Seria: ENERGETYKA z. 118

Krzysztof JESIONEK Instytut Techniki Cieplnej i Mechaniki Płynów, Politechnika Wrocławska

# METODA OBLICZANIA STRAT PRZEPŁYWU W DYFUZORZE PIERŚCIENIOWYM WENTYLATORA OSIOWEGO

Streszczenie. Przedstawiono metodę obliczeń warstwy przyściennej w przepływie przez dyfuzor pierścieniowy wentylatora osiowego, zapewniającą wysoką zbieżność wyników teoretycznych z rezultatami badań doświadczalnych. Podano równanie ogólne oraz na jego podstawie odpowiednie wyrażenie szczegółowe dla poddźwiękowych dyfuzorów pierścieniowych. Zaproponowano kryterium oderwania, za pomocą którego określić można zakres stosowalności przedłożonej metody. Podano niektóre rezultaty obliczeń oraz ich porównanie z wynikami badań eksperymentalnych.

### A METHOD OF CALCULATING OF THE FLOW LOSSES IN THE ANNULAR DIFFUSERS OF AN AXIAL-FLOW FAN

**Summary**. A method of calculation of diffuser flow boundary layer has been presented that ensures a high concurrence of theoretical results with experimental investigation findings. A general equation was gave, and on its basis – adequate detailed expression for the annular diffusers. For unstalled diffusers, the experimental correction coefficients.

### EINE METHODE ZUR BERECHNUNG DES STRÖMUNGSVERLUSTS IM RINDIFUSSOR DES AXIALVENTILATORS

Zusammenfassung. Eine Methode zur Grenzschichtberechnung bei der Strömung durch den Ringdiffusor des Axialventilators ist dargestellt worden. Die Methode erlaubt hohe Übereinstimmung zwischen den theoretischen und meßtechnischen Ergebnissen zu erreichen. Allgemeine Gleichung und auf deren Basis ausgeführte entsprechende Einzelgleichung für Ringdiffusoren mit Unterschallströmung wurden gegeben. Ein Kriterium für das Abreißen wurde vorgeschlagen, was den Gültigkeitsbereich der Methode zu bestimmen erlaubt. Die Berechnungsresultate und deren Vergleich mit den Messungen wurden gezeigt.

### 1. WSTEP

Ważnym elementem większości maszyn i dynamicznych systemów przepływowych jest dyfuzor. W elemencie tym strumień rozszerza się i energia kinetyczna płynu napływającego z dużą prędkością ulega w pewnym stopniu konwersji w energię potencjalną. Najważniejszym celem dyfuzora jest więc zamiana możliwie największej części ciśnienia dynamicznego strumienia wlotowego na ciśnienie statyczne.

W wentylatorach osiowych zastosowanie dyfuzora pierścieniowego, umieszczonego za wirnikiem, powiększa przyrost entalpii statycznej tzw. stopnia kompletnego. Bardzo ważnym zagadnieniem jest takie zaprojektowanie tego kanału, aby wystąpiło w nim zjawisko oderwania warstwy przyściennej. Wtedy bowiem nie jest efektywnie wykorzystywana, pod względem przepływowym, przestrzeń dyfuzorowa. W wyniku oderwania spada znacznie odtworzenie ciśnienia statycznego. Ujemne oddziaływanie wspomnianego zjawiska dotyczy zarówno części maszyny przed dyfuzorem (zmniejsza się bowiem przyrost entalpii stopnia wentylatorowego), jak i bezpośrednio za nim (wprowadzenie niekorzystnych warunków przepływowych poprzez znaczne odkształcenia pól prędkości w dalszej części instalacji).

Sprecyzowanie optymalnych, dla danego zastosowania, parametrów geometrycznych dyfuzora jest bardzo trudne, ponieważ jego osiągi zależą od wielu zmiennych. Obecny poziom mechaniki płynów umożliwia teoretyczne określenie zachowania się dyfuzora tylko dla najprostszych przypadków.

