

Jan CZEPELAK  
Marek PRONOBIS

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych  
Politechnika Śląska

OBLICZENIA AERODYNAMICZNE KOTŁOWYCH PĘCZKÓW  
KONWEKCYJNYCH Z RUR OZĘBROWANYCH<sup>x)</sup>

**Streszczenie.** Wykonano porównawcze zestawienie dostępnych w literaturze korelacji opisujących liczbę oporu w poprzecznie omywanych pęczkach rur z ożebrowaniem wzdłużnym i poprzecznym. Stwierdzono znaczne rozbieżności pomiędzy wynikami uzyskanymi dla tych samych przypadków przez różnych autorów. Na podstawie analizy statystycznej opracowano uśrednione zależności do obliczenia liczby oporu w tego typu pęczkach.

## 1. WSTĘP

Prawidłowe obliczenie spadku ciśnienia czynnika omywającego pęczki wymienników ciepła ma zasadnicze znaczenie dla właściwego doboru wentylatorów. Problem ten jest również ważny w zagadnieniach optymalizacyjnych, gdzie istotne jest możliwie dokładne określenie zużycia energii na przetłaczanie czynników przez wymiennik. Dla pęczków z rur ożebrowanych znajdujących w technice coraz szersze zastosowanie istnieje w literaturze wiele empirycznych wzorów o postaci:

$$\xi = f(\text{Re}, x_1, x_2, \dots) \quad (1)$$

gdzie:

$x_1$  - parametry określające geometrię układu rur w pęczku oraz geometrię ożebrowania.

Dysponując liczbą oporu, wyznaczyć można spadek ciśnienia czynnika omywającego pęczek jako:

$$\Delta p = \frac{\xi w^2}{2} \quad (2)$$

<sup>x)</sup> Praca wykonana w ramach CPBP nr O2.18, kierunek 2, zad. 2.3.5.2.

W przypadku zmiany temperatury czynnika zmienia się również  $\rho$  i  $w$ , co ma wpływ na spadek ciśnienia:

$$\Delta p_t = \rho_2 w_2^2 - \rho_1 w_1^2 \quad (3)$$

gdzie indeks 1 odpowiada początkowemu, zaś 2 końcowemu przekrojowi pęczka. Ze wzoru (3) wyznaczyć można dodatkową liczbę oporu  $\xi_t$  jako:

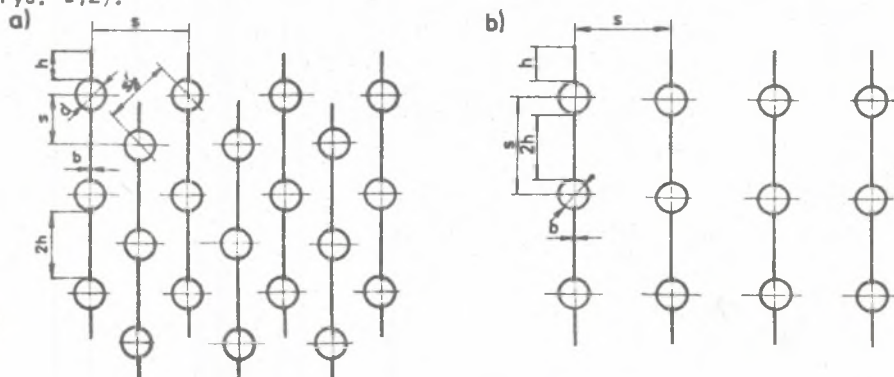
$$\xi_t = \pm 2 [(t_{sp2} - t_{sp1}) / (t_{sp} + 273)] \quad (4)$$

Znak "plus" odpowiada podgrzewaniu, zaś "minus" chłodzeniu czynnika. Wzory do obliczania liczby oporu, które spotkać można w literaturze, różnią się znacznie między sobą i opisując ten sam przypadek dają wyniki różniące się o ponad 100%. Uniemożliwia to zarówno prawidłowe dobranie wentylatorów, jak i prowadzenie obliczeń porównawczych spadku ciśnienia.

