

Numeryczna analiza charakterystyk wentylatora osiowego

Numerical analysis of axial fan characteristics

STANISŁAW WRZESIEŃ
MICHAŁ FRANT
MACIEJ MAJCHER *

DOI: <https://doi.org/10.17814/mechanik.2018.7.98>

W artykule porównano podstawowe charakterystyki pracy wentylatora osiowego uzyskane metodą numeryczną i analityczną, stanowiące etap wstępnego projektowania wentylatora o zadanych osiągnięciach. Takimi osiągnięciami są charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego, mocy oraz sprawności całkowitej w funkcji objętościowego natężenia przepływu. Przedstawione wyniki wykazywały istotne różnice ilościowe i jakościowe w przebiegu charakterystyk uzyskanych dwoma metodami. Potwierdzono przydatność metod numerycznych w odniesieniu do wstępnego projektu analitycznego.

SŁOWA KLUCZOWE: CFD, maszyny przepływowe, charakterystyki wentylatorów osiowych

The paper presents an analysis and comparison of basic characteristics of axial fans, both analytically and numerically. Such characteristics are: the characteristics of the total pressure, power and total efficiency as a function of the volumetric flow rate. The presented results showed significant quantitative and qualitative differences in the characteristics obtained by two methods. The usefulness of numerical methods in relation to the results of the initial analytical project was confirmed.

KEYWORDS: CFD, flow machines, characteristics of axial fans

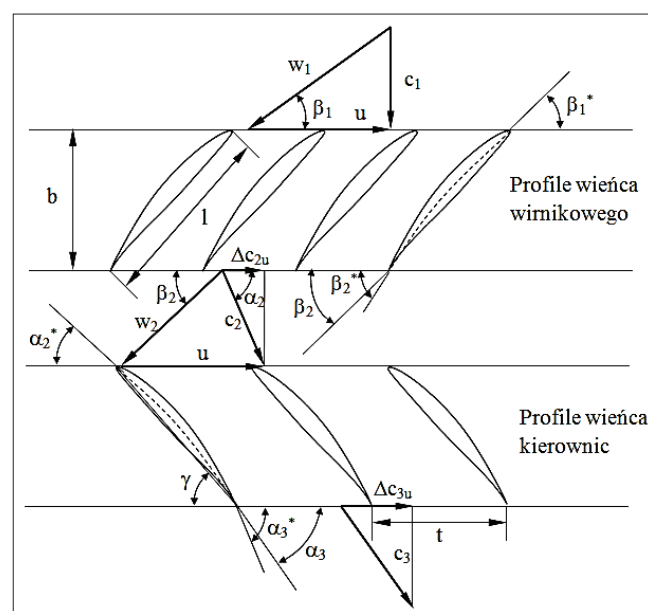
Obecnie poszukuje się takich rozwiązań konstrukcyjnych wentylatorów osiowych, które zwiększą ich sprawność, co jest bezpośrednio związane z rozporządzeniem Komisji UE nr 327/2011 z 30 marca 2011 r. dotyczącym wykonania dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady Unii Europejskiej 2009/125/WE w odniesieniu do wymogów ekoprojektu dla wentylatorów napędzanych silnikiem elektrycznym o poborze mocy od 125 W do 500 kW. Wynika to z dużego udziału tej grupy maszyn w emisji dwutlenku węgla [12]. Dostępne na polskim rynku rozwiązania konstrukcyjne wentylatorów osiowych w większości przypadków nie spełniają wymagań dotyczących minimalnego poziomu sprawności – ich sprawność całkowita przy parametrach nominalnych waha się w szerokim zakresie – od ok. 45 do ok. 75%.

Proces projektowania wentylatorów opiera się na wykorzystaniu algorytmów analitycznych. Metody analityczne, bazujące na szeregu uproszczeń, nie pozwalają na pełne ujęcie rzeczywistych zjawisk przepływowych, zachodzących w wieńcach łopatkowych wentylatorów osiowych. To jest przyczyną rozbieżności między osiągnięciami teoretycznymi a rzeczywistymi tych maszyn przepływowych (zwłaszcza że przepływ czynnika roboczego należy do klasy nieustalonych zagadnień trójwymiarowych). Dzięki uproszczeniom można jednak wykonać wstępne projekty gazodynamiczne, stanowiące podstawę do poprawy sprawności wentylatorów osiowych.

Analiza stanu zagadnienia [8, 10, 13] wskazuje na ważną rolę metod numerycznych w uzyskiwaniu jakościowych i ilościowych wyników, zbieżnych z wynikami badań doświadczalnych, oraz w weryfikacji analitycznych projektów wentylatorów osiowych. Taka weryfikacja ogranicza liczbę badań doświadczalnych prototypów wentylatorów do koniecznego minimum i tym samym zmniejsza koszty związane z projektowaniem.

Algorytm analityczny

Na potrzeby numerycznej weryfikacji analitycznego projektu wentylatora osiowego zaprojektowano wentylator o nominalnym przyroście ciśnienia całkowitego $\Delta p_c = 400$ Pa przy objętościowym natężeniu przepływu $Q = 5$ m³/s. Projekt wykonano z wykorzystaniem dostępnych w literaturze algorytmów analitycznych [5, 7, 14, 16], które bezpośrednio wynikają z modelu palisady prostoliniowej (rys. 1), stanowiącej model analityczny osiowej maszyny przepływowej. Palisada wraz z odpowiednimi dla niej trójkątami prędkości obrazuje charakter dwuwymiarowego przepływu bez zmiany kierunku na wlocie.



Rys. 1. Płaska palisada profili

Geometria palisady jest jednoznacznie określona przez zastosowany profil, długość jego cięciwy l , podziałkę palisady t , kąt ustawienia profilu w palisadzie γ oraz szerokość palisady b . Dodatkowo określa się tzw. wypełnienie palisady σ , stanowiące stosunek cięciwy profilu l do podziałki palisady t . Kąty, jakie tworzą styczne do szkieletowej profilu w punktach geometrycznej krawędzi natarcia i spływu względem kierunku obwodowego, nazywa się kątami łopatkowymi [14].

* Dr hab. inż. Stanisław Wrzesień (stanislaw.wrzesien@wat.edu.pl), mjr dr inż. Michał Frant (michal.frant@wat.edu.pl), mgr inż. Maciej Majcher (maciej.majcher@wat.edu.pl) – Wojskowa Akademia Techniczna

Proces projektowania wentylatora osiowego kończy się wraz z ustaleniem kątów ustawienia profili w palisadzie, ich cięciw oraz podziałki palisady – zarówno dla wieńców wirnikowych, jak i kierowniczych – dla zdefiniowanych parametrów nominalnych. Na rys. 2 pokazano wirtualny model projektowanego wentylatora.

Do zalet modelu palisady prostoliniowej należy zaliczyć prostotę opisu kinematyki przepływu oraz możliwość oszacowania osiągowo projektowanego wentylatora. Kluczową wadą jest sprowadzenie przepływu do przypadku ustalonego przepływu płaskiego. Pojawiają się również problemy z oszacowaniem strat przepływu, w tym strat tarcia; nie uwzględnia się również zjawiska oderwania czy interferencji między wieńcem wirnikowym i kierowniczym.

Kolejnym istotnym problemem w projektowaniu analitycznym wieńców łopatkowych osiowych maszyn przepływowych jest dobór profili na łopatki. Przebiegi współczynników aerodynamicznych, siły nośnej i siły oporu zdecydowanie różnią się dla przypadków opływu profili izolowanych i w palisadzie [3, 4]. W przypadku projektowania wieńców łopatkowych maszyn przepływowych nie należy stosować współczynników dla profili izolowanych.

Problem doboru profili do wieńców łopatkowych rozwiązano dzięki wykorzystaniu funkcji definiującej współrzędne szkieletowej o kształcie parabolicznym [15]:

$$y = \frac{x - x^2}{\frac{1 - 2 \cdot x_f}{f} \cdot x + \frac{x_f^2}{f}} \quad (1)$$

Bazując na algorytmie projektowania wentylatora osiowego [15], określono wymaganą strzałkę ugięcia profilu f , co pozwoliło na wyznaczenie kształtu szkieletowej profilu, dostosowanej do uzyskanych trójkątów prędkości. Na łopatki wieńca wirnikowego i kierowniczego zastosowano profil NACA 65-010 [4], dla którego położenie maksymalnej strzałki ugięcia x_f przewidziano na połowie cięciwy.

