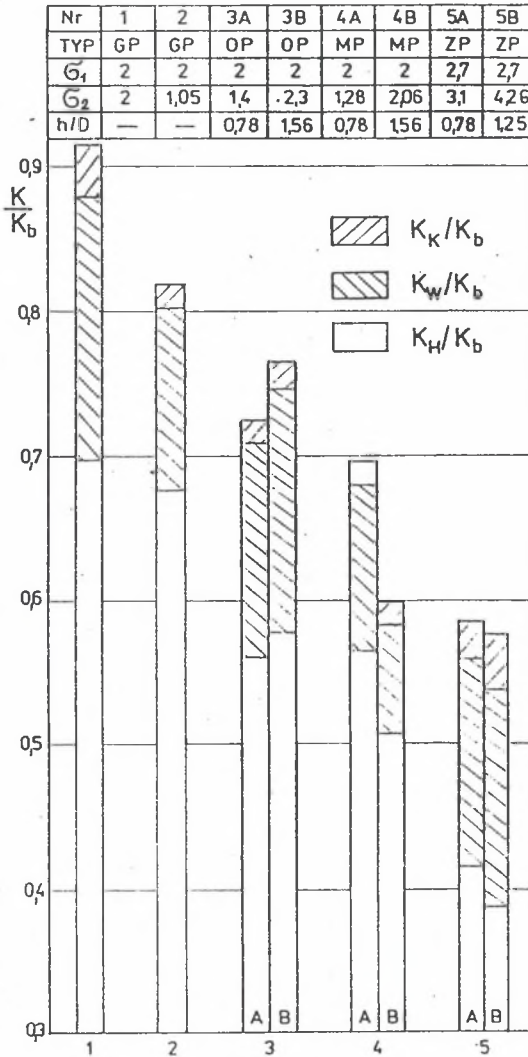
Rys.6. Porównanie objętości różnego typu wymienników niskotemperaturowych zawieszonych na rurach wieszakowych

Fig.6. Comparison of relative volumes for low temperature tube banks with hanger tubes



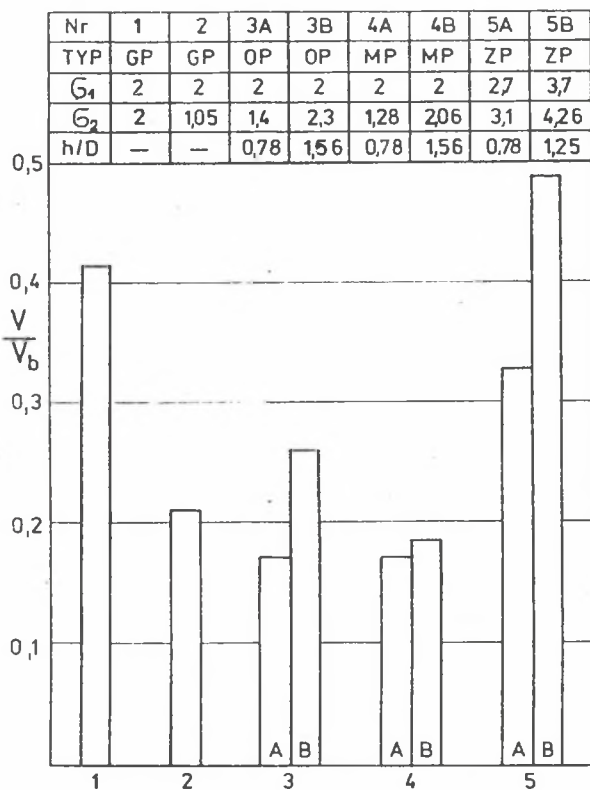
Rys.7. Porównanie składowych względnych kosztów przekazywania ciepła w wymiennikach niskotemperaturowych o małych podziałkach poprzecznych - wariant wysokich kosztów energii

Fig.7. Comparison of relative heat transfer costs for low temperature tube banks with small tube spacings normal to the flow direction - high operation costs



Rys.8. Porównanie składowych względnych kosztów przekazywania ciepła w wymiennikach niskotemperaturowych o małych podziałkach poprzecznych - wariant niskich kosztów energii

