TECHNOLOGIA PRZEPŁYWOWYCH MASZYN WIRNIKOWYCH

Zbiór prac
VI Konferencji Naukowo-Technicznej
pod redakcją
prof. dr. inż. KAZIMIERZA OCZOSIA

Rzeszów, październik 1988

Joachim J. OTTE
Zdzisław BIELECKI
Instytut Maszyn
i Urządzeń Energetycznych
Politechniki Śląskiej

POLA OPTYMALNYCH PARAMETRÓW PROJEKTOWYCH WENTYLATORÓW OSIOWYCH

Na podstawie analizy związku pomiędzy sprawnością wentylatora osiowego a zbiorem parametrów projektowych wyznaczono optymalne, pod względem sprawności, pola parametrów w układzie bezwymiarowych liczb charakterystycznych ciśnienia ψ i wydajności φ^*. Wykorzystano najnowsze dane w zakresie modelowania wielkości dysypacji energii w poszczególnych elementach układu przepływowego. Rozpatrzono przydatność stosowania niektórych kryteriów obciążenia aerodynamicznego wieńców sprężających.

1. WSTĘP

Zagadnienie określenia związku pomiędzy sprawnością wentylatora osiowego a zbiorem parametrów projektowych ma podstawowe znaczenie przy racjonalnym podejściu do procesu projektowania. Wśród parametrów projektowych wyróżnić można:

- zbiór cech (parametrów) geometrycznych G,
- zbiór cech kinematycznych C_k,
- zbiór cech fizycznych płynu C_f.

Celem niniejszych rozważań jest ustalenie zależności

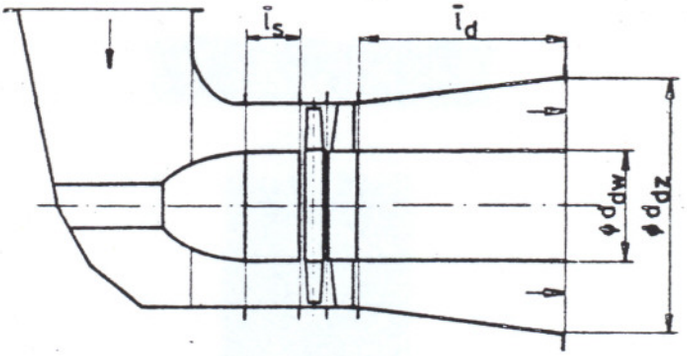
$$\boxed{\eta = f\,(G,\ C_k,\ C_f)} \qquad (1)$$

Jest sprawą oczywistą, że problem wyznaczenia powyższego związku posiada bogatą już literaturę. Niemniej ze względu na coraz nowsze wyniki badań struktury przepływu i coraz subtelniejsze modelowanie zachodzących tu zjawisk, jest to problem wciąż aktualny. Znaczące prace z tego zakresu Marcinowskiego [1], Bernarda [2] i Tuliszki [3] stawiały sobie w ogólności za cel wyznaczenie optymalnych parametrów przy dodatkowych założeniach wynikających z kryterium obciążenia aerodynamicznego wieńców łopatkowych. W rzeczywistości jednak parametry projektowe odbiegają od optymalnych i bez wykonania obliczeń trudno ocenić jakie wiąże się z tym obcniżenie sprawności. W niniejszej pracy postanowiono przeanalizować cały stosowany obszar parametrów. Jednocześnie zdecydowano wykorzystać najnowsze osiągnięcia z zakresu modelowania wielkości dysypacji energii.

Zrezygnowano też z szeregu założeń upraszczających, którymi obciążone były poprzednie prace.

2. ZBIÓR CECH (PARAMETRÓW) GEOMETRYCZNYCH

Jako podstawę w przeprowadzonej analizie przyjęto schemat wentylatora osiowego przedstawiony na rys. 1.



Rys. 1. Schemat wentylatora osiowego

Wyszczególnić tu można zasadnicze jego elementy, takie jak:
- skrzynia wlotowa,
- pierścieniowy odcinek dolotowy do wirnika,
- wirnik,
- kierownica tylna,
- dyfuzor.

Założono, że od strony dyfuzora wentylator podłączony jest bezpośrednio do kanału.