Przewidywanie warunków przepływu w dyfuzorach jest nadal **nie rozwiązanym problemem** w mechanice płynów. Najważniejszym komplikującym zagadnieniem jest tutaj występowanie dodatnich wartości wzdłużnego gradientu ciśnienia statycznego. Dokładny wpływ tego gradientu na rozkłady prędkości nie daje się ująć metodami analizy matematycznej. Problem staje się coraz trudniejszy w miarę wzrostu złożoności konstrukcji kanału dyfuzorowego. Pojawia się bowiem wtedy coraz więcej bezwymiarowych parametrów geometrycznych, których odddziaływanie na warunki przepływu w dyfuzorze powinno być najpierw poznane, a następnie uwzględnione w procesie projektowania. O ile najprostszą konstrukcję dyfuzora stożkowego opisać można za pomocą 3 bezwymiarowych parametrów geometrycznych, to w przypadku dyfuzora pierścieniowego ich liczba rośnie już do sześciu.

## 2. STRATY CAŁKOWITE

Bilans energetyczny dla poddźwiękowego przepływu dyfuzorowego można w najprostszej postaci zapisać w sposób następujący [1 i 2]:

$$\zeta_{1-2} + \zeta_w + Cp_{1-2} = 1 \tag{1}$$

gdzie:

ζ1-2	_	współczynnik strat wewnętrznych na odcinku pomiędzy przekro-
		jami kontrolnymi: wlotowym – 1 i wylotowym – 2,
ζw	—	współczynnik straty wylotowej,

Cp<sub>1-2</sub> – współczynnik przyrostu ciśnienia statycznego pomiędzy wspomnianymi przekrojami.

Strata całkowita, która jest sumą strat wewnętrznych (tarcia i oderwania) i straty wylotowej, związana jest ze współczynnikiem:

$$\zeta_{\rm c} = \zeta_{1-2} + \zeta_{\rm w} , \qquad (2)$$

który może być także wyrażony za pomocą równania Ginievskiego [3]:

$$\zeta_{\rm c} = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)^2 \frac{1}{n^2 \left(1 - \overline{\Delta}_2^*\right)^2} \tag{3}$$

gdzie:

- ρ gęstość przepływającego czynnika,
- n stopień rozwarcia dyfuzora (stosunek pól przekrojów odpowiednio wylotowego  $A_2$  do wlotowego  $A_1$ ),
- względna powierzchnia przepływu odpowiadająca stracie wydatku.
   Z definicji, dla i-tego przekroju:

$$\overline{\Delta}_{i}^{*} = \frac{\Delta_{i}^{*}}{A_{i}} = \int_{0}^{1} \left( 1 - \frac{c_{i}}{c_{i}} \right) \frac{\mathrm{d}A}{A_{i}} , \qquad (4)$$

przy czym nowo wprowadzone wielkości to:

- $\Delta_i^*$  miara powierzchniowa straty wydatku,
- c<sub>i</sub> prędkość lokalna,
- ci prędkość czynnika w rdzeniu potencjalnym.

Dla niewielkich przyrostów ciśnienia spotykanych w dyfuzorze wentylatora osiowego zmiana gęstości może zostać pominięta. Ponieważ wtedy  $\rho_1 \approx \rho_2$ , więc:

$$\zeta_{\rm c} = \frac{1}{n^2 \left(1 - \overline{\Delta}_2^*\right)^2} \tag{5}$$

Przytoczone uproszczone zależności są ważne dla przypadku wyrównanego profilu prędkości w przekroju wlotowym.