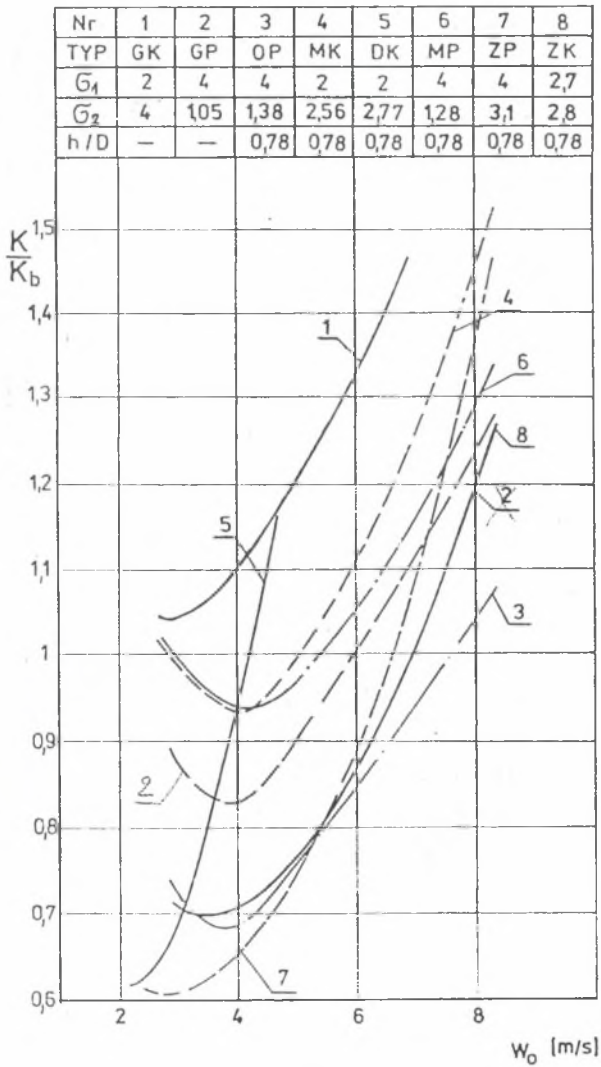
Fig.8. Comparison of relative heat transfer costs for low temperature tube banks with small tube spacings normal to the flow direction - low operation costs



Rys.9. Porównanie względnych objętości różnego typu wymienników niskotemperaturowych o małych podziałkach prostopadłych

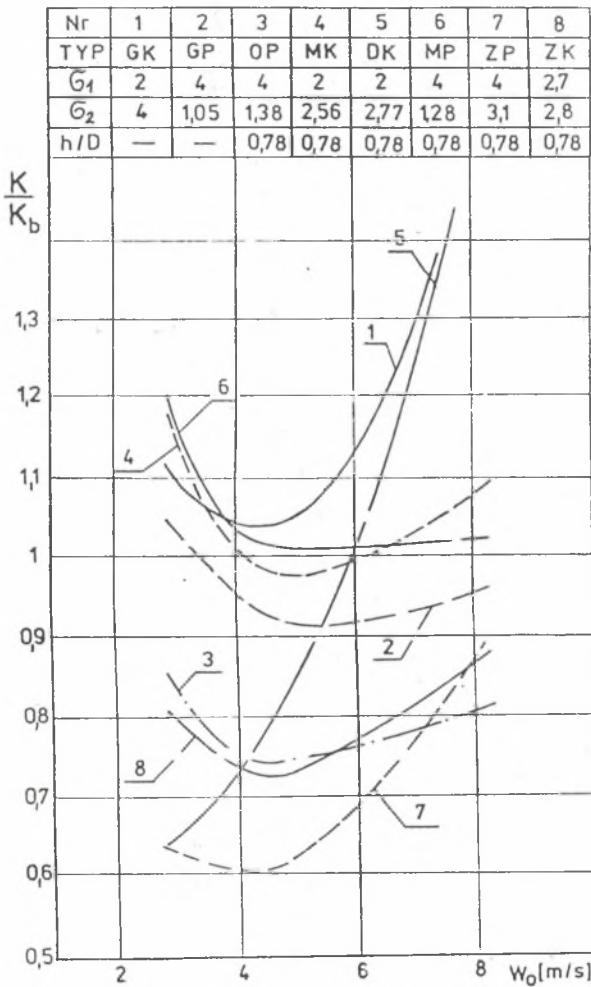
Fig.9. Comparison of relative volumes for low temperature tube banks with small spacings normal to the flow direction

4. Konieczność zapewnienia minimalnych promieni gięcia węzownic stanowi poważne ograniczenie możliwości redukcji rozmiarów pęczka. Z przedstawionych wykresów wynika ponadto, że koszty przekazywania ciepła na ogół maleją przy obniżaniu podziałki wzdłużnej, przy czym taki sposób poprawy ekonomiczności wymiennika jest szczególnie efektywny w przypadku układów rur gładkich. Wynika stąd wniosek, że wprowadzenie technologii pozwalających na zmniejszenie minimalnych promieni gięcia może być bardzo opłacalne - rys.2, 3.