Celem niniejszej pracy jest porównanie dostępnych w literaturze zależności opisujących liczbę oporu w poprzecznie omywanych pęczkach rur ożebrowanych oraz wyznaczenie nowych korelacji, lepiej nadających się do wykorzystania przy projektowaniu takich wymienników. Podobne zagadnienie dla pęczków z rur gładkich przedstawiono w pracy [1].

## 2. KORELACJE OPISUJĄCE OPORY PRZEPŁYWU PRZEZ PĘCZKI Z RUR OŻEBROWANYCH WZDŁUŻNIE

W literaturze brak jest szerszych badań liczby oporu, co uniemożliwia przeprowadzenie analizy porównawczej korelacji. Poniżej zestawiono więc jedynie dostępne wzory dla układów z rur membranowych i opłétwowanych (rys. 1,2).

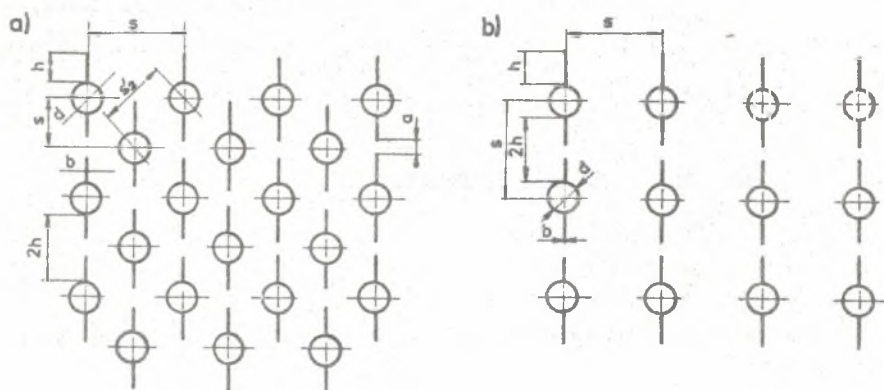


Rys. 1. Schemat pęczka membranowego:

a) układ przestawny, b) układ korytarzowy

Fig. 1. Diagram of the membrane bank of tubes:

a) staggered system, b) in - line system



Rys. 2. Schemat pęczka opłętowanego:  
a) układ przestawny, b) układ korytarzowy

Fig. 2. Diagram of the finned band of tubes:  
a) staggered system, b) in - line system

### 2.1. Korytarzowe pęczki membranowe

Według [2]:

$$\xi = 0,2 (G_1 - 1)^{-0,65} (G_2 - 1)^{0,42} z_2 \quad (5)$$

Korelacja ważna jest w zakresie liczb Reynolda od 2500 do 25000, przy podziałkach  $G_1 = 1,5 - 4,2$  i  $G_2 = 1,4 - 3,2$ . Względna grubość membran  $b/d = 0,1 - 0,2$ .

### 2.2. Przestawne pęczki membranowe

Według [3]:

$$\xi = 3,6 (z_2 + 1) Re^{-0,27} \quad (6)$$

dla  $\psi = 0,6 - 1,6$  i  $G_1 = 2,13 - 3,55$

oraz

$$\xi = (0,6 + 1,8\psi)(z_2 + 1) Re^{-0,27} \quad (7)$$

dla  $\psi = 1,6 - 2,2$  i  $G_1 \leq 3$ .

Dla  $\psi = 1,6 - 2,2$  i  $G_1 > 3$  zaleca się obliczać liczbę oporu jako

$$\xi = 1,1 \xi_g \quad (8)$$

gdzie:

$\xi_g$  - liczba oporu pęczka rur gładkich o tych samych podziałkach.

Występującą w powyższych wzorach wartość  $\psi$  obliczać należy z zależności:

$$\psi = (\zeta_1 - 1) / (\zeta_2 - 1) \quad (9)$$

### 2.3. Korytarzowe pęczki opłétwowane

Według [4]:

$$\xi = 0,93 \operatorname{Re}^{-0,14} \quad (10)$$

Korelacja została zbadana dla  $\operatorname{Re} = (3 - 20) 10^3$ ,  $\zeta_1 = 2 - 2,6$  oraz  $\zeta_2 = 3,05$ .

### 2.4. Przesławne pęczki opłétwowane

Według [5,6]:

$$\xi = 1,2 \xi_g \quad (11)$$

W przypadku gdy  $a < 5b$  (rys. 2), należy uwzględnić zmniejszenie swobodnego przekroju między rurami przez płétwę:

$$F_{\text{swob}} = F_{\text{kanału}} - z_1 l (d + b') \quad (12)$$

gdzie  $b' = x b$

przy czym dla  $a/b = 2 \div 5$

$$x = \frac{5 - a/b}{3}$$

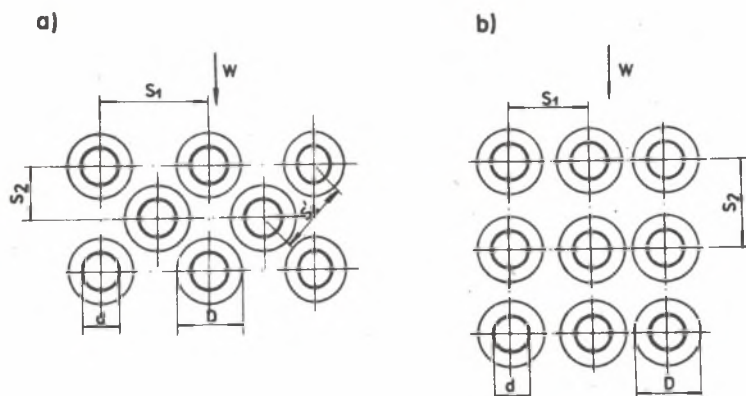
zaś dla  $a/b \leq 2$   $x=1$ .

Zakresu ważności ( $\operatorname{Re}$ ,  $\zeta_1$ ,  $\zeta_2$ ) takiego sposobu obliczania w wymienionych pracach nie podano.

## 3. KORELACJE OPISUJĄCE OPORY PRZEPŁYWU W PĘCZKACH RUR OZĘBROWANYCH POPRZECZNIE

Spośród wymienników z ożebrowaniem poprzecznym większość stanowią układy z żebrami okrągłymi, tarczowymi lub spiralnymi, dla których spotkać można w literaturze wiele danych na temat oporów przepływu. Pozostałe przypadki spotykane są znacznie rzadziej, zaś do obliczenia oporów przepływu zaleca się na ogół stosować te same wzory, jak w przypadku ożebro-

wania okrągłego [9]. Zarówno podane dalej zestawienie danych literaturowych, jak i analizę statyczną przeprowadzono więc w dalszej części pracy dla układów z ożebrowaniem okrągłym (rys. 3).



Rys. 3. Schemat pęczka z ożebrowaniem poprzecznym:

a) układ przestawny, b) układ korytarzowy

Fig. 3. Diagram of the bank of tubes with transverse fins:

a) staggered system, b) in - line system

### 3.1. Układy przestawne

Według [7]:

$$\xi = 6,4 \varepsilon^{0,5} \zeta_1^{-0,55} \zeta_2^{-0,5} Re^{-0,25} z_2 \quad (13)$$

Zakres ważności wzoru:  $Re = 10^3 - 10^5$ ,  $\varepsilon = 1,9 - 16$ ,  $\zeta_1 = 1,6 - 4,13$   
 $\zeta_2 = 1,2 - 2,35$ .

Według [8]:

$$\xi = 13,1(1-s/d)^{1,8} (1-h/d)^{-1,4} \zeta_1^{-0,55} \zeta_2^{-0,5} Re^{-0,25} z_2 \quad (14)$$

Wzór jest ważny dla  $Re = 10^4 - 10^5$ ,  $s/d = 0,12 - 0,28$ ;  $h/d = 0,12 - 0,59$ ;  
 $\zeta_1 = 2,17 - 4,13$  i  $\zeta_2 = 1,27 - 2,14$ .

W pracach [5,6] zaleca się korelację:

$$\xi = 5,4 (1/d_e)^{0,3} Re_1^{-0,25} z_2 \quad (15)$$

dla  $Re_1 = (2 - 180)10^3$  oraz  $1/d_e = 0,15 - 6,5$ .

Średnicę ekwiwalentną  $d_e$  wyznaczać należy z zależności:

$$d_e = \frac{2[s(s_1 - d) - 2bh]}{2h + s} \quad (16)$$

zaś wymiar charakterystyczny  $l$  jako:

$$l = \frac{H_r}{H} d + \frac{H_z}{H} \sqrt{0,785 (D^2 - d^2)} \quad (17)$$

Według [9]:

$$\xi = 2,7 (h/d)^{0,45} \left(\frac{s-b}{d}\right)^{-0,72} Re^{-0,24} \quad (18)$$

gdzie:  $Re = 10^4 - 6 \cdot 10^4$ ,  $G_1 = G_2 = 2$ ,  $h/d = 0,167 - 0,5$ ;  $(s-b)/d = 0,15 - 0,23$   $b/d = 0,035 - 0,08$ .

W wyniku przeprowadzonych badań w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej [10] uzyskano następujące zależności:

$$\xi = 34,3 G_1^{-0,606} G_2^{-0,273} Re^{-0,26} \quad (19)$$

Badano pęczek o danych:  $\xi = 10,5$ ;  $s = 5$  mm,  $h = 15$  mm,  $d = 27$  mm.

$$\xi = 110 G_1^{-0,813} G_2^{-0,273} Re^{-0,336} \quad (20)$$

Dane pęczka:  $\xi = 17,8$ ;  $s = 2,8$  mm,  $h = 15$  mm,  $d = 27$  mm.

$$\xi = 137,2 G_1^{-1,174} G_2^{-0,297} Re^{-0,302} z_2 \quad (21)$$

Dane pęczka:  $\xi = 12,5$ ;  $s = 2,8$  mm,  $h = 10,5$  mm,  $d = 17$  mm.

Wzory powyższe można stosować dla  $Re = 1000 - 20000$ ,  $G_1 = 2,1 - 4,21$  i  $G_2 = 2,1 - 4,44$ .

### 3.2. Układy korytarzowe

W pracy [7] podano zależność:

$$\xi = 0,136 \xi^{0,5} \left(\frac{s_1 - d}{s_2 - d}\right)^{-0,4} z_2 \quad (22)$$

ważną dla  $Re = 10^3 - 10^5$ ,  $\xi = 1,9 - 16,3$  oraz  $G_1 = 2,38 - 3,13$  i  $G_2 = 1,2 - 2,35$ .

Według [5,6]:

$$\xi = 0,52 (1/d_e)^{0,3} \left( \frac{s_1 - d}{s_2 - d} \right)^{-0,68} Re_1^{-0,08} z_2 \quad (23)$$

Zakres stosowalności:  $Re_1 = (4,3 - 160) 10^3$ ,  $1/d_e = 0,9 - 11$ ,  
 $(s_1 - d)/(s_2 - d) = 0,5 - 2$ .

Z badań [10] wyznaczono korelacje:

$$\xi = 3,1 G_1^{-1,4} G_2^{1,11} Re^{-0,137} z_2 \quad (24)$$

dla pęczka o danych:  $s = 5$  mm,  $h = 15$  mm,  $d = 27$  mm,  $\epsilon = 10,5$ .

$$\xi = 6,58 G_1^{-1,756} G_2^{0,69} Re^{-0,087} z_2 \quad (25)$$

dla pęczka o danych:  $s = 2,8$  mm,  $h = 15$  mm,  $d = 27$  mm,  $\epsilon = 17,8$ .

$$\xi = 139 G_1^{-2,63} G_2^{-0,58} Re^{-0,286} z_2 \quad (26)$$

dla pęczka o danych:  $s = 2,8$  mm,  $h = 10,5$  mm,  $d = 17$  mm,  $\epsilon = 12,5$ .

