

Eksperymentalna weryfikacja trójwymiarowych obliczeń numerycznych wentylatorów promieniowych

Experimental verification of three-dimensional numerical calculations of radial fans

MARIAN PIWOWARSKI, PAWEŁ ZIEMIAŃSKI, PIOTR MIODUSZEWSKI, JACEK CZYZEWICZ, KRZYSZTOF LASZUK, MATEUSZ BORTKIEWICZ, KRZYSZTOF MADEJ, KAROL CYBULSKI, TOMASZ NAUMCZYK, TOMASZ FABIAŃSKI, ADAM MAKARA, JULIA JASKÓLSKA, MARTA PAWŁOWSKA

DOI 10.36119/15.2026.1.3

W artykule przedstawiono wyniki eksperