

Stanisław HORN,
Zygmunt SUCHARSKI

Politechnika Poznańska

O MOŻLIWOŚCIACH OKREŚLENIA CHARAKTERYSTYKI PRACY WENTYLATORA PROMIENIOWEGO

Streszczenie. W pracy przedstawiono propozycję metody przewidywania charakterystyki pracy wentylatora promieniowego. Ilość energii przekazywanej przepływającemu czynnikowi w funkcji wskaźnika wydatku φ_2 proponuje się określić w oparciu o rozwiązanie przepływu potencjalnego, skorygowanego za pomocą doświadczalnie wyznaczonych współczynników poprawkowych. Straty przepływu podzielono umownie na straty kanału wlotowego, straty uderzeniowe, straty kanału łopatkowego oraz straty kolektora wylotowego. Straty kanału łopatkowego ujmujące straty tarcia przepływów wtórnych oraz straty mieszania przedstawiono w funkcji kryterium podobieństwa, wynikającego z warunków tworzenia straty proponuje się określić klasycznymi metodami.

Ważniejsze oznaczenia

- b - szerokość wirnika,
- o - prędkość bezwzględna,
- D - średnica,
- h - strata,
- Δi_o - rzeczywisty przyrost entalpii całkowitej,
- Δi_{sc} - izentropowy przyrost entalpii całkowitej,
- K - kryterium podobieństwa dla współczynnika strat,
- l_z - długość łopatki,
- \dot{m} - strumień masy,
- N - moc,
- P - ciśnienie,
- Re - liczba Reynoldsa,
- Ro - liczba rotacji,
- R_k - promień krzywizny łopatek,
- T - temperatura,
- u - prędkość obwodowa,
- w - prędkość względna,
- \dot{V} - strumień objętości,
- z - liczba łopatek,

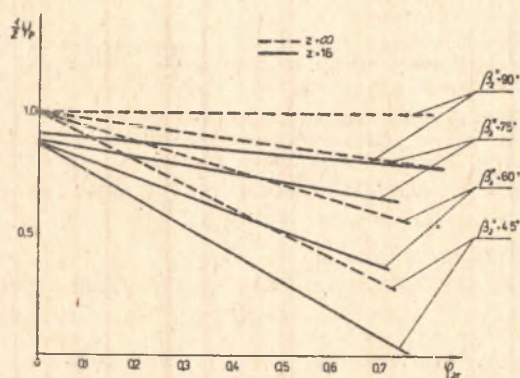
$\alpha_\mu, \alpha_\varphi, \alpha_k$	- współczynniki poprawkowe,
β^*	- kąt łopatkowy,
ξ	- współczynnik strat,
η_{sc}	- sprawność całkowita,
ρ	- gęstość,
ω	- prędkość kątowna,
ψ_p	- wskaźnik pracy,
ψ_{2r}	- wskaźnik wydatku.

1. Wprowadzenie

Przy projektowaniu wentylatorów promieniowych lub przy obliczaniu parametrów pracy konstrukcji istniejących pojawiają się dwa problemy. Pierwszy z nich to umiejętne określenie ilości energii przekazanej przez wirnik przepływającemu czynnikowi, drugi problem to trafne określenie zachodzących w przepływie strat. Istniejące metody obliczeń pozwalają na stosunkowo pewne przewidywanie punktu pracy wentylatora dla tak zwanych znamionowych warunków, pokrywających się zwykle z warunkami styczynego napływu na łopatkę wirnika. W chwili obecnej nie istnieją natomiast wystarczająco dokładne metody przewidywania punktów pracy wentylatora dla warunków różnych od znamionowych. Inaczej mówiąc nie istnieją metody umożliwiające przewidywanie charakterystyki pracy wentylatora. Przedstawiona w pracy propozycja oparta jest o rozwiązanie przepływu potencjalnego przez wirującą promieniową palisadę łopatkową i wyniki analizy warunków tworzenia się i rozwoju warstwy przyściennych na powierzchniach łopatek i tarcz wirnika. Konieczne korekcyjne współczynniki poprawkowe określono na podstawie badań rodziny 20 kół wirnikowych.