### 3.3. Korelacje uśrednione

Dla każdego rozpatrywanego układu obliczano wartości liczby oporu z podanych wyżej korelacji uzyskując szereg zależności typu:

$$\xi_1 = f (Re_1, z_2, x_{11}, x_{21} \dots) \quad (27)$$

Ponieważ korelacje traktowano jako równoprawne, obliczano jednakową liczbę wartości  $\xi_1$  dla każdej z nich. Następnie wyznaczano funkcje o postaci:

$$\xi = A G_1^x G_2^y \epsilon^z Re^w z_2 \quad (28)$$

w sposób analogiczny jak przy opracowywaniu wyników pomiarów [11].

Dla każdej uzyskanej korelacji podano liczbę wykorzystanych punktów, wartości współczynnika korelacji  $R$  i testu Fishera  $F$ .

#### 3.3.1. Układ przestawny

$$\xi = 4,19 G_1^{-0,45} G_2^{0,178} \epsilon^{0,528} Re^{-0,255} z_2 \quad (29)$$

$R = 0,878$

$F = 220$ , wykorzystano 252 punkty.

Zakres ważności korelacji:  $Re = 2000 - 30000$ ,  $G_1 = 1,6 - 4,2$   $G_2 = 1,2 - 4$   
i  $\xi = 2 - 17$ .

### 3.3.2. Układ korytarzowy

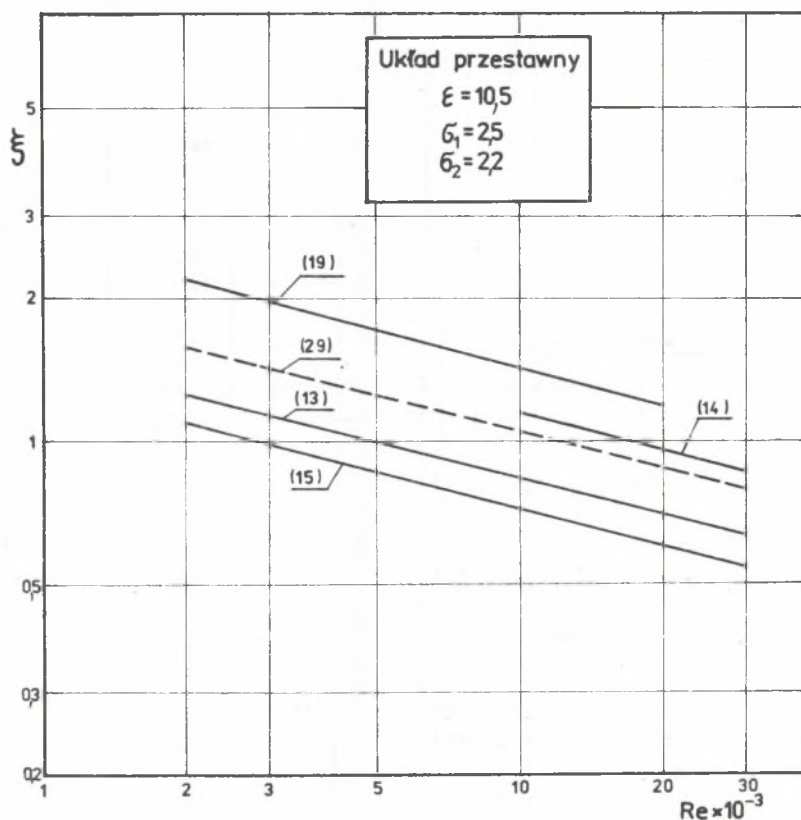
$$\xi = 0,436 G_1^{-1,485} G_2^{1,272} \xi^{0,581} Re^{-0,1023} z_2 \quad (30)$$

$R = 0,863$

$F = 174$ , wykorzystano 243 punkty.

Zakres ważności wzoru:  $Re = 200 - 30000$ ,  $G_1 = 2,1 - 4$   $G_2 = 1,2 - 4$   
i  $\xi = 2 - 17$ .