Metodyka analiz numerycznych

Numeryczną analizę przepływu powietrza przez układ łopatkowy wentylatora osiowego przeprowadzono z wykorzystaniem metod komputerowej mechaniki płynów, zaimplementowanych w programie Ansys Fluent, dla przypadku przepływu turbulentnego.

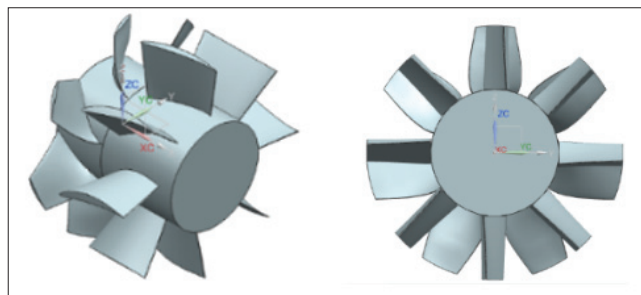
Przepływ turbulentny można potraktować jako ruch średnio ustalony [6]. Można zatem stwierdzić, że średnie parametry przepływu są stałe w czasie pomimo chaotycznego oraz pulsacyjnego charakteru tego ruchu. Biorąc to pod uwagę, parametry przepływu można przedstawić jako sumę średnich (ustalonych) wartości oraz pulsacji nieustalonych w czasie. Następnie, po dokonaniu odpowiednich przekształceń [6], można zapisać układ uśrednionych równań Naviera-Stokesa, określanych mianem równań Reynoldsa (Reynolds Averaged Navier – Stokes RANS):

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] +$$

$$- \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j')$$
(2)

W równaniu (2) należy zwrócić uwagę na człon $\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j')$, który reprezentuje naprężenia związane z uśrednioną prędkością zmiany pędu, powodowane przez naprężenia turbulentne.



Rys. 2. Model zaprojektowanego wentylatora

Łatwo zauważyć, że układ równań (2) nie jest układem zamkniętym. W celu jego domknięcia należy dopisać sześć równań określających składowe tensora naprężeń turbulentnych, które wynikają z zastosowanego modelu turbulencji [9]. Sprawdzone modelem okazuje się stosowany wcześniej [9] model realizabile $k-\varepsilon$ [1].

Domknięcie układu (2) wymaga również określenia zależności:

$$p = p(\rho, T), \quad \mu = \mu(T) \quad (3)$$

Siatki numeryczne i warunki brzegowe

Na potrzeby analiz numerycznych model projektowanego wentylatora (rys. 2) poddano dyskretyzacji w oprogramowaniu Ansys z wykorzystaniem modelu numerycznego MRF (*multiple reference frame*), przeznaczanego do wielostopniowych maszyn wirnikowych [1].

Przed rozpoczęciem symulacji numerycznych wykonano kilka siatek dla pojedynczego wieńca wirnikowego, różniących się liczbą elementów, aby przeanalizować wpływ gęstości siatki na otrzymywane wyniki. Modele obliczeniowe dyskretyzowano za pomocą tzw. siatek hybrydowych, typowych dla symulacji przepływu przez elementy o skomplikowanych kształtach [2].

Podstawowe charakterystyki pracy wentylatora wyznaczono metodami numerycznymi, przy stopniowym dławieniu przepływu powietrza przez wentylator. Jest to taka sama procedura, jaką się stosuje w badaniach doświadczalnych na stanowiskach znormalizowanych [11] przy wyznaczaniu osiągowo wentylatora. W przypadku analiz numerycznych dławienie uzyskiwano przez zmianę masowego natężenia przepływu na wlocie, co jest standardem w tego typu analizach [1]. Zastosowano warunki brzegowe typowe dla tego typu przypadków obliczeniowych [8–10, 13].

Numeryczne wyniki przyrostu ciśnienia całkowitego dla siatek o różnej liczbie elementów zestawiono w tablicy. Dane te wskazują, że liczba elementów skończonych ma znikomy wpływ na wyniki symulacji (różnice nie przekraczają 0,55%).