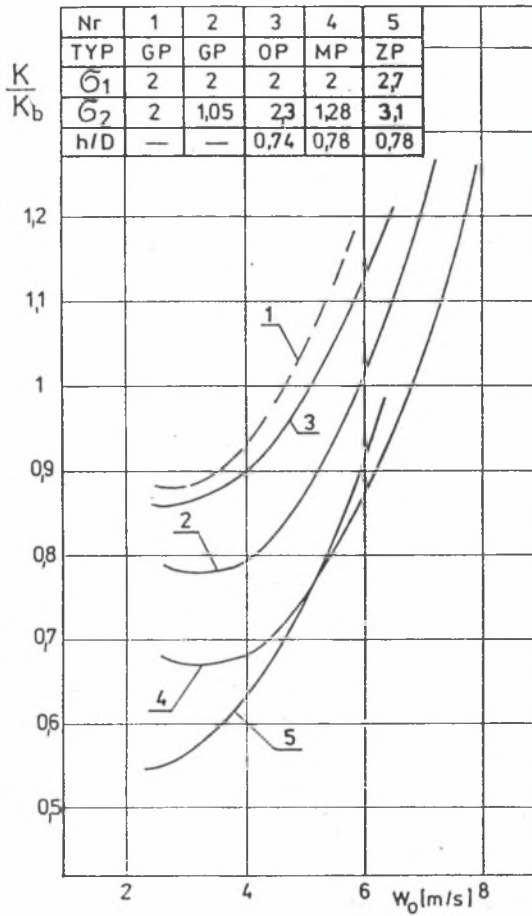
Rys.10. Wpływ prędkości spalin w pustym kanale w_0 na względne koszty przekazywania ciepła w niskotemperaturowych pęczkach zawieszonych na rurach wieszakowych - wariant wysokich kosztów energii

Fig.10. Influence of the flue gas velocity in empty channel - w_0 on the relative heat transfer costs by low temperature tube banks with hanger tubes - high operation costs



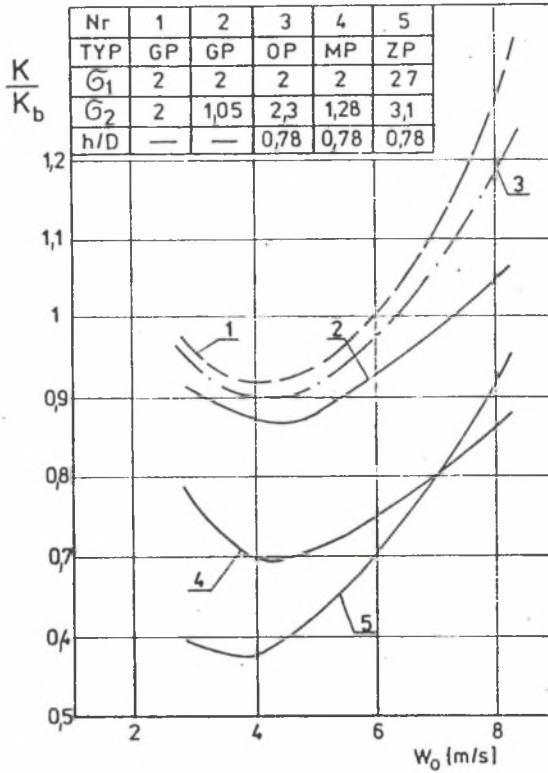
Rys.11. Wpływ prędkości spalin w pustym kanale w_0 na względne koszty przekazywania ciepła w niskotemperaturowych pęczkach zawieszonych na rurach wieszakowych - wariant niskich kosztów energii

Fig.11. Influence of the flue gas velocity in empty channel - w_0 on the relative heat transfer costs by low temperature tube banks with hanger tubes - low operation costs



Rys.12. Wpływ prędkości spalin w pustym kanale w_0 na względne koszty przekazywania ciepła w pęczkach niskotemperaturowych o małej podziałce poprzecznej
- wariant wysokich kosztów energii

Fig.12. Influence of the flue gas velocity in empty channel w_0 on the relative heat transfer costs by low temperature tube banks with small spacings normal to the flow direction - high operation costs



Rys.13. Wpływ prędkości spalin w pustym kanale w_0 na względne koszty przekazywania ciepła w pęczkach niskotemperaturowych o małej podziałce poprzecznej - wariant niskich kosztów energii

Fig.13. Influence of the flue gas velocity in empty channel - w_0 on the relative heat transfer costs by low temperature tube banks with small spacings normal to the flow direction - low operation costs

5. Stosowanie ożebrowania o dużej wysokości, w granicach $h/D = 0,8 - 1,6$, jest opłacalne w układach z ożebrowaniem wzdłużnym, tzn. membranowych oraz diagonalnych i opłętowanych. W pęczkach ożebrowanych poprzecznie przyrost wysokości żeber powyżej $h/D = 0,8$ nie daje istotnego potaniaenia wymiennika lub nawet podnosi koszty - rys. 4,5,7,8.
6. Optymalne prędkości spalin w pustym kanale - w_0 - mieszczą się w zakresie ok. 3 - 5 m/s. W przypadku wysokich względnych cen energii nie należy stosować prędkości w_0 wyższych od 6 m/s ze względu na gwałtowny przyrost kosztów przekazywania ciepła - rys. 10-13. Uwagi powyższe dotyczą

niezanieczyszczonych pęczków omywanych niezapyłonymi spalinami. Dobierając prędkość w_0 dla spalin zapyłonych należy uwzględnić uwagi zawarte w pracy [11].