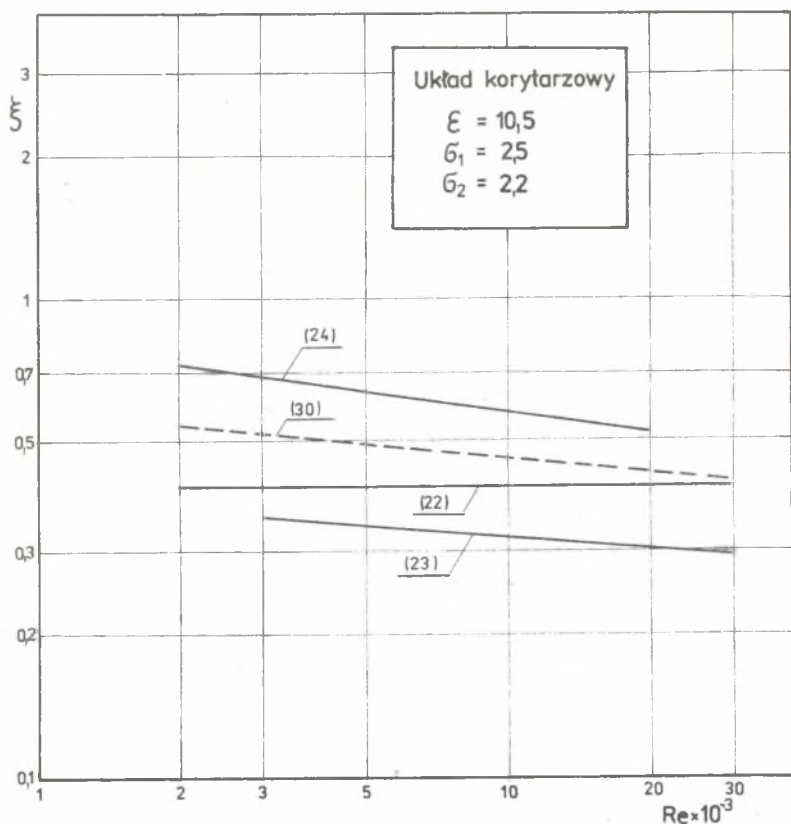
Przebieg zmienności  $\xi = f(Re)$  dla wybranych przypadków (przeliczone dla dla jednego rzędu,  $z_2 = 1$ ) przedstawiono na rys. 4 i 5.



Rys. 4. Porównanie przebiegu zależności  $\xi = f(Re)$  dla różnych korelacji - układ przestawny

Fig. 4. Comparison of the function  $\xi = f(Re)$  for different correlations; staggered system





Rys. 5. Porównanie przebiegu zależności  $\xi = f(Re)$  dla różnych korelacji - układ korytarzowy

Fig. 5. Comparison of the function  $\xi = f(Re)$  for different correlations; in-line system

Z analizy wartości  $R$  i  $F$  wynika, że prawdopodobieństwo błędności korelacji (29) i (30) jest mniejsze od 1% [11].

Z wykresów zamieszczonych na rys. 3 i 4 wynika, że spotykane w literaturze korelacje dają rezultaty różniące się o ponad 100%. Nowe zależności powstałe w wyniku statystycznego uśrednienia wyników pomiarów przeprowadzonych przez różnych autorów pozwalają na obliczenie liczby oporu przy zewnętrznym omywaniu pęczków rur poorzecznie ożebrowanych z większą niż dotychczas dokładnością.