Dalej przeanalizowano przebiegi podstawowych charakterystyk projektowanego wentylatora osiowego, uzyskane metodami numerycznymi oraz analitycznie. Zakres wydatku, dla którego sporządzono charakterystyki, wynika z zakresu obliczeniowego dla modelu numerycznego wentylatora oraz przypadku przepływu ustalonego.

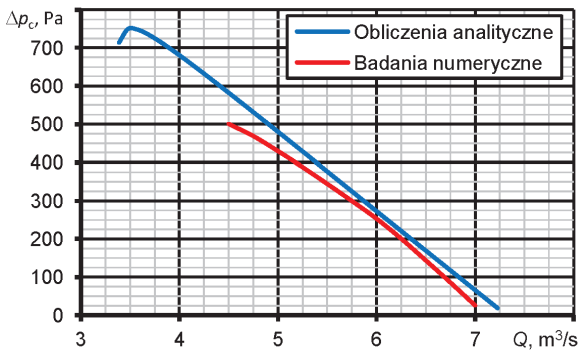
TABLICA. Wyniki przyrostu ciśnienia całkowitego dla siatek o różnej liczbie elementów

Liczba elementów siatki	Δp_c , Pa
1 716 434	446,08
1 637 894	445,43
1 371 790	447,55
1 196 569	445,11
865 538	446,89

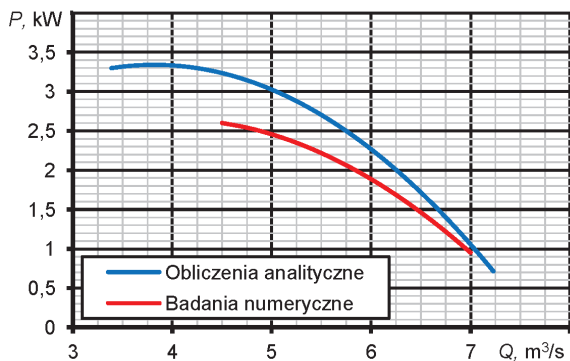
Porównanie wyników numerycznych z analitycznymi

Na rys. 3 pokazano porównanie charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego dla projektowanego wentylatora, wyznaczonych metodami analityczną i numeryczną.

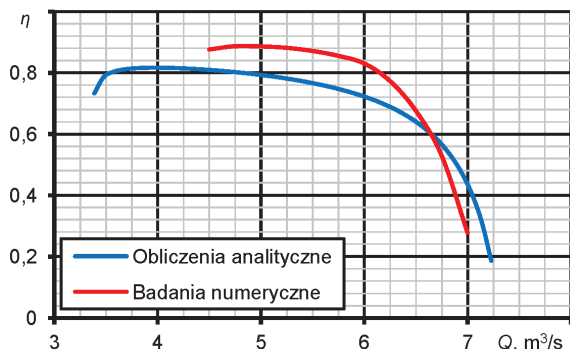
Na podstawie pokazanych przebiegów można stwierdzić, że przyrost ciśnienia całkowitego wyznaczony analitycznie różni się ilościowo od uzyskanego na drodze symulacji numerycznych. Najmniejsza różnica względna między charakterystykami wynosi 7,47% przy wydatku równym $5,5 \text{ m}^3/\text{s}$. Średnie odchylenie względne w zakresie wydatku $4,5 \div 7 \text{ m}^3/\text{s}$ wynosi 29,72%. Różnica w przebiegach charakterystyk wynika z ograniczeń metody analitycznej oraz braku możliwości dokładnej oceny strat przepływu. Fakt ten potwierdza również jakościowy przebieg charakterystyk. Wyznaczona analitycznie charakterystyka przyrostu ciśnienia całkowitego w zakresie wydatku $4,5 \div 7 \text{ m}^3/\text{s}$ jest liniowa, a charakterystyka uzyskana numerycznie jest zbliżona do liniowej. Jest to m.in. efekt zastosowania w algorytmie analitycznym stałego współczynnika strat profilowych. W rzeczywistości stanowi on funkcję wydatku przepływu oraz kąta napływu i spływu z łopatki (na jej określonym przekroju).