2. Określenie ilości energii przekazanej przez wirnik przepływającemu czynnikowi

Przy określaniu ilości energii, przekazanej przepływającemu przez wirnik czynnikowi, oparto się na rozwiązaniu płaskiego przepływu potencjalnego przez wirującą łopatkową palisadę promieniową. Rozwiązanie otrzymano za pomocą metody równań całkowych. Dla dowolnie wybranych warunków napływu na łopatkę otrzymano wartość prędkości oraz kąt spływu czynnika na wylocie z palisady. Zmieniając warunki na wlocie do wirnika otrzymano teoretyczną charakterystykę przekazania energii, która ma charakter linii prostej. Przykładowe bezwymiarowe charakterystyki, obliczone dla czterech wybranych kół wirnikowych, przedstawiono na rys. 1. Badane koła posiadały



Rys. 1

również linią prostą. Przedłużając liniowy odcinek bezwymiarowej rzeczywistej charakterystyki $\frac{z}{2} \psi_p = f(\psi_{2r})$ aż do przecięcia się z osiami współrzędnych, otrzymuje się wielkości oznaczone odpowiednio $\mu_o \hat{\psi}_{2r}$, których wartości są z zasady różne od wartości otrzymanych z rozwiązania przepływu potencjalnego. Wielkość odchylenia uzależniona jest od grubości warstw przyściennych, tworzących się na łopatkach i tarczach wirnika, wielkości ewentualnych obszarów oderwań oraz od intensywności przepływów wtórnych.

Porównano wyniki otrzymane z rozwiązania teoretycznego z wynikami badań rodziny 20 kół wirnikowych, o przedstawionej wyżej geometrii [1], których względna szerokość wirnika przyjmowała odpowiednio wartości: $b_2/D_2 = 0,03; 0,04; 0,06; 0,108$. Dokonane porównanie pozwoliło uchwycić wpływ względnej szerokości wirnika b_2/D_2 oraz kąta β_2 na odchylenie rzeczywistych wartości $\mu_o; \hat{\psi}_{2r}$; od wartości otrzymanych na podstawie rozwiązania przepływu potencjalnego ($\mu_o)_t$ i ($\hat{\psi}_{2r})_t$. Przyjmując

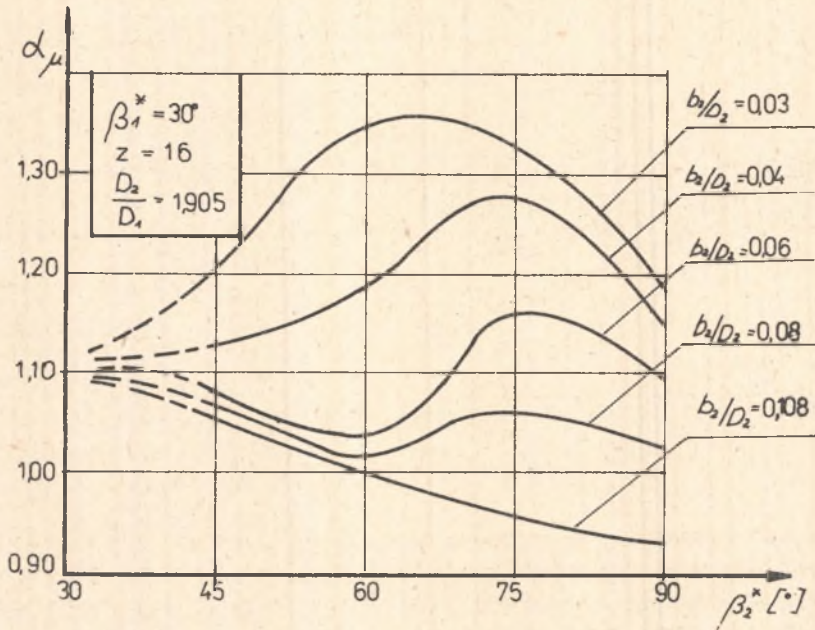
$$\hat{\psi}_{2r} = \alpha_\varphi \cdot (\hat{\psi}_{2r})_t, \quad (1)$$