7. W przypadku niskich prędkości spalin, w granicach 2 - 4 m/s, korzystne jest stosowanie diagonalnych pęczków korytarzowych o podziałce $\sigma_1 \approx 2$ oraz przestawnych pęczków z ożebrowaniem poprzecznym. W miarę wzrostu w_0 opłacalne stają się również korytarzowe pęczki z ożebrowaniem poprzecznym i przestawne pęczki opłętowane, tracą natomiast swą przydatność układy diagonalne. W wymiennikach o małej podziałce poprzecznej korzystne jest ponadto stosowanie układów membranowych nawet dla spalin niezapyłonych. W pęczkach zawieszonych na rurach wieszakowych koszty przekazywania ciepła w niezanieczyszczonych układach membranowych są podobne lub nawet nieco wyższe niż w wymiennikach z rur gładkich. Dla spalin zapyłonych mniejsza skłonność układów membranowych do ulegania zanieczyszczeniu oraz łatwość usuwania osadów popiołowych podnosi atrakcyjność pęczków membranowych w stosunku do innych.
8. Dysponując jedynie możliwością wykonania pęczka z rur gładkich należy stosować układy przestawne o jak najmniejszych podziałkach. Nieco gorszy efekt ekonomiczny daje stosowanie pęczków korytarzowych, dla których podziałka wzdłużna powinna co prawda być możliwie mała, jednak nie mniejsza niż $\sigma_2 = 1,5$ - rys. 2,3.
9. Należy stosować wymienniki z rur o możliwie małych średnicach. Również średnice rur wieszakowych powinny być jak najmniejsze. Obie te zasady prowadzą do zmniejszenia zarówno kosztów przekazywania ciepła, jak i objętości wymienników.

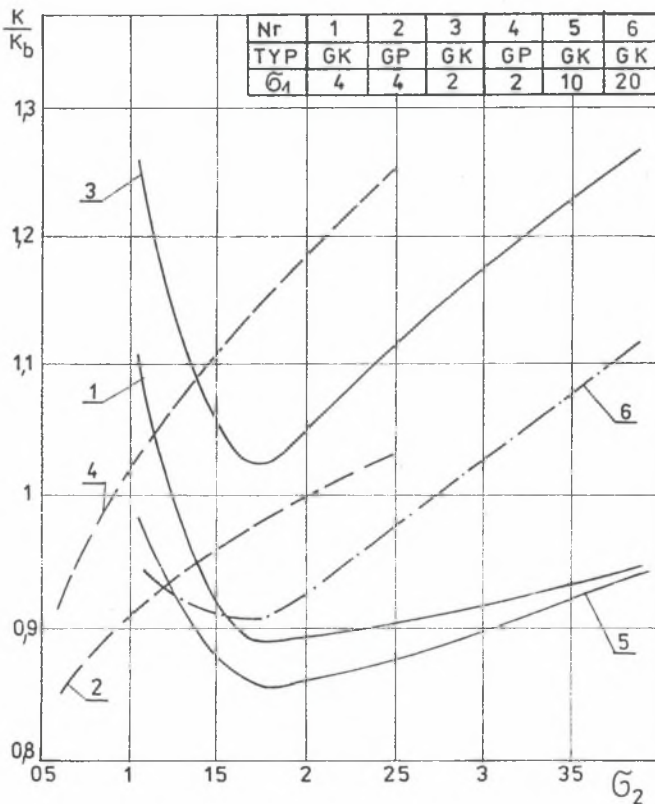
5. ZALECENIA DLA DOBORU PĘCZKÓW WYSOKOTEMPERATUROWYCH - $t_{sp}^{sr} \geq 800^\circ\text{C}$

W wyniku przeprowadzonych obliczeń uzyskano wyniki przedstawione w formie graficznej na wykresach rys. 14 - 20. Wynikające stąd wnioski podano poniżej.

1. W przypadku pęczków wysokotemperaturowych nie należy stosować układów ożebrowanych, dla których istnieje znaczne ryzyko przekroczenia temperatur dopuszczalnych dla żeber, zaś efektywność wymiany ciepła ustępuje, ze względu na zmniejszenie średniej drogi promieni, pęczkom z rur gładkich. Dla przykładu, zastosowanie rur ożebrowanych poprzecznie z żebrami o wysokości 0,5 D i podziałce żeber $s_2 = D$ zmniejsza średnią drogę promieni

około czterokrotnie, co znacznie obniża wartość radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła od spalin.

2. Zmiana wzajemnych relacji kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych wpływa na względne roczne koszty przekazywania ciepła, których poziom dla różnych postaci geometrycznych pęczków zmienia się ze zmianą stosunków cenowych. W przypadku niskich kosztów energii różnice pomiędzy kosztami różnego rodzaju pęczków stają się zupełnie nieistotne - rys. 17, w związku z czym dla doboru postaci pęczka ważniejsze stają się inne kryteria, np. objętość wymiennika lub wrażliwość danego układu na zanieczyszczenie popiołem.