Rys. 3. Charakterystyka przyrostu ciśnienia całkowitego wentylatora



Rys. 4. Charakterystyka mocy wentylatora o parametrach nominalnych



Rys. 5. Charakterystyka sprawności całkowitej wentylatora

Na rys. 4 pokazano charakterystyki mocy. Jak widać, moc liczona według algorytmu analitycznego jest zawyżona w stosunku do mocy uzyskanej metodą numeryczną. Wynika to przede wszystkim z różnych sposobów wyznaczania tego parametru. Moc napędowa wyznaczana metodą analityczną polega na oszacowaniu mocy niezbędnej do pokonania strat przepływu. W metodzie numerycznej ta moc jest wyznaczana na podstawie wartości momentu oporowego, wynikającego z oddziaływania czynnika roboczego na powierzchnię łopatki. Średnie odchylenie względne charakterystyk w zakresie wydatku $4,5 \div 7 \text{ m}^3/\text{s}$ wynosi 20,27%.

Na rys. 5 pokazano charakterystyki sprawności całkowitej. Widoczne różnice pomiędzy charakterystykami wynikają z omówionych wcześniej różnic charakterystyk mocy wentylatora oraz przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu. Średnie odchylenie względne w zakresie wydatku $4,5 \div 7 \text{ m}^3/\text{s}$ wynosi 14,9%.

Podsumowanie

W artykule przedstawiono porównanie podstawowych charakterystyk wentylatora osiowego, uzyskanych metodami analityczną oraz numeryczną. Omówiono uzyskane wyniki oraz wykazano znaczące różnice w osiągnięciach wentylatorów, wyznaczanych tymi dwiema metodami badawczymi. Wyniki potwierdzają konieczność weryfikacji analitycznych projektów wentylatorów metodami numerycznymi. Znajomość poziomu rozbieżności wyników – zarówno jakościowych, jak i ilościowych – pozwala na uściślenie zakresu prac na etapie projektowania tego typu maszyn, mających na celu poprawę sprawności wentylatorów osiowych z zachowaniem oczekiwanej wartości sprężu całkowitego i mocy napędowej.

LITERATURA

1. Ansys Fluent 12.0. User's Guide.
2. Ansys. Release 15. Meshing User's Guide.
3. Abbot I., Von Doenhoff A. "Theory of Wing Sections: Including a Summary of Airfoil Data". New York: Dover Publications INC, 1959.
4. Emery J., Herrig J., Erwin J., Felix R. "Systematic two-dimensional cascade tests of NACA 65-series compressor blades at low speed". NACA Technical Report 1368. USA: National Advisory Committee for Aeronautics. Langley Aeronautical Lab, 1958.
5. Fortuna S. „Wentylatory. Podstawy teoretyczne, zagadnienia konstrukcyjno-eksploatacyjne i zastosowanie”. Kraków: Techwent, 1999.
6. Kazimierski Z. „Podstawy mechaniki płynów i metod komputerowej symulacji przepływu”, Łódź: Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, 2004.
7. Kuczewski S. „Wentylatory”. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1978.
8. Kumawat H. "Modeling and simulation of axial fan using CFD". *International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronics and Manufacturing Engineering*, 8, 11 (2014): s. 1892–1896.
9. Majcher M., Wrzesień S., Frant M. "The Impact of Mesh Quality and Mesh Adaptation on the Results of Numerical Solution of the Axial Fans". *Summary of Proceedings. NAFEMS World Congress 2015, USA*.
10. O'Halloran S., Hannukainen P., Makkonen P., Meyer L., Kumar V., Krosser M. "Fan Modeling Validation Using CFD". *Summary of Proceedings. NAFEMS World Congress 2015, USA*.
11. PN-EN ISO 5801:2008. Wentylatory przemysłowe – Badanie charakterystyk działania na stanowiskach znormalizowanych.
12. Rozporządzenie Komisji Unii Europejskiej nr 327/2011 z 30 marca 2011 r.
13. Sahili A., Zogheib B., Barron R. "3-D modeling of axial fans". *Applied Mathematics*, 04 (2013): s. 632–651.
14. Tuliszką E. „Sprężarki, dmuchawy i wentylatory”. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1976.
15. Witkowski A. „Sprężarki wirnikowe. Teoria, konstrukcja, eksploatacja”. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2013.