Najważniejsze parametry geometryczne wentylatora ujęte w postaci bezwymiarowej (w odniesieniu do średnicy obudowy zewnętrznej) to:

ν - stosunek średnicy piasty do średnicy obudowy,
$\bar{l}_s$ - długość pierścieniowego odcinka wlotowego,
$\bar{l}_o$ - osiowa szerokość wirnika, długość cięciwy łopatki przy piaście,
$\bar{l}_k$ - osiowa szerokość wieńca stojanowego,
$\bar{d}_{dw}$ - średnica rdzenia dyfuzora na wylocie,
$\bar{d}_{dz}$ - średnica dyfuzora na wylocie,
- $\bar{l}_d$ - długość dyfuzora.

Inne wielkości to:

z - liczba łopatek wirnika,
z_k - liczba łopatek kierownicy.

Łopatka wirnika przyjęta jest jako liniowo zwężająca się przy zachowaniu relacji $l_z/l_o = 0,8$, natomiast łopatka kierownicy tylnej rozpatrywana jest przy założeniu stałości promienia wygięcia.

3. ZBIÓR CECH KINEMATYCZNYCH

Zbiór cech kinematycznych określony jest przez następujące założenia:
- rozkład składowej osiowej prędkości przed i za wirnikiem oraz za kierow-

nicą jest stały c_m = const,
- przyrost energii wzdłuż każdej elementarnej strugi jest jednakowy, co wynika z przyjęcia zasady rc_u = const,
- liczby Macha w układzie łopatkowym są mniejsze od krytycznych.

4. ZBIÓR CECH FIZYCZNYCH CZYNNIKA

Podstawowe cechy fizyczne przetłaczanego czynnika to gęstość ϱ, którą przyjęto jako stałą oraz lepkość kinematyczną ν_k ujęta w liczbę Reynoldsa

$$Re_u = \frac{u_2 D_2}{\nu_k} \tag{2}$$

5. MODELOWANIE STRAT CZĄSTKOWYCH

Biorąc pod uwagę, że układ przepływowy składa się z jednoznacznie wyodrębnionych elementów, przy globalnej ocenie strat przyjęto, zgodnie z zasadą superpozycji, że każdy z tych elementów wnosi swój własny wkład w bilans strat energii. Dalsze rozczłonkowanie przeprowadzono według fizykalnie wyodrębnionego źródła strat.
Wyróżniono następujące straty:
- strata skrzyni wlotowej,
- strata w odcinku dolotowym do wirnika,
- strata wirnika (profilowa, brzegowa, indukowana, szczelinowa, brodzenia),
- strata kierownicy (profilowa, brzegowa, indukowana),
- strata dyfuzora (tarcia, dyfuzorowości, nagłego uskoku na wylocie).

Ze względu na swe znaczenie, poniżej szczegółowo przedstawiono sposób obliczenia strat profilowych wirnika.

5.1. Strata profilowa wieńca wirnikowego

Przy obliczaniu profilowych strat przepływu oparto się na zależnościach korelacyjnych Liebleina [4],[3], które bazują na tzw. ekwiwalentnej liczbie opóźnienia przepływu

$$D_s = \frac{\cos \vartheta_2}{\cos \vartheta_1} \left[1{,}12 + 0{,}61 \cos^2 \vartheta_1 \left(\operatorname{tg} \vartheta_1 - \operatorname{tg} \vartheta_2\right) \left(\frac{t}{l}\right)\right] \tag{3}$$

Powyżej tzw. granicznej liczby D_s

$$D_{sgr} = 0{,}9 \exp \frac{1}{2 - 1{,}4 \cos \vartheta_s} \tag{4}$$

przyjęto zmienioną (w stosunku do Liebleina) formułę do obliczania względnej liniowej miary straty pędu (δ^{**}/l):

- dla $D_s < D_{sgr}$

$$\frac{\delta^{**}}{l} = \frac{0{,}0048}{1 - (2 - 1{,}4 \cos \vartheta_s) \ln D_s} \tag{5}$$