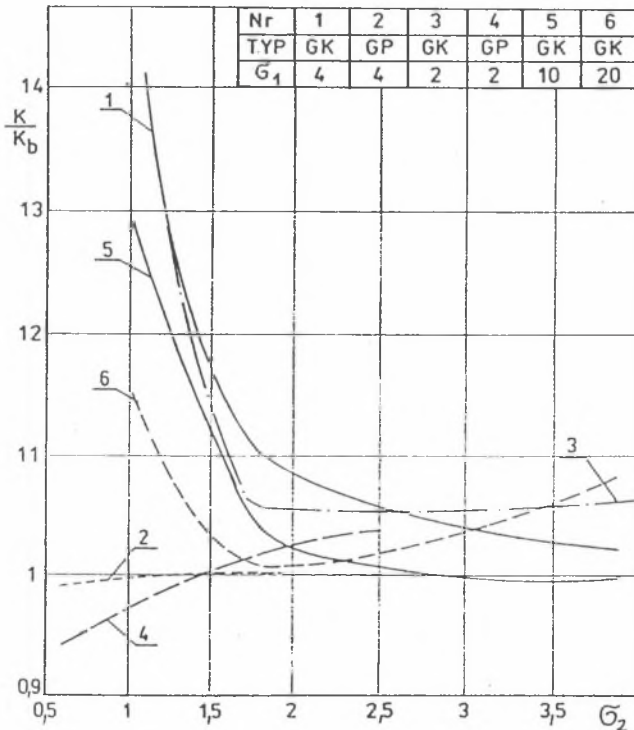


Rys.14. Wpływ podziałki wzdłużnej na względne koszty przekazywania ciepła w pęczkach wysokotemperaturowych: wariant wysokich kosztów energii

Fig.14. Influence of the spacing parallel to the flow direction on the relative heat transfer costs by high temperature tube banks - high operation costs

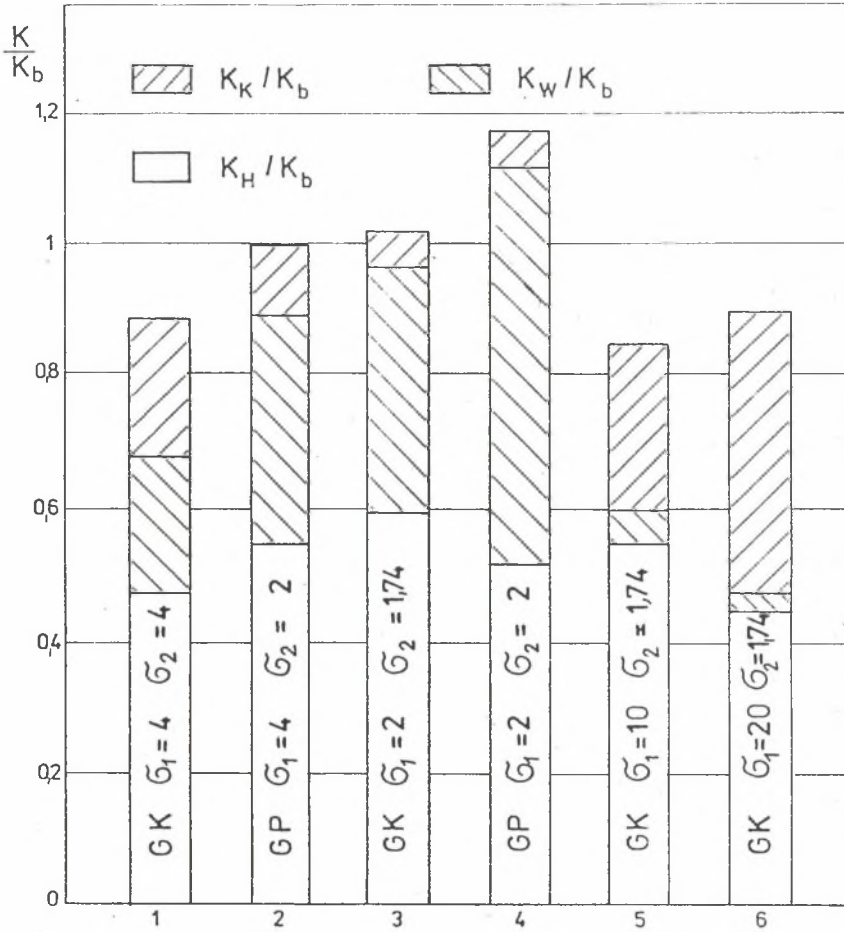
Gdy względne ceny energii są wysokie, najniższy koszt przekazywania ciepła zapewniają układy korytarzowe o podziałkach poprzecznych większych lub równych $\sigma_1 = 4$ - rys. 16.