## 3. RÓWNANIE OGÓLNE DLA PRZEPŁYWU DYFUZOROWEGO

Względną powierzchnię przepływu odpowiadającą stracie wydatku, potrzebną do określenia współczynnika strat całkowitych według zależności (5), można także wyznaczyć w sposób teoretyczny na podstawie np. ogólnej zależności dla turbulentnego przepływu w kanałach dyfuzorowych, wyprowadzonej w pracy [4]:

$$\overline{\Delta}_{2}^{*} = \frac{0,0288 \, HLn^{3} \, (1 - \overline{\Delta}_{2}^{*})^{3}}{Re_{\rm L}^{0.2} \, A_{2} \, \Pi_{2}^{-1}} \int_{0}^{1} \overline{\Pi}_{\rm i} \frac{(A_{1}/A_{\rm i})^{2,8} \, d\overline{x}}{(1 - \overline{\Delta}_{2}^{*} \, \overline{x}^{0,8})^{2,8} \, \overline{x}^{0,2}} \tag{6}$$

#### gdzie:

- L długość dyfuzora,
- x współrzędna analizowanego przekroju, rys. 1,
- $\overline{x}$  bezwymiarowa współrzędna,  $\overline{x} = x/L$ ,
- $\Pi$  obwód przekroju poprzecznego kanału,
- H parametr kształtu warstwy przyściennej, H =  $\delta^* / \delta^{**}$ ,
- $\delta^*$  miara liniowa straty wydatku,
- $\delta^{**}$  miara liniowa straty pędu,
- δ grubość warstwy przyściennej, rys. 1 i tamże
- α kąt rozwarcia dyfuzora.

Równanie (6) daje możliwość teoretycznego obliczenia wartości względnej powierzchni  $\overline{\Delta}_2^*$  w przekroju wylotowym dowolnego kanału dyfuzorowego pod warunkiem, że nie zachodzi w nim zjawisko oderwania warstwy przyściennej i zachowany jest jeszcze tzw. rdzeń potencjalny.

## 4. MODEL PRZEPŁYWU DLA DYFUZORA PIERŚCIENIOWEGO

Rozpatrując przypadek stosowanej często w maszynach osiowych klasy kanałów dyfuzorowych, jakimi są dyfuzory pierścieniowe, należy odpowiednio przekształcić zaproponowane równanie ogólne. W tym celu do zależności (6) podstawia się, mając na uwadze rysunek 1, następujące wyrażenia charakterystyczne:

$$\Pi_2 \frac{1}{A_2} = (\pi D_2 + \pi d_2) \frac{1}{\frac{\pi D_2^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4}} = \frac{4}{\dot{D}_2 - d_2}, \qquad (7)$$



Rys. 1. Geometria dyfuzora pierścieniowego

Fig. 1. Geometry of annular diffuser

$$n = \frac{A_2}{A_1} = \frac{\frac{\pi D_2^2}{4} - \frac{\pi d_2^2}{4}}{\frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{D_2^2 - d_2^2}{D_1^2 - d_1^2},$$
(8)

$$\overline{\Pi}_{i} = \frac{\Pi_{i}}{\Pi_{2}} = \frac{\pi D_{i} + \pi d_{i}}{\pi D_{2} + \pi d_{2}} = \frac{D_{i} + d_{i}}{D_{2} + d_{2}},$$
(9)

$$\frac{A_i}{A_1} = \frac{\frac{\pi D_i^2}{4} - \frac{\pi d_i^2}{4}}{\frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{D_i^2 - d_i^2}{D_1^2 - d_1^2} \,. \tag{10}$$

Teraz, wykorzystując proste zależności geometryczne, określić można odpowiednie wyrażenia opisujące średnice lokalne:

$$D_i = D_1 \left[ 1 + \bar{x} \left( \sqrt{n_z} - 1 \right) \right], \tag{11}$$

a także:

$$d_i = d_1 \left[ 1 + \bar{x} \left( \sqrt{n_w} - 1 \right) \right], \tag{12}$$

gdzie:

$$n_z = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2,\tag{13}$$

jest stopniem rozwarcia stożka zewnętrznego, oraz

$$n_w = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 \tag{14}$$

dla stożka wewnętrznego.