- dla $D_s \geq D_{sgr}$

$$\frac{\delta^{**}}{l} = \left(\frac{\delta^{**}}{l}\right)_{gr} + \delta'(D_s - D_{sgr}) \tag{6}$$

gdzie

$$\delta' = \frac{0{,}0048\,(2 - 1{,}4 \cos \vartheta_s)}{D_2[1 - (2 - 1{,}4 \cos \vartheta_s) \ln D_s]^2} \tag{7}$$

Ostatecznie współczynnik straty profilowej wyznaczono ze wzoru

$$\zeta_p = 2\left(\frac{\delta^{**}}{l}\right) \frac{\cos^2\vartheta_1}{\cos^3\vartheta_2} \frac{l}{t} \left(\frac{2 H_2}{3 H_2 - 1}\right)\left[1 - \left(\frac{\delta^{**}}{l}\right)\left(\frac{l}{t}\right) \frac{H_2}{\cos \vartheta_2}\right]^{-3} \tag{8}$$

gdzie parametr kształtu $H_2 \approx 1{,}08$, zaś podziałkę względną opisuje zależność

$$\left(\frac{t}{l}\right)_o = \frac{0{,}8 + 0{,}002\,(\vartheta_{10} - \vartheta_{20}) + 1{,}435 \cdot 10^{-4}\,(\vartheta_{10} - \vartheta_{20})^2}{2\,(\mathrm{tg}\,\vartheta_{10} - \mathrm{tg}\,\vartheta_{20}) \cos \vartheta_{s0}} \tag{9}$$

Całkowitą stratę profilową wirnika uzyskuje się następnie w wyniku całkowania wzdłuż wysokości wieńca łopatkowego.

5.2. Zagadnienie uwzględnienia pierścieniowych wartsw przyśniennych

W klasycznej teorii osiowego stopnia sprężającego dla uwzględnienia wpływu pierścieniowych warstw przyściennych wprowadzono tzw. współczynnik zmniejszenia mocy Ω [5]. W cytowanych już pracach [1] i [2] pojęcie to natomiast nie występuje, podczas gdy z praktyki badawczo-projektowej bezpośrednio wynika, że w takiej czy innej formie uwzględnienie wpływu warstw pierścieniowych na zmniejszenie przyrostu energii czynnika jest konieczne. W niniejszej pracy wykorzystano związek korelacyjny Papailiou [6] pozwalający w przybliżony sposób wyznaczyć grubości pierścieniowych warstw przyściennych i tym samym uchwycić wynikające stąd zmniejszenie użytecznej pracy wirnika. Związek ten wykorzystując znajomość grubości straty pędu δ_1^{**} na wlocie do wieńca, pozwala wyznaczyć grubość straty pędu δ_2^{**} na wylocie

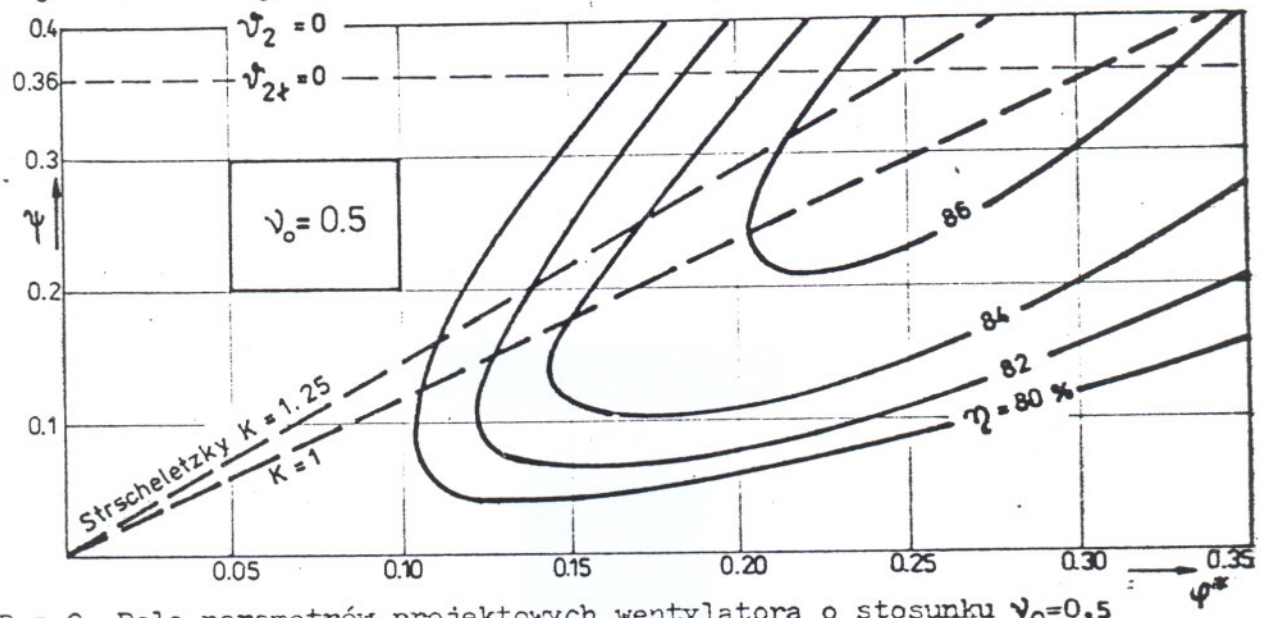
$$\frac{\delta_2^{**}}{\delta_1^{**}} = \left(\frac{w_1}{w_2}\right)^3 (1 + B)^{5/6}$$