$$\mu_o = \alpha_\mu (\mu_o)_t, \quad (2)$$

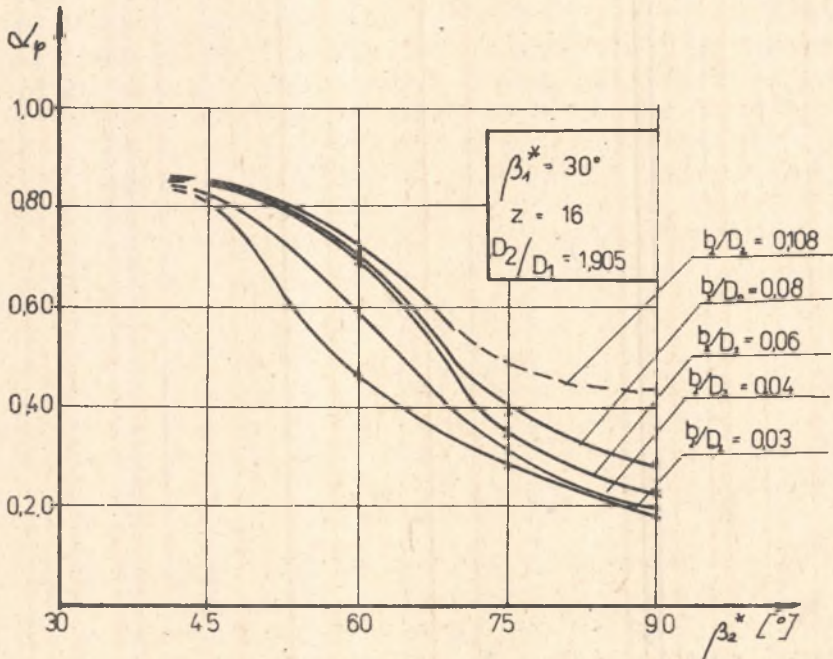
gdzie:

$$\alpha_\varphi = f_1\left(\frac{b_2}{D_2}; \beta_2^*\right); \quad \alpha_\mu = f_2\left(\frac{b_2}{D_2}; \beta_2^*\right),$$

można określić rzeczywistą bezwymiarową charakterystykę wentylatora, opierając się na charakterystyce teoretycznej i znanych współczynnikach poprawkowych $\alpha_\varphi; \alpha_\mu$. Na rys. 2 i rys. 3 przedstawiono przebieg współczynników poprawkowych w funkcji b_2/D_2 i β_2^* . Analiza przebiegu krzywych (rys. 2 i 3) wskazuje na silny wpływ względnej szerokości wirnika na pracę koła, który



Rys. 2



Rys. 3

dla wirników o szerokości względnej $b_2/D_2 > 0,108$ proponuje się przyjąć jako stały.

3. Straty zachodzące w przepływie przez wentylator promieniowy

Proces sprężania w wentylatorze można ocenić sprawność ą izentropową

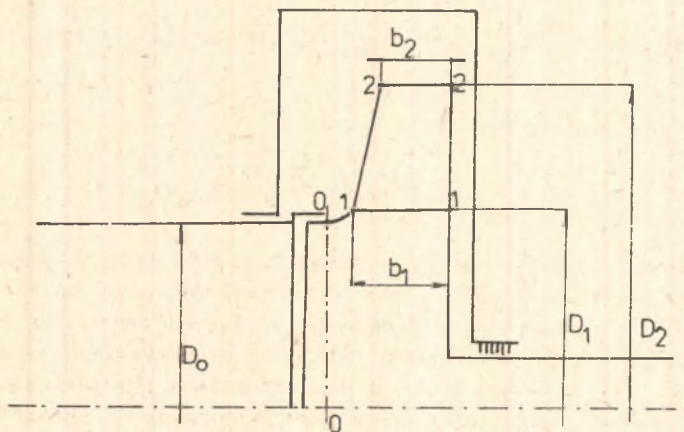
$$\eta_{sc} = \frac{\Delta i_{sc}}{\Delta i_c} = \frac{\Delta i_c - h_c}{\Delta i_c} \quad (3)$$

lub współczynnikiem strat

$$\xi = 1 - \eta_{sc} = \frac{\Delta i_c - \Delta i_{sc}}{\Delta i_c} = \frac{h_c}{\Delta i_c}. \quad (4)$$

Wielkości występujące w zależnościach (3) i (4) oblicza się w oparciu o średnie parametry przepływu na wlocie i wylocie z wentylatora (rys.4). Straty w przepływie h_c , zachodzące w całym wentylatorze, można umownie podzielić [2] na:

- straty kanału wlotowego h_{o-1} ,
- straty uderzeniowe h_{ud} ,
- straty kanału łopatkowego h_{k1} ,
- straty kolektora wylotowego h_k .



Rys. 4

Zaproponowany podział ma znaczenie formalne, ponieważ poszczególne straty są ze sobą ściśle związane i wzajemnie na siebie wpływają. Przyjęty sposób postępowania, zakładający poszczególne rodzaje strat jako niezależne względem siebie, pozwala uchwycić wielkości konstrukcyjne i przepływowe, wpływające w zasadniczy sposób na ich wartość.