W związku z powyższym, wykorzystując (11) oraz (12), zależności (9) i (10) można przedstawić w sposób następujący:

$$\overline{\Pi}_{i} = \frac{D_{1} \left[1 + \overline{x} \left(\sqrt{n_{z}} - 1\right)\right] + d_{1} \left[1 + \overline{x} \left(\sqrt{n_{w}} - 1\right)\right]}{D_{2} + d_{2}}$$
(15)

oraz

. . .

$$\frac{A_i}{A_1} = \frac{D_1^2 \left[1 + \bar{x} \left(\sqrt{n_z} - 1\right)\right]^2 + d_1^2 \left[1 + \bar{x} \left(\sqrt{n_w} - 1\right)\right]^2}{D_1^2 - d_1^2}$$
(16)

Zależności (7), (8), (15) i (16) podstawia się teraz do ogólnego równania (6), a następnie, po wykonaniu szeregu przekształceń, dochodzi się do postaci:

$$\overline{\Delta}_{2}^{*} = B_{s} n^{2} (1 - \overline{\Delta}_{2}^{*})^{3} D_{1} (D_{1}^{2} - d_{1}^{2})^{1,8} \times \dots$$

$$x \int_{0}^{1} \left( \frac{(D_{1} [1 + \overline{x} (\sqrt{n_{z}} - 1)] + d_{1} [1 + \overline{x} (\sqrt{n_{w}} - 1)])^{-1,8}}{(D_{1} [1 + \overline{x} (\sqrt{n_{z}} - 1)] - d_{1} [1 + \overline{x} (\sqrt{n_{w}} - 1)])^{2,8}} \right) \times \dots$$

$$x \frac{d\overline{x}}{(1 - \overline{\Delta}_{2}^{*} \overline{x^{0,8}})^{2,8} \overline{x^{0,2}}}.$$
(17)

Dla analizowanego przypadku obliczeń aerodynamicznych dyfuzora wygodniej jest posługiwać się liczbą Reynoldsa, w której charakterystycznym wymiarem liniowym nie jest długość kanału L, tylko średnica przekroju wlotowego  $D_1$ . Dlatego też w miejsce

$$\operatorname{Re}_{\mathrm{L}} = \frac{c_1 L}{v} , \qquad (18)$$

gdzie: v – kinematyczny współczynnik lepkości, wprowadza się:

$$\operatorname{Re}_{\mathbb{D}_{1}} = \frac{c_{1}D_{1}}{v}, \qquad (19)$$

wykorzystując następującą zależność pomiędzy nimi:

$$\operatorname{Re}_{\mathrm{L}} = \frac{L}{D_{1}} \operatorname{Re}_{\mathrm{D}_{1}}.$$
(20)

W rezultacie powyższych przekształceń w równaniu (17) wystąpi współczynnik  $B_{\rm s}$  definiowany następującą zależnością:

$$B_s = \frac{0,1152 H}{\text{Re}_{D_1}^{0,2}} \left( \frac{L}{D_1} \right)^{0,8}$$
(21)

Dla uogólnienia przeprowadzanych rozważań wygodniej jest posługiwać się bezwymiarowymi parametrami geometrycznymi. W tym celu przyjąć można jako podstawowy wymiar np. średnicę  $D_1$  (rys. 1) i do niej odnosić pozostałe – występujące w równaniu (17) – średnice i długości. Postępując zgodnie z powyższym oraz wykorzystując zależności (13) i (14), podkreśloną linią przerywaną część wyrażenia (17) można zapisać w następujący sposób:

$$D_1 \left[ D_1^2 \left( 1 - \frac{d_1^2}{D_1^2} \right) \right]^{1,8} \mathsf{x}$$

$$\times \int_{0}^{1} \frac{D_{1}^{-1,8} \left[ 1 + \overline{x} \left( \frac{D_{2}}{D_{1}} - 1 \right) \right] + \frac{d_{1}}{D_{1}} \left\{ 1 + \overline{x} \left( \frac{d_{2}}{D_{1}} - 1 \right) \right\}^{-1,8}}{D_{1}^{2,8} \left\{ \left[ 1 + \overline{x} \left( \frac{D_{2}}{D_{1}} - 1 \right) \right] - \frac{d_{1}}{D_{1}} \left\{ \left[ 1 + \overline{x} \left( \frac{d_{2}}{D_{1}} - 1 \right) \right] \right\}^{2,8} \right\}^{-1,8} \right\}$$