## OZNACZENIA

- $d$  - grubość żebra, m,  
 $d$  - średnica zewnętrzna rury, m,  
 $r$  - średnica żebra, m,  
 $d_e$  - średnica ekwiwalentna, m,  
 $F$  - wartość testu Fishera,  
 $F_r$  - powierzchnia całkowita rury ożebrowanej,  $m^2$ ,  
 $F_z$  - powierzchnia nieożebrowana rury ożebrowanej,  $m^2$ ,  
 $H_z$  - powierzchnia żebra,  $m^2$ ,  
 $h$  - wysokość żebra, m,  
 $l$  - wymiar charakterystyczny, m,  
 $R$  - współczynnik korelacji,  
 $Re=wd/\nu$  - liczba Reynoldsa,  
 $Re_1=wl/\nu$  - liczba Reynoldsa odniesiona do wymiaru  $l$ ,  
 $s$  - odziałka zeber, m,  
 $s_1$  - odziałka poprzeczna pęczka, m,  
 $s_2$  - odziałka wzdłużna pęczka, m,  
 $w$  - prędkość czynnika omywającego w największym przekroju pęczka, m/s,  
 $z_2$  - liczba rzędów rur,  
 $G$  - stopień ożebrowania - stosunek powierzchni rury ożebrowanej do powierzchni rury gładkiej o tej samej średnicy i długości,  
 $G$  - liczba oporu,  
 $G_1=s_1/d$  - względna odziałka poprzeczna,  
 $G_2=s_2/d$  - względna odziałka wzdłużna,  
 $\rho$  - gęstość czynnika omywającego,  $kg/m^3$ ,  
 Wielkość  $G$ , w wyznaczać należy dla średniej temperatury czynnika omywającego w obrębie pęczka.

## LITERATURA

- [1] Pronobis M.: Druckverlust bei querangeströmten Glatrohrbündeln. VDI Forschung im Ingenieurwesen - w druku.
- [2] Łokszin W.A., Lisejkin I.D., Aronow E.I.: Issledowanije i rasczot tepłootdacz i aerodinamiczeskich soprotiwlenij membrannych koridornych puczokow trub. Tepłoeniergetika 1975, 11.
- [3] Łokszin W.A., Lisejkin I.D.: Issledowanije i rasczot aerodinamiki membrannych konwiektiwnych powierzchnostiej nagriewa. Tepłoeniergetika 1971, 3.
- [4] Baran M., Pronobis M.: Konvektiver Wärmeübergang und Druckverlust bei querangeströmten Flossenrohrbündeln. Wärme - und Stoffübertragung 1984, 18.
- [5] Idelczik I.E.: Sprawocznik po gidrawliczeskim soprotiwlenijem. Maszynostrojenije, Moskwa 1975.

- [6] Aerodinamiczeskij rasczot kotielnych ustanowok - normatiwnyj mietod. Energia, Leningrad 1977.
- [7] Žukauskas A.A.: Konwiektiwnyj pierienos w tieploobmiennikach. Nauka, Moskwa 1982.
- [8] Stasjulavicius J., Skrinska A.: Tepłootdaczę popierieczno obtieka-jemych puczokw riebristych trub. Tepłotechnika nr 6, Mintis, Wilnjus 1974.
- [9] Pietrowski J.W., Fastowski W.G.: Współczesne wysokosprawne wymienniki ciepła. WNT, Warszawa 1964.
- [10] Walewski A.W., Czepelak J., Pękala S., Wojnar W.: Badania doświadczalne oporów przepływu układów pęczkowych bimetalowych rur ozebrowanych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śl., Energetyka 104.
- [11] Volk W.: Statystyka stosowana dla inżynierów. WNT, Warszawa 1965.

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ КОТЛОВЫХ КОНВЕКЦИОННЫХ  
ПУЧКОВ ИЗ УКРЕПЛЕННЫХ РЕБРАМИ ТРУБ

Резюме

В работе произведено сравнение доступных в литературе корреляций, описывающих число сопротивления в поперечно омываемых пучках труб с ребристым аксиальным и поперечным укреплениями. Показаны значительные расхождения между результатами для одинаковых случаев разными авторами! На основе статистического анализа получены усредненные зависимости для расчета числа сопротивления для этого типа пучков.

PRESSURE DROP CALCULATIONS FOR BOILER  
FINNED TUBE BANKS

Summary

A comparison of the correlations describing aerodynamic drag in the laterally flown round tube banks with longitudinal and transverse fins has been carried out. Considerable discrepancies between the results obtained by various authors for the same cases have found. On the basis of statistical analysis, some averaged correlations for calculating aerodynamic drag in the tube banks of that type have been worked out.