

Krzysztof J. Jesionek

Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów
Politechnika Wrocławska

Arkadij E. Zarjankin

Energomaszynostroitelnyj Fakultet, Kafiedra Parowych i Gazowych Turbin
Moskowskij Energičeskijskij Institut

STRATY CAŁKOWITE PRZEPLYWU TURBULENTNEGO W DYFUZORACH STOŻKOWYCH

Streszczenie. Przedstawiono metodę obliczeń warstwy przyściennej w przepływie dyfuzorowym, zapewniającą wysoką zbliżność wyników teoretycznych z rezultatami badań doświadczalnych. Podano równanie ogólne oraz na jego podstawie, odpowiednie wyrażenie szczegółowe dla poddźwiękowych dyfuzorów stożkowych. Zaproponowany sposób nie wymaga korzystania z dodatkowych, eksperymentalnych współczynników korekcyjnych.

Резюме. Предлагается метод расчета турбулентного пограничного слоя для диффузорного течения, обеспечивающий хорошее совпадение теоретических вычислений с результатами полученными экспериментом. На основе общей формы уравнения для безразмерной площади вытеснения, разработана зависимость для дозвуковых конических диффузорных каналов. Представленный нами метод не требует использования добавочных экспериментальных коэффициентов для его корректировки.

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 given, and on its basis - adequate detailed expression for the conical diffusers. The presented way does not require making use of additional, experimental correction coefficients.

1. WSTĘP

W wielu urządzeniach oraz układach maszynowych związanych z ruchem płynu wyłania się często potrzeba opóźnienia przepływu. Z tego też wzglę-

du 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.

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 najprostszycch przypadków. Przewidywanie warunków przepływu w dyfuzorach jest nadal nie rozwiązany problemem w mechanice płynów. Najważniejszym komplikującym zagadnieniem jest tutaj obecność skierowanego przeciwie gradientu ciśnienia, którego dokładny wpływ na rozkład prędkości nie daje się ująć metodami analizy matematycznej.

2. STRATY CAŁKOWITE

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

$$\zeta_{1-2} + \zeta_w + C_{p1-2} = 1 \quad (1)$$

gdzie: ζ_{1-2} - współczynnik strat wewnętrznych na odcinku pomiędzy przekrojami kontrolnymi: wlotowym - 1 i wylotowym - 2,

ζ_w - współczynnik straty wylotowej,

C_{p1-2} - współczynnik przyrostu ciśnienia statycznego.

Strata całkowita, która jest sumą strat wewnętrznych (tarcia i oderwania) i straty wylotowej określona jest przez współczynnik

$$\zeta_c = \zeta_{1-2} + \zeta_w \quad (2)$$

który może być także wyrażony w postaci równania A. S. Ginińskiego [3]

$$\zeta_c = \left(\frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^2 \frac{1}{n^2 (1 - \bar{A}_2)^2} \quad (3)$$

gdzie: ρ - gęstość przepływającego czynnika,

- n - stopień rozwarcia dyfuzora (stosunek pól przekrojów wylotowego A_2 do wlotowego A_1),
 $\bar{\Delta}_2^*$ - względna powierzchnia przepływu odpowiadająca stracie wydatku. Z definicji, dla i -tego przekroju

$$\bar{\Delta}_1^* = \frac{\Delta_1^*}{A_1} = \int_0^1 \left(1 - \frac{c_1'}{c_1} \right) \frac{dA}{A_1} \quad (4)$$

przy czym dodatkowo wprowadzone wielkości to:

- Δ_1^* - miara powierzchniowa straty wydatku,
 c_1' - prędkość lokalna,
 c_1 - prędkość czynnika w rdzeniu potencjalnym.

Dla niewielkich przyrostów ciśnienia w dyfuzorze, zmiana gęstości jest do pominięcia. Ponieważ wtedy $\rho_1 \approx \rho_2$, więc

$$\zeta_c = \frac{1}{n^2 (1 - \bar{\Delta}_2^*)^2} \quad (5)$$

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

3. RÓWNANIE OGÓLNE DLA PRZEPŁYWU DYFUZOROWEGO

Względna powierzchnię przepływu odpowiadająca stracie wydatku można także wyznaczyć w sposób teoretyczny na podstawie np ogólnej zależności dla turbulentnego przepływu w kanałach dyfuzorowych, wyprowadzonej w pracy [4]