Uwzględniając natomiast, że

$$\frac{d_1}{D_1} = d_{\mathrm{T}} , \qquad (22)$$

$$\frac{D_2}{D_1} = \overline{D}_2 , \qquad (23)$$

$$\frac{D_2}{d_1} = \frac{d_2 \cdot D_1}{d_1 \cdot D_1} = \frac{\overline{d}_2}{\overline{d}_1}, \qquad (24)$$

oraz upraszczając wyłączone uprzednio przed nawiasy średnice  $D_1$ , równanie (17) doprowadzić można do postaci:

$$\overline{\Delta}_{2}^{*} = B_{s} n^{2} (1 - \overline{\Delta}_{2}^{*})^{3} (1 - \overline{d}_{1}^{2})^{1,8} \mathbf{x}$$

$$\mathbf{x} \int_{0}^{1} \frac{\left\{ [1 + \overline{x} (\overline{D}_{2} - 1)] + \overline{d}_{1} + \overline{x} (\overline{d}_{2} - \overline{d}_{1}) \right\}^{-1,8} \overline{x}^{-0,2} d\overline{x}}{\left\{ [1 + \overline{x} (\overline{D}_{2} - 1)] - \overline{d}_{1} - \overline{x} (\overline{d}_{2} - \overline{d}_{1}) \right\}^{2,8} (1 - \overline{\Delta}_{2}^{*} \overline{x}^{0,8})^{2,8}}$$
(25)

umożliwiającej już wyznaczenie wartości liczbowej względnej powierzchni przepływu odpowiadającej stracie wydatku w sposób numeryczny.

Wykorzystując równanie (25) oraz zależności (5) i (21), można już określić współczynnik strat całkowitych dla dyfuzorów pierścieniowych.

Konieczna jest jednak w tym celu znajomość parametru kształtu H warstwy przyściennej. W danym przypadku zastosowano empiryczną zależność podaną w pracach [1 i 2]:

$$H = \frac{\delta^*}{\delta^{**}} = 1, 4 \left[ 1 + \frac{\sqrt{n-1}}{\left(\frac{L}{l_1}\right)^{0,2}} \right],$$
(26)

gdzie:  $l_1$  – szerokość na wlocie, przy czym

$$l_1 = \frac{D_1 - d_1}{2} \,. \tag{27}$$

## 5. KRYTERIUM ODERWANIA WARSTWY PRZYŚCIENNEJ

Przed obliczeniami wartości współczynnika strat całkowitych należy za pomocą odpowiednich kryteriów [5, 6, 7] sprawdzić, czy w kanale dyfuzorowym nie występuje zjawisko oderwania. W literaturze spotyka się wiele różnych metod oszacowania zakresu bezoderwaniowego przepływu dyfuzorowego.

Podczas realizacji referowanych badań posłużono się znanym kryterium H wprowadzonym przez Doenhoffa i Tetervina [1]. W pracy [4] zaproponowano na tej podstawie kryterium:

$$K1 = n_{\rm S} - n \ge 0,\tag{28}$$

gdzie  $n_{\rm S}$  – stopień rozwarcia dyfuzora w punkcie oderwania. Po wykorzystaniu zależności (26) ostatnie wyrażenie doprowadza się do postaci:

$$K1 = \left[0,2857\left(\frac{L}{l_1}\right)^{0,2} + 1\right]^2 - n \ge 0.$$
<sup>(29)</sup>

W tejże samej pracy [4] wprowadzono także nowe kryterium wynikające z analizy rozszerzonego modelu fizycznego zjawiska oderwania, a w zasadzie z analizy rozkładu naprężeń stycznych w turbulentnej warstwie przyściennej:

$$K2 = \frac{\overline{x}}{\overline{c}_i} \left( \frac{d\overline{c}_i}{d\overline{x}} \right)_{\max} + 0.45 \ge 0$$
(30)