3. W przypadku zapylnych spalin zaleca się stosować układy grodziowe, mało wrażliwe na zablokowanie przepływu przez zestalone osady. Wadą pęczków grodziowych są duże rozmiary. Optymalne podziałki rur w układach grodziowych dla nowo budowanych kotłów: $\sigma_1 = 10 - 20$ oraz $\sigma_2 = 1,5 - 2,5$. Przewidując spalanie paliw o szczególnej skłonności do żużlowania należy rozpatrzyć możliwość zastosowania grodzi membranowych o niewielkiej wysokości żeber. Układy takie mają zdolność do samooczyszczania z zestalonych osadów w momencie uruchamiania i wyłączania kotła z ruchu. Jest to spowodowane zjawiskami dylatacyjnymi w monolitycznej grodzi.



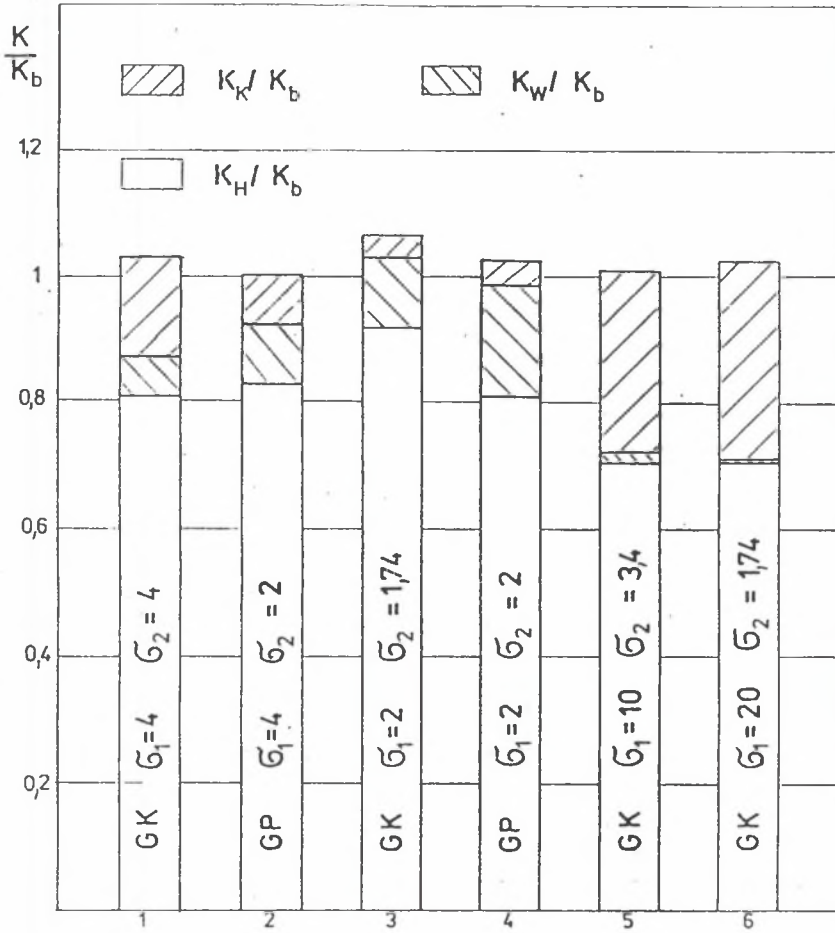
Rys. 15. Wpływ podziałki wzdłużnej na względne koszty przekazywania ciepła w pęczkach wysokotemperaturowych: wariant niskich kosztów energii

Fig. 15. Influence of the spacing parallel to the flow direction on the relative heat transfer costs by high temperature tube banks - low operation costs



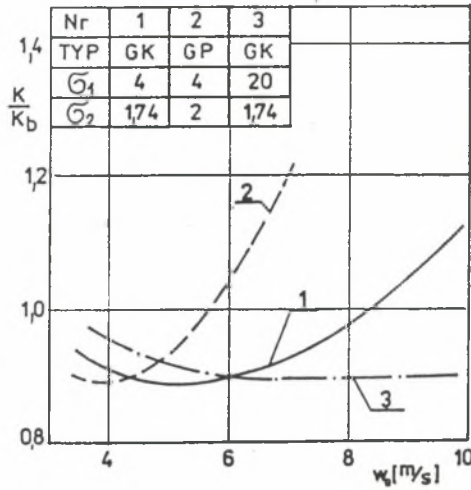
Rys.16. Porównanie składowych względnych kosztów przekazywania ciepła w wymiennikach wysokotemperaturowych: wariant wysokich kosztów energii

Fig.16. Comparison of the relative heat transfer costs by high temperature tube banks - high operation costs