gdzie

$$B = \left(\frac{0{,}003}{2\,\delta_1^{**}/l}\right)^{6/5} \frac{(w_1/w_2)^{4{,}4} - 1}{4{,}4 \left(\frac{w_1}{w_2}\right)^{3{,}4} \left(\frac{w_1}{w_2} - 1\right)}$$

6. WYNIKI OBLICZEŃ

Analizę przeprowadzono dla poszczególnych stosunków średnic. Na rys. 2, 3 i 4 przedstawiono wyniki dla stosunków średnic o wartościach $\nu_o = 0{,}5$, $\nu_o = 0{,}63$ i $\nu_o = 0{,}71$.



Rys.2. Pole parametrów projektowych wentylatora o stosunku $\nu_o=0{,}5$

Obliczenia wykonano dla średnicy zewnętrznej D_z = 600 mm i obrotów n = 3000 min^{-1}, co odpowiada danym dla wentylatorów modelowych.

Linie η = const wykreślono na obszarze stosowanych parametrów pracy w układzie $\psi - \varphi^*$, gdzie:

- liczba ciśnienia

$$\psi = \frac{2\,\Delta p_c}{\rho\, u_z^2}$$

- liczba wydajności

$$\varphi^* = \frac{4\,\dot{V}}{\pi D_z^2\, u_z}$$

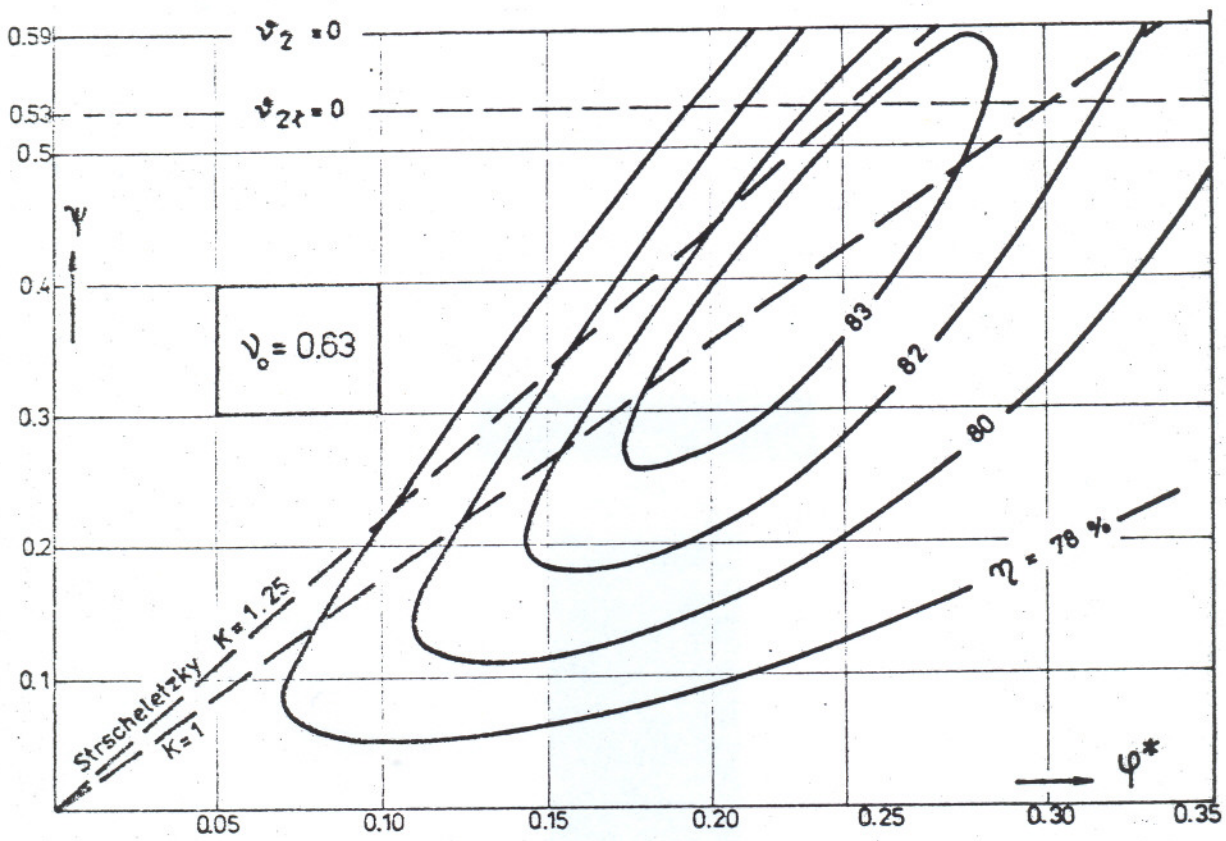
W tablicy 1 zestawiono optymalne wartości liczb charakterystycznych według rys. 2, 3 i 4.

Tablica 1

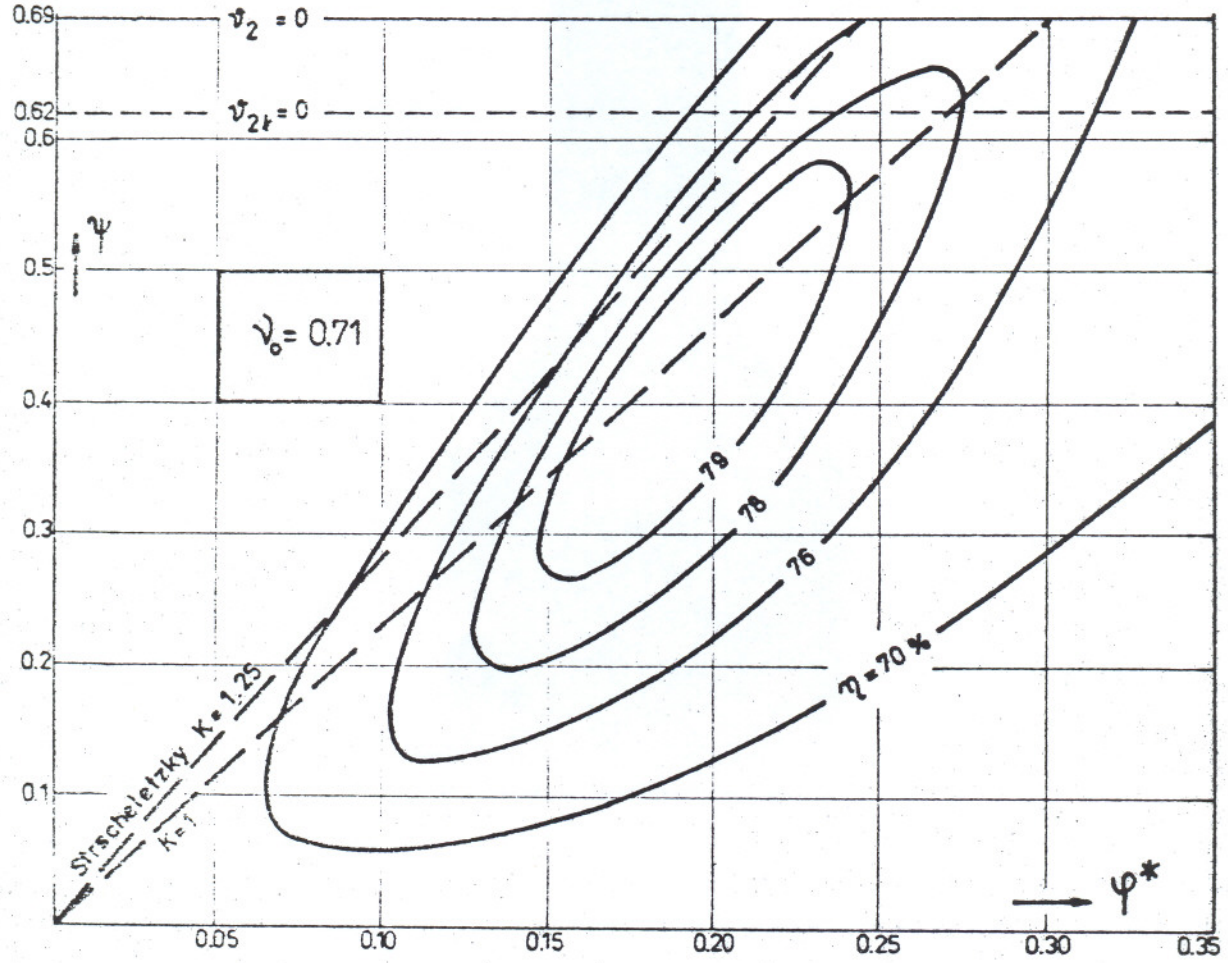
stosunek średnic ν_o	liczba wydajności φ^*	liczba ciśnienia ψ	sprawność η_{max}
0,5	0,30	0,39	86,7
0,63	0,21	0,37	83,6
0,71	0,20	0,43	79,8