Zależność ostatnią można podać w formie, która posłużyła do obliczeń według komputerowego programu diff2S [4]:

$$K2 = \sum_{i=1}^{k-1} \left( \frac{\overline{x}_{i+1} + \overline{x}_i}{\overline{x}_{i+1} - \overline{x}_i} \right) \left( \frac{\overline{c}_{i+1} - \overline{c}_i}{\overline{c}_{i+1} + \overline{c}_i} \right) + 0,45 \ge 0$$
(31)

Mając na uwadze rozwiązanie nierówności (30) w sposób iteracyjny, sprawdzenie kryterium K2 według (31) sprowadza się w zasadzie do wyznaczenia wartości liczbowej następującego wyrażenia:

$$K2 = \sum_{i=1}^{k-1} \left( \frac{\overline{x}_{i+1} + \overline{x}_i}{\overline{x}_{i+1} - \overline{x}_i} \right) \times$$

$$\times \left( \frac{(1 - \overline{\Delta}_2^* \, \overline{x}_{i+1}^{0,8})^{-1}}{[1 + \overline{x}_{i+1}(\overline{D}_2 - 1)]^2 - \overline{d}_1^2 \left[ 1 + \overline{x}_{i+1} \left( \frac{\overline{d}_2}{\overline{d}_1} - 1 \right) \right]^2} - \frac{(1 - \overline{\Delta}_2^* \, \overline{x}_i^{0,8})^{-1}}{[1 + \overline{x}_i(\overline{D}_2 - 1)]^2 - \overline{d}_1^2 \left[ 1 + \overline{x}_i \left( \frac{\overline{d}_2}{\overline{d}_1} - 1 \right) \right]^2} \right)$$
(32)

$$\times \left( \frac{(1 - \overline{\Delta}_{2}^{*} \, \overline{x}_{i+1}^{0,8})^{-} 1}{[1 + \overline{x}_{i+1} (\overline{D}_{2} - 1)]^{2} - \overline{d}_{1}^{2} \left[ 1 + \overline{x}_{i+1} \left( \frac{\overline{d}_{2}}{\overline{d}_{1}} - 1 \right) \right]^{2} \right)$$

$$+ - \frac{(1 - \overline{\Delta}_{2}^{*} \, \overline{x}_{1}^{0,8})^{-1}}{[1 + \overline{x}_{1}(\overline{D}_{2} - 1)]^{2} - \overline{d}_{1}^{2} \left[1 + \overline{x}_{1}\left(\frac{\overline{d}_{2}}{\overline{d}_{1}} - 1\right)\right]^{2}}\right]^{-1} + 0,45 . \qquad (32 \text{ cd.})$$

### 6. WYNIKI OBLICZEŃ

Monografia zawiera zestawienie wyników badań i obliczeń dla 174 dyfuzorów pierścieniowych. Przy jednoczesnym spełnieniu obydwu wyżej wymienionych kryteriów wydzielono grupę 54 przypadków przepływu bezoderwaniowego. Równanie (25) rozwiązano dla tych wszystkich dyfuzorów w sposób numeryczny, a następnie obliczono wartości współczynnika strat całkowitych. Porównanie wyników obliczeń teoretycznych z rezultatami eksperymentu (rys. 2) wykazało średnią ich rozbieżność rzędu 11%.

Zastosowanie dodatkowych ograniczeń dla:

- płaskiego kąta rozwarcia dyfuzora

$$\Theta = \frac{\alpha_{\rm s} - \alpha_{\rm w}}{2} < 10^{\rm o} \ , \label{eq:second}$$

oraz dla długości względnej

$$L = \frac{L}{D_1} \le 1,0$$
,

zmniejsza uprzednio wydzieloną grupę do 20 przypadków zestawionych w tabeli 1. Rozbieżność wyników teoretycznych i doświadczalnych spada wtedy do około 6%.