$$\bar{\Delta}_2^* = \frac{0.0288 H L n^3 (1 - \bar{\Delta}_2^*)^3}{Re_L^{0.2} A_2 \Pi_2^{-1}} \int_0^1 \bar{\Pi}_1 \frac{(A_1/A_1)^{2.8}}{(1 - \bar{\Delta}_2^* \bar{x} / 0.8)^{2.8} \bar{x}^{0.2}} d\bar{x} \quad (6)$$

gdzie: L - długość dyfuzora,

x - współrzędna analizowanego przekroju, rys. 1,

\bar{x} - bezwymiarowa współrzędna, $\bar{x} = x/L$,

Π - obwód przekroju poprzecznego kanału,

H - parametr kształtu warstwy przyściennej, $H = \delta^{\bullet} / \delta^{\bullet\bullet}$,

δ^{\bullet} - miara liniowa straty wydatku,

$\delta^{\bullet\bullet}$ - miara liniowa straty pędu,

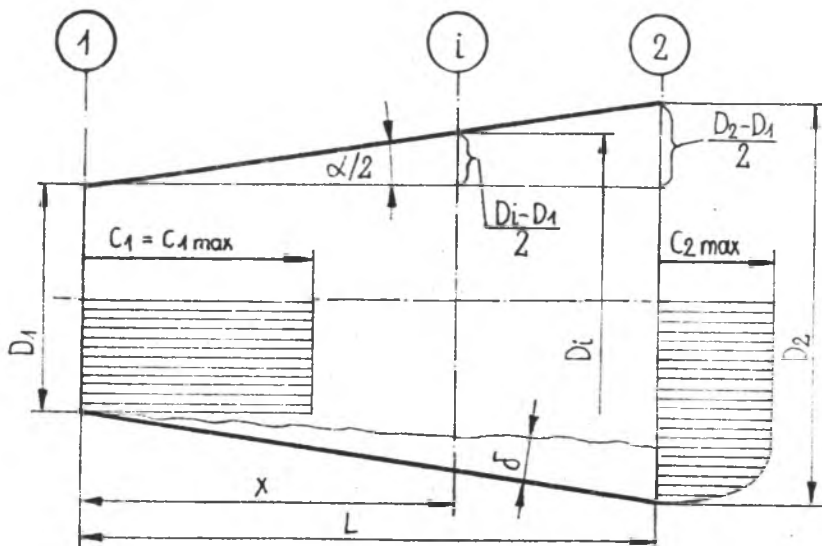
δ - grubość warstwy przyściennej, rys. 1 i tamże

α - kąt rozwarcia dyfuzora.

Równanie (6) daje możliwość teoretycznego obliczenia wartości względnej powierzchni A_2 w przekroju wylotowym dowolnego kanału dyfuzorowego pod warunkiem, że nie zachodzi w nim zjawisko oderwania warstwy przyściennej i zachowany jest jeszcze rdzeń potencjalny.

4. MODEL PRZEPLYWU DLA DYFUZORA STOŻKOWEGO

Rozpatrując przypadek najbardziej znanej klasy kanałów dyfuzorowych jakimi są dyfuzory stożkowe, należy odpowiednio przekształcić zaproponowane równanie ogólne. W tym celu do zależności (6) podstawia się, mając na uwadze rysunek 1, następujące wyrażenia charakterystyczne:



Rys. 1. Geometria dyfuzora stożkowego i schemat przepływu
Fig. 1. Geometry of a conical diffuser and schematic of the flow

$$\Pi_2 \frac{1}{A_2} = \pi D_2 \frac{4}{\pi D_2^2} = \frac{4}{D_2} \quad (7)$$

$$n = \frac{A_2}{A_1} = \frac{\pi D_2^2}{4} \frac{4}{\pi D_1^2} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (8)$$

$$\bar{\Pi}_1 = \frac{\Pi_1}{\Pi_2} = \frac{\pi D_1}{\pi D_2} = \frac{D_1}{D_1} \frac{D_1}{D_2} = \frac{D_1}{D_1 \sqrt{n}} \quad (9)$$

$$\frac{A_1}{A_1} = \frac{\pi D_1^2}{4} \frac{4}{\pi D_1^2} = \left(\frac{D_1}{D_1} \right)^2 \quad (10)$$