Wykresy od góry ograniczono liniami wyznaczonymi z warunku zerowego kąta wypływu strugi przy piaście wieńca wirnikowego

$$\boxed{\vartheta_2 = 0} \qquad (10)$$



Rys. 3. Pole parametrów projektowych wentylatora o stosunku ν_o = 0,63



Rys. 4. Pole parametrów projektowych wentylatora o stosunku ν_o = 0,71

jednocześnie zaznaczono linią określającą warunek zerowego kąta łopatkowego przy podstawie łopatek wirnika

$$\boxed{\vartheta_{2ł} = 0} \qquad (11)$$

Wychodząc z wariacyjnego ujęcia zasad mechaniki, Strscheletzky sformułował teorię tworzenia się tzw. "martwego rdzenia wiru", która została uzupełniona badaniami Marcinowskiego. Na podstawie tych badań wysunięto hipotezę, że dopuszczalne obciążenie wieńca przy piaście określone jest warunkiem

$$\boxed{\frac{c_u}{c_m} \leq K = (1 \div 1{,}25)} \qquad (12)$$

Przebieg linii reprezentujących ten warunek dla K = 1 i K = 1,25 wykreślono również na wykresach.

7. UWAGI KOŃCOWE

Przeprowadzona analiza związków pomiędzy sprawnością wentylatora osiowego i zbiorem cech geometrycznych, kinematycznych i fizycznych (zależność (1)) pozwoliła wyznaczyć pola optymalnych parametrów pracy wentylatorów osiowych. Wykresy tego typu jak na rys. 2, 3 i 4 są niezbędne w procesie projektowania tych maszyn, szczególnie zaś przy racjonalnym doborze parametrów projektowych.

LITERATURA

1. MARCINOWSKI H.: Optimalprobleme bei Axialventilatoren, HLH Bd.8 (1957), Nr 11.
2. BERNARD T.: Wpływ parametrów kinematycznych i geometrycznych na sprawność wentylatorów osiowych, Prace ITC, z.26, Łódź 1965.
3. TULISZKA E.: Sprężarki, dmuchawy i wentylatory, WNT, Warszawa 1976.
4. LIEBLEIN S.: Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades, Trans.ASME 1959, Nr 4.
5. ECKERT B.: Sprężarki osiowe i promieniowe, PWT, Warszawa 1959.
6. PAPAILIOU K.D.: Correlations Concerning the Process of Flow Deceleretion. ASME Paper No.74-GT-87.