Rys. 2. Porównanie obliczeniowych  $\zeta_1$  i doświadczalnych  $\zeta_e$  wartości współczynników strat całkowitych dla dyfuzorów pierścieniowych:  $\Delta$  – dyfuzory bezoderwaniowe, \* – pozostałe

Fig. 2. Comparison of computational  $\zeta_1$  and experimental  $\zeta_e$  values of total losses coefficient for annular diffusers:  $\Delta$  – diffusers without flow separation, \* – ofners

### 7. ZAKOŃCZENIE

Prezentowany sposób obliczeń współczynnika strat całkowitych turbulentnego przepływu w poddźwiękowych dyfuzorach pierścieniowych, stosowanych często w wentylatorach osiowych, umożliwia wyznaczenie wartości z dokładnością rzędu 5–10% w porównaniu do wyników uzyskanych na drodze badań doświadczalnych. Można więc wyrazić opinię, że przy zastosowaniu przedstawionych kryteriów K1 i K2 oraz ograniczeń dla kąta  $\Theta$  i długości względnej L proponowana metoda umożliwia wyznaczenia wartości poszukiwanego współczynnika z dokładnością równą dokładności eksperymentu, nawet dla stosunkowo złożonej konstrukcji dyfuzora pierścieniowego.

			Tabela	T
oierścieniowych	oraz	wyniki	obliczeń	

Zestawienie parametrów geometrycznych bezoderwaniowych dyfuzorów pierścieniowych oraz wyniki ob wartości współczynnika strat całkowitych ζ<sub>1</sub> i kryteriów oderwania warstwy przyściennej K1 i K2

Lp.	Numer dyfuzora ND <sup>*)</sup>	n	ī	ī	$\overline{d}_1$	$\overline{d}_2$	$\overline{D}_2$	θ	ζe	ζ1	<b>K</b> 1	К2
1	62	1,820	0,160	1,000	0,688	0,830	1,280	4,00	0,375	0,3640	0,174	0,023
2	67	1,540	0,160	1,000	0,688	0,900	1,280	2,00	0,470	0,4911	0,454	0,110
3	72	1,660	0,156	1,000	0,688	0,980	1,350	2,00	0,430	0,4327	0,340	0,093
4	76	1,480	0,156	1,000	0,688	0,120	1,430	0,00	0,520	0,5326	0,520	0,183
5	77	1,910	0,156	1,000	0,688	0,120	1,500	2,00	0,360	0,3391	0,090	0,007
6	89	1,470	0,156	0,500	0,688	0,720	1,140	6,00	0,510	0,5016	0,381	0,135
7	90	1,650	0,156	0,500	0,688	0,720	1,180	8,00	0,460	0,4040	0,201	0,057
8	95	1,400	0,156	0,500	0,688	0,790	1,180	4,00	0,540	0,5500	0,451	0,139
9	96	1,580	0,156	0,500	0,688	0,790	1,220	6,00	0,470	0,4374	0,271	0,053
10	100	1,280	0,156	0,500	0,688	0,830	1,180	2,00	0,610	0,6533	0,571	0,210
11	101	1,460	0,156	0,500	0,688	0,830	1,220	4,00	0,500	0,5085	0,391	0,108
12	104	1,280	0,156	0,500	0,688	0,900	1,220	0,00	0,680	0,6561	0,571	0,251
13	107	1,340	0,156	0,500	0,688	0,760	1,140	4,00	0,570	0,5984	0,511	0,190
14	108	1,520	0,156	0,500	0,688	0,760	1,180	6,00	0,490	0,4710	0,331	0,099
15	118	1,353	0,225	0,735	0,550	0,550	1,120	4,50	0,575	0,5849	0,502	0,196
16	119	1,377	0,225	0,735	0,550	0,550	1,160	6,00	0,510	0,5627	0,478	0,122
17	120	1,656	0,225	0,735	0,550	0,550	1,200	8,00	0,400	0,4001	0,199	0,067
18	125	1,384	0,200	0,735	0,600	0,600	1,120	4,50	0,550	0,5646	0,495	0,182
19	127	1,715	0,200	0,735	0,600	0,600	1,200	8,00	0,390	0,3786	0,164	0,051
20	132	1,458	0,160	0,735	0,680	0,680	1,120	4,50	0,520	0,5219	0,467	0,154