Wykorzystując teraz proste zależności geometryczne określić można, stosując w dalszym ciągu oznaczenia jak na rysunku 1, lokalną średnicę dyfuzora D_1 według poniższej proporcji

$$\frac{x}{D_1 - D_1} = \frac{L}{D_2 - D_1} \quad (11)$$

gdzie:

$$D_1 = D_1 + \frac{x}{L} (D_2 - D_1) \quad (12)$$

a po uwzględnieniu (8)

$$D_1 = D_1 [1 + \bar{x} (\sqrt{n} - 1)] \quad (13)$$

Teraz już wyrażenia (9) i (10) można przedstawić w sposób następujący

$$\bar{\Pi}_1 = \frac{1 + \bar{x} (\sqrt{n} - 1)}{\sqrt{n}} \quad (14)$$

$$\frac{A_1}{A_1} = [1 + \bar{x} (\sqrt{n} - 1)]^2 \quad (15)$$

Podstawiając zależności (7), (8), (14) i (15) do ogólnego równania (6), otrzymuje się po prostych przekształceniach wzór:

$$\bar{\Delta}_2^* = \frac{0.1152 H L n^2 (1 - \bar{\Delta}_2^*)^3}{\text{Re}_L^{0.2} D_1} \int_0^1 \frac{[1 + \bar{x} (\sqrt{n} - 1)]^{-4.6} d\bar{x}}{(1 - \bar{\Delta}_2^* \frac{\bar{x}}{0.8})^{2.8} \bar{x}^{0.2}} \quad (16)$$

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

$$\text{Re}_L = \frac{c_1^1}{\nu} \quad (17)$$

gdzie: ν - kinematyczny współczynnik lepkości,

wprowadza się liczbę

$$\text{Re}_{D_1} = \frac{c_1 D_1}{\nu} \quad (18)$$

wykorzystując następującą zależność pomiędzy nimi

$$\text{Re}_L = \frac{L}{D_1} \text{Re}_{D_1} \quad (19)$$

W rezultacie równanie (16) przyjmie postać

$$\bar{\Delta}_2^{\circ} = \frac{0.1152 H n^2 (1 - \bar{\Delta}_2^{\circ})^3}{\text{Re}_{D_1}^{0.2} (L/D_1)^{-0.8}} \int_0^1 \frac{[1 + \bar{x} (\sqrt{n} - 1)]^{-4.6} d\bar{x}}{(1 - \bar{\Delta}_2^{\circ} \bar{x}^{0.8})^{2.8} \bar{x}^{0.2}} \quad (20)$$

Dla uproszczenia dalszego zapisu ostatniej zależności można wprowadzić współczynnik

$$B_s = \frac{0.1152 H}{\text{Re}_{D_1}^{0.2}} \left(\frac{L}{D_1} \right)^{0.8} \quad (21)$$

a wtedy wyrażenie (20) przyjmie następującą końcową formę

$$\bar{\Delta}_2^{\circ} = B_s n^2 (1 - \bar{\Delta}_2^{\circ})^3 \int_0^1 \frac{[1 + \bar{x} (\sqrt{n} - 1)]^{-4.6} d\bar{x}}{(1 - \bar{\Delta}_2^{\circ} \bar{x}^{0.8})^{2.8} \bar{x}^{0.2}} \quad (22)$$

5. ZAKOŃCZENIE

Wykorzystując ostatnie równanie (22) oraz zależność (5) określić można współczynnik strat całkowitych dla dyfuzorów stożkowych. Konieczna jest w tym celu znajomość parametru kształtu H warstwy przyściennej. W analizowanym przypadku zastosowano empiryczną zależność podaną w pracach [1 i 2]

$$H = \frac{\delta^{\circ}}{\delta^{**}} = 1.4 \left[1 + \frac{\sqrt{n} - 1}{\left(\frac{L}{D_1} \right)^{0.2}} \right] \quad (23)$$

Przed obliczeniami wartości współczynnika strat całkowitych, należy za pomocą odpowiednich kryteriów [5, 6 i 7] sprawdzić, czy w kanale dyfuzoro-

wym nie występuje zjawisko oderwania. Wtedy prezentowany sposób umożliwia wyznaczenie wartości ζ_c z dokładnością rzędu 5% w stosunku do wyników badań eksperymentalnych, a więc z dokładnością błędu pomiaru.