Poszczególne rodzaje strat proponuje się obliczyć w poniższy sposób [2]:

- straty kanału wlotowego

$$h_{o-1} = \frac{1}{2} \zeta_{o-1} \cdot c_o^2, \quad (5)$$

gdzie współczynnik ζ_{o-1} należy wyznaczyć według metody podanej w pracy [3],

- straty uderzeniowe

$$h_{ud} = \frac{1}{2} \zeta_{ud} \cdot \bar{\sigma}_{ud}^2 = \frac{1}{2} \frac{1}{b_1 \bar{\sigma}_1} \zeta_{ud} \int_0^{b_1} (u_1 - c_1 \cdot \text{ctg } \beta_{1,st})^2 \sigma_1 db \quad (6)$$

gdzie:

$$\zeta_{ud} = 1,0$$

$\bar{\sigma}_1$ - średnia prędkość na wlocie do wieńca łopatkowego,

$\beta_{1,st}$ - lokalny kąt napływu stycznego,

- straty kolektora wylotowego

$$h_k = \frac{1}{2} \zeta_k \cdot c_k^2, \quad (7)$$

gdzie współczynnik ζ_k i prędkości c_k proponuje się wyznaczyć zgodnie z pracą [3],

- straty kanału łopatkowego

$$h_{k1} = \frac{1}{2} \zeta_{kt} \cdot w_1^2 = \frac{1}{2} \zeta_{kt} \cdot c_{k1}^2 \cdot w_1^2. \quad (8)$$

Straty kanału łopatkowego h_{k1} obejmują straty tarcia przepływów wtórnych oraz straty mieszania. Przy ich wyznaczaniu proponuje się oprzeć na odpowiednio opracowanych wynikach badań. Z uwagi na to, że powyżej określone straty kanału łopatkowego zależą od warunków tworzenia się i rozwoju warstw przyściennych, na jego powierzchniach przeanalizowano w pracy [2] te warunki, otrzymując kryterium podobieństwa w postaci

$$K = Re^{0,25} \left[R_o^2 - \left(\frac{a}{R_k} \right)^2 \right], \quad (9)$$

gdzie:

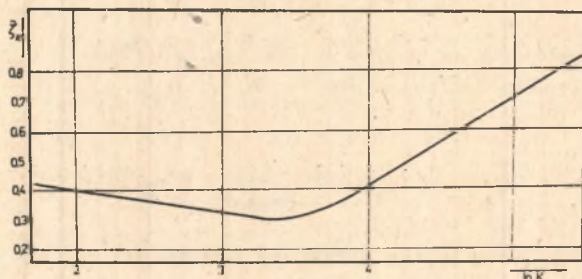
$$Re = \frac{w_{sr} \cdot l_1}{\nu} = \frac{w_1 + w_2}{2} \cdot \frac{l_1}{\nu},$$

$$R_o = \frac{\omega \cdot a}{w_2},$$

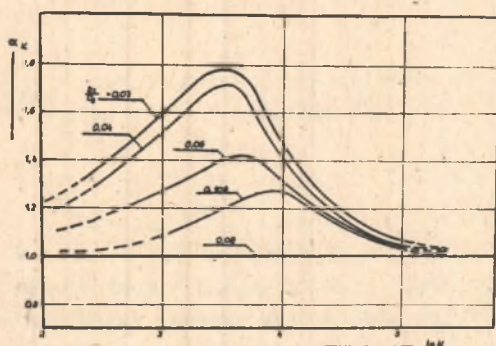
$$d = \frac{\pi \cdot D_2}{Z} \cdot \sin \beta_2^*.$$

Wyniki badań wykazały silny wpływ względnej szerokości wirnika (b_2/D_2) na wartość współczynnika strat, który uwzględniono przez wprowadzenie dodatkowego współczynnika poprawkowego α_{k1} .

Na rys. 5 przedstawiono przebieg otrzymanej, na podstawie badań, zmiany skorygowanego współczynnika strat $\xi_{kt} = f(\ln k)$, a na rys. 6 przebieg współczynnika poprawkowego α_{kt} . Dla danych warunków przepływu i znanej



Rys. 5



Rys. 6

geometrii wirnika straty kanału łopatkowego można wyznaczyć opierając się na przedstawionych na rys. 5 i rys. 6 wykresach.

3. Sposób przeprowadzenia obliczeń

W procesie zachodzącym w wentylatorze promieniowym można potraktować ozymnik jako nieściśliwy. Jako dane wejściowe do obliczeń na EMC wprowadzane są dwie grupy danych:

- dane opisujące geometrię wentylatora oraz obroty,
- dane opisujące strumień na dopływie do wentylatora oraz współczynniki poprawkowe.