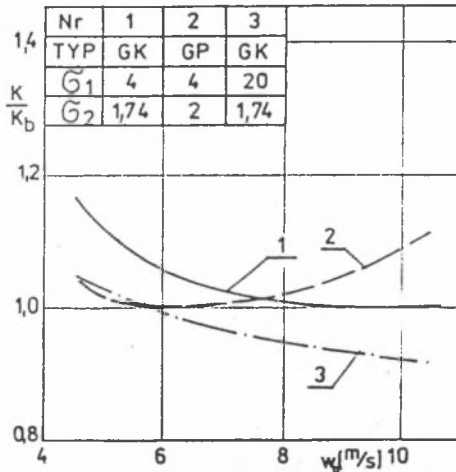
Rys.17. Porównanie składowych względnych kosztów przekazywania ciepła w wymiennikach wysokotemperaturowych: wariant niskich kosztów energii

Fig.17. Comparison of relative heat transfer costs by high temperature tube banks - low operation costs



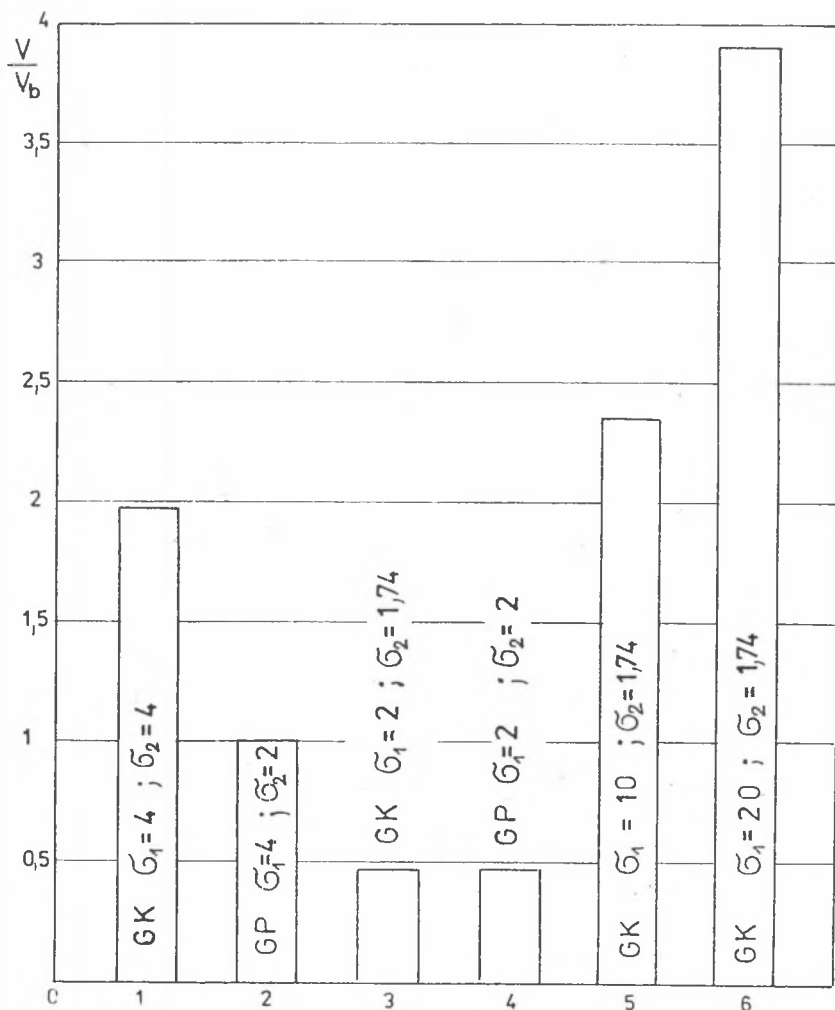
Rys.18. Wpływ prędkości spalin w_0 na względne koszty przekazywania ciepła w pęczkach wysokotemperaturowych: wariant wysokich kosztów energii

Fig.18. Influence of the flue gas velocity in empty channel - w_0 on the relative heat transfer costs by high temperature tube banks - high operation costs



Rys.19. Wpływ prędkości spalin w_0 na względne koszty przekazywania ciepła w pęczkach wysokotemperaturowych: wariant niskich kosztów energii

Fig.19. Influence of the flue gas velocity in empty channel - w_0 on the relative heat transfer costs by high temperature tube banks - low operation costs



Rys.20. Porównanie względnych objętości pęczków wysokotemperaturowych
 Fig.20. Comparison of relative volumes for high temperature tube banks

4. W istniejącym kanale (modernizacja) najkorzystniej jest stosować pęczki korytarzowe o podziałkach poprzecznych rur $\sigma_1 = 4 - 20$, pod warunkiem, że rozmiary kanału są wystarczające. Układy tego rodzaju charakteryzują się najniższymi kosztami powierzchni ogrzewanej i przetłaczania spalin. Kiedy rozmiary kanału stanowią ograniczenie rozbudowy powierzchni ogrzewanej, należy stosować układy przestawne o możliwie małych podziałkach - rys. 20.