Zaprezentowana metoda może być także wykorzystana w procesie projektowania dyfuzora pierścieniowego wentylatora osiowego do sprawdzenia, czy przy danej geometrii kanału istnieje niebezpieczeństwo wystąpienia zjawiska oderwania warstwy przyściennej i wykonania ewentualnej korekty wymiarów.

### LITERATURA

- [1] Dejcz M. E., Zarjankin A. E.: Gazodinamika diffuzorow i wychłopnych patrubkow turbomaszyn, Izdatitelstwo Energija, Moskwa 1970.
- [2] Dejcz M. E., Zarjankin A. E.: Gidrogazodinamika, Energoatomizdatielstwo, Moskwa 1984.
- [3] Ginewskij A. S.: O rasczotie gidrawliczeskogo soprotiwlenija kanałow s bezotrywnym i otrywnym tieczenijem, Inżenierno-fiziczeskij żurnał, t. VIII, 1965, Nr 4, s. 540-545.
- [4] Jesionek K. J.: Analiza nieściśliwego przepływu dyfuzorowego i powstających strat. Prace Naukowe Instytutu Techniki Cieplnej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej Nr 43, Seria: Monografie, Nr 21 Wrocław 1992.
- [5] Jesionek K. J.: Obliczanie strat całkowitych turbulentnego przepływu w dyfuzorach pierścieniowych, [w:] Mechanika w lotnictwie, Oddział Warszawski Polskiego Towarzystwa Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej, Warszawa 1992, s. 19–26.
- [6] Jesionek K. J., Zarjankin A. E.: Straty całkowite przepływu turbulentnego w dyfuzorach stożkowych, [w:] Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej Nr 1154, Seria: Mechanika Nr 107, Gliwice 1992.
- [7] Jesionek K. J., Zarjankin A. E.: Kryterium oderwania przepływu od gładkiej powierzchni, [w:] Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej Nr 674, Seria: Cieplne Maszyny Przepływowe Nr 103 (Konferencja: SYM-KOM '91, Compressor & Turbine Stage Flow Path, Theory, Experiment & User Verification, Bronisławów, Październik 1991), Łódź 1993.
- [8] Zarjankin A. E., Jesionek K. J.: O ocenie granicznej wartości wzdłużnego gradientu ciśnienia zapewniającego przepływ bez oderwania strumienia wzdłuż gładkiej powierzchni, [w:] Mechanika Płynów – IX Konferencja Krajowa, Sekcja Mechanika Płynów Komitetu Mechaniki Polskiej Akademii Nauk, Kraków 1990, s. 405–410.

### Abstract

The paper presents the method of calculating the diffuser flow boundary layer. The method secures a high correspondence of theoretical calculations with measurement results. Also, a general form of the equation for the annular diffusers was presented, together with the detailed expression formulated on its basis. The application of the method depends on considering the rule of the flow separation. Also, results of calculations were compared with measurement results obtained during the experiment.

The calculation of the total losses of the turbulent flow in the infrasound annular diffuser commonly used for axial fans makes it possible to determine the value of coefficient more accurately ( $\zeta_c$ ) (from 5-10%) than by means of experimental methods.

So, if criteria K1 and K2 are assumed, together with the limit concerning angle and relative length L, the method described in this paper enables the determination of the coefficient value with accuracy equal to that which could be achieved by means of experimental methods, even with regard to the relatively complex structure of the annular diffuser. The method may also be applied in designing axial annular diffusers for verifying the phenomenon of the boundary layer separation for given channel dimension and also for correcting these dimension if necessary.