Z rozwiązania przepływu potencjalnego dla koła wirnikowego i zadanych współczynników poprawkowych $\alpha_\mu, \alpha_\varphi$ otrzymuje się bezwymiarową charakterystykę w postaci:

$$\frac{1}{2} \psi_p = - \frac{\mu_o}{\varphi_{2r}} \cdot \varphi_{2r} + \mu_o = - \frac{\alpha_\mu}{\alpha_\varphi} \cdot \frac{(\mu_o)_t}{(\varphi_{2r})_t} \cdot \varphi_{2r} + \alpha_\mu (\mu_o)_t \quad (10)$$

Dla wybranego punktu charakterystyki określa się:

- rzeczywisty przyrost entalpii

$$\Delta i = 2 \cdot \frac{1}{2} \psi_p \cdot u_2 \quad (11)$$

- strumień czynnika

$$\dot{V} = \mathcal{K} \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \varphi_{2r} \cdot u_2 \cong V_o \quad (12)$$

Przy znanych parametrach na wlocie do wentylatora można z zależności (5), (6), (7) i (8) wyznaczyć kolejno straty: h_{o-1} , h_{ud} , h_{k1} , h_k oraz całkowitą stratę równą:

$$h_o = h_{o-1} + h_{ud} + h_{k1} + h_k$$

Z zależności (3) określa się sprawność procesu η_{sc} . Całkowity przyrost ciśnienia wyznacza się z zależności:

$$\Delta P_o = \rho_o \cdot \Delta i \cdot \eta_{sc} \quad (13)$$

a moc z zależności:

$$N_i = \dot{m} \Delta i = \dot{V} \rho_o \cdot \Delta i \quad (14)$$

4. Podsumowanie

Przedstawiona w pracy propozycja sposobu określenia charakterystyki umożliwia przewidywanie punktów pracy wentylatora, o znanej konstrukcji, nie tylko dla znamionowych warunków, lecz również dla pewnego zakresu zmiany strumienia objętości. Znajomość tych danych umożliwia lepszy dobór wentylatora do zmiennych warunków pracy i może stanowić pewną pomoc przy optymalizacji konstrukcji wentylatora projektowanego. Wprowadzone współczynniki poprawkowe zostały opracowane w oparciu o badanie kół równoległotarczowych. Wydaje się, że dalsze badania kół wirnikowych o pochyłonej tarzy pozwolą uściślić zaproponowaną metodę przez ujęcie wpływu b_1/b_2 na ilość przekazanej energii i wielkość zachodzących w przepływie strat.

LITERATURA

- [1] Praca zbiorowa: Badanie przepływu przez wirujące wieńce łopatkowe i dyfuzory. Opracowanie wewnętrzne Instytutu Techniki Ciepłej i Silników Spalinowych. Politechnika Poznańska, Poznań 1976.
- [2] Horn St., Walczak J., Organista W.: Straty przepływu w kołach wirnikowych sprężarek promieniowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej. Seria - Maszyny Robocze i Pojazdy. Nr 17, Poznań 1978.
- [3] Tuliszka E.: Sprężarki, dmuchawy i wentylatory. WNT, Warszawa 1976.

О ВОЗМОЖНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОТЫ
РАДИАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

Р е з ю м е

В статье представлено предложение применения метода предусматривания характеристики работы радиального вентилятора. Количество энергии, переданной текущей среде в функции счётчика расхода φ_{2r} предлагается определить на основе расчёта потенциального обтекания решётки профилей, исправленного при помощи экспериментально определённых коэффициентов.

Потери энергии течения разделены условно на потери входного устройства, ударные потери, потери лопаточного канала и потери всасывающего устройства. Потери лопаточного канала, в которые входят потери на трение, потери вторичных течений, а также потери выравнивания профиля скоростей, представлены в функции критерия подобия, вытекающего из условий образования пограничных слоёв на лопатках вентилятора. Остальные потери предлагается определить классическими методами.

ON THE POSSIBILITIES OF DESCRIPTION OF THE PERFORMANCE
CHARACTERISTICS OF A RADIAL FAN

S u m m a r y

In this paper the proposal of determination of the performance characteristics of a radial fan is presented. It is proposed to describe the amount of energy transferred into air as the function of expense index φ_{2r} . This is done on the basis of the solution of the potential flow corrected by means of experimentally determined corrective coefficients.

The losses of flow are divided into losses in the entry channel, shock losses, losses in the blend channel as well as losses in the exit channel.

The losses in the blend channel constitute the sum of friction losses, losses of secondary flows, and mixing losses.

In this paper these losses are presented as a function of a similarity criterion derived from the conditions of formation of boundary layers on the fan blades. It is proposed to describe the remaining losses with classical methods.