5. W pęczkach grodziowych należy dobrać prędkości spalin możliwie wysokie i ograniczone jedynie przez erozję popiołową - rys. 18 - 19.
6. W pozostałych, innych niż grodziowe, układach, jeżeli powierzchnie rur nie ulegają w czasie eksploatacji zanieczyszczeniu popiołem (np. w kotłach gazowych), optymalne prędkości spalin zależą od wzajemnych relacji kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych. W przypadku wysokich względnych kosztów energii prędkości spalin w pustym kanale w_0 nie powinny przekraczać 5 - 6 m/s - rys. 18. Jeśli natomiast względne koszty energii są niskie, należy przyjmować prędkości $w_0 = 8 - 12$ m/s - rys. 19. Jeżeli spaliny omywające pęczek są zapyłone, należy, zgodnie z analizą podaną w pracy [11], stosować możliwie najwyższe, ograniczone jedynie przez erozję popiołową, prędkości spalin. Następuje wówczas zmniejszenie się osadów popiołu a tym samym istotne podwyższenie stopnia efektywności cieplnej Ψ , będącego stosunkiem współczynników przenikania ciepła w stanie zanieczyszczonym i czystym.
7. Z wyjątkiem specjalnych przypadków, jak np. odparowników, w których zachodzi konieczność zapewnienia prawidłowej cyrkulacji, co narzuca ograniczenie dopuszczalnych oporów przepływu, należy stosować możliwie małe średnice rur. Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że różnice w kosztach dla średnic 31,8 mm, 38 mm i 51 mm wynoszą ok. 15% na korzyść rur o mniejszej średnicy. Korzyści z zastosowania mniejszej średnicy rur powiększa fakt, że skłonność do powstawania osadów popiołu na rurach rośnie ze wzrostem średnicy rur.

LITERATURA

- [1] Pronobis M., Zygmanski W.: Optymalizacja prędkości przepływu spalin w kotłowych konwekcyjnych wymiennikach ciepła. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Energetyka z. 66, Gliwice 1979.
- [2] Baran M., Pronobis M., Walewski A., Zygmanski W.: Metoda doboru optymalnych parametrów regeneracyjnych podgrzewaczy powietrza. Gospodarka Paliwami i Energią nr 1/1979.
- [3] Skiepmo T.: Konstruowanie optymalnych powierzchni grzewczych elementów konwekcyjnej części kotła. Archiwum Energetyki nr 3, 1979.
- [4] Zmaczinskij A.W.: Opredielenije najwygodnejších skorostej gazow w ekonomajzerach membrannogo tipa. Elektriceskije Stancii nr 1, 1973.

- [5] Świrski J.: Wytyczne projektowania kanałów spalinowych i powierzchni ogrzewalnych kotłów dla ochrony rur przed erozją popiołową. Opracowanie Instytutu Energetyki nr 10942, Warszawa 1974.
- [6] Świrski J.: Badania erozji popiołowej i ocena zużycia rur kotłowych wskutek jej działania. Prace Instytutu Energetyki Zeszyt 1, Warszawa 1975.
- [7] Bojarski W.: Podstawy metodyczne oceny efektywności w systemach energetycznych. Wrocław, Warszawa, Kraków, Gdańsk, Wyd. Pan. 1979.
- [8] Szargut J.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna w energetyce przemysłowej. WNT, Warszawa 1983.
- [9] Strompreisvergleich. BWK Bd. 40 (1988) nr 9.
- [10] Lang G.: Strompreise im internationalen Vergleich. Energie, Jahrg.39, nr 4 (1987)
- [11] Pronobis M.: Wymiana ciepła w zanieczyszczonych powierzchniach konwekcyjnych kotłów. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej s. Energetyka z. 115, Gliwice 1992.

Recenzent: Dr hab.inż Prof. Pol. Śl. Joachim Kozioł

Wpłynęło do Redakcji 10.12.91

Abstract

The optimization of convection surfaces in boilers is presented. As the objective function of the optimization has been taken the annual heat transfer cost:

$$K = K_H + K_K + K_{NW} + K_{NP}$$

where

K_H - annual ratio of heat exchanger investment cost

K_K - annual ratio of flue gas channel investment cost

K_{NH} - annual cost of the flue gas transportation in the tube bank

K_{NP} - annual cost of heated medium transportation

It was taken into account the volume of the tube bank as well as the limitations typical for boiler heat exchangers.

The usability of 9 types of plain tube and finned surfaces has been analysed, assuming that compared exchangers transfer the same amount of heat at the same temperature range.

The optimization relates to: exchanger type, tube spacings parallel and normal to the flow direction, outer tube diameter, height of the fins and flue gas velocity in empty channel.

The calculations were carried out for high and low temperature tube banks, assuming the level of the costs for Europe countries in the year 1988.

The optimization results, presented in form of diagrams, prove that the correctness of tube bank desing results in a considerable reduction of heat transfer costs as well as in increasing of overall boiler efficiency.