LITERATURA

- [1] Dejcz M. E., Zarjankin A. E.: Gazodynamika diffuzorow i wychłopnych patrubkow turbomaszyn, Izdatielstwo Energija, Moskwa 1970.
- [2] Dejcz M. E., Zarjankin A. E.: Gidrogazodynamika, Energoatomizdatielstwo, Moskwa 1984.
- [3] Głniewskij A. S.: O rasczotie gidrawliczeskogo soprotiwlenija kanałow s biezotrywnym i otrywnym tieczeniem, Inżynierno-fiziceskij żurnal, t. VIII, 1965, No 4, s. 540-545.
- [4] Jesionek K. J.: Analiza nieściśliwego przepływu dyfuzorowego i niektórych metod podwyższenia jego sprawności. Prace Naukowe Instytutu Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej nr 46, ser.: Monografie, nr 23, Wrocław 1991.
- [5] Jesionek K. J., Zarjankin A. E.: Kryterium oderwania przepływu od gładkiej powierzchni, Politechnika Łódzka, Instytut Maszyn Przepływowych, Konferencja: SYMKOM '91, Compressor & Turbine Stage Flow Path, Theory, Experiment & User Verification. Bronisławów, Październik 1991.
- [6] Zarjankin A. E., Jesionek K. J.: Model woznikowienija otrywa pogranicznogo słoja ot stienok kanała, Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej, ser.: Preprinty nr 9/89, Konferencja: Hydroturbo '89 Conference, Brno, September 1989.
- [7] Zarjankin A.E., Jesionek K.: O ocenie granicznej wartości wzdłużnego gradientu ciśnienia zapewniającego przepływ bez oderwania strumienia wzdłuż gładkiej powierzchni, Mechanika Płynów, IX Konferencja Krajowa, Sekcja Mechaniki Płynów Komitetu Mechaniki Polskiej Akademii Nauk, Kraków 1990, s. 405-410.

THE TOTAL HEAD LOSSES OF TURBULENT FLOW IN THE CONICAL DIFFUSERS

A method of calculation of diffuser flow boundary layer has been presented that ensures a high concurrence of theoretical results with experimental investigation findings. The total head loss coefficient for diffuser turbulent flow can be expressed by the simple equation [1,2]

$$\zeta_c = \frac{1}{n^2 (1 - \Delta_2)^2} \quad (5)$$

where: $n = A_2/A_1$ - diffuser total area ratio,

$\bar{\Delta}_2^*$ - nondimensional "boundary layer displacement area" at the diffuser outlet.

The last factor $\bar{\Delta}_2^*$ can be found by

$$\bar{\Delta}_1^* = \frac{\Delta_1^*}{A_1} = \int_0^1 \left(1 - \frac{c_1'}{c_1} \right) \frac{dA}{A_1}, \quad (4)$$

where: c_1 - local free stream velocity,

c_1' - local velocity within boundary layer.

A general equation for turbulent diffuser flow [4] was given as

$$\bar{\Delta}_2^* = \frac{0.0288 H L n^3 (1 - \bar{\Delta}_2^*)^3}{Re_L^{0.2} A_2 \Pi_2^{-1}} \int_0^1 \bar{\Pi}_1 \frac{(A_1/A_1)^{2.8}}{(1 - \bar{\Delta}_2^* \bar{x}^{0.8})^{2.8} \bar{x}^{0.2}} d\bar{x}, \quad (6)$$

where: H - boundary layer shape parameter,

L - axial length of a diffuser channel along the x -axis,

$\bar{x} = x/L$ - nondimensional distance downstream from the inlet,

Π_2 - perimeter of the outlet cross-section,

$\bar{\Pi}_1 = \Pi_1/\Pi_2$ - local nondimensional perimeter,

$Re_L = c_1 L/\nu$ - Reynolds number based on diffuser length L ,

c_1 - axial velocity of the main stream at the inlet,

ν - kinematic viscosity.

To determine $\bar{\Delta}_2^*$ of conical diffusers we need know the terms (7), (8), (9) and (10). Then the $\bar{\Delta}_2^*$ can be expressed by

$$\bar{\Delta}_2^* = B_s n^2 (1 - \bar{\Delta}_2^*)^3 \int_0^1 \frac{[1 + \bar{x} (\sqrt{n} - 1)]^{-4.6} d\bar{x}}{(1 - \bar{\Delta}_2^* \bar{x}^{0.8})^{2.8} \bar{x}^{0.2}}, \quad (22)$$

The nondimensional coefficient B_s of this equation is defined by

$$B_s = \frac{0.1152 H}{Re_{D_1}^{0.2}} \left(\frac{L}{D_1} \right)^{0.8}, \quad (21)$$

where: $Re_{D_1} = c_1 D_1/\nu$ - Reynolds number based on diffuser diameter D_1 ,

H - boundary layer shape parameter expressed by equation (23).

For unstalled diffusers, the presented way does not require making use of additional, experimental correction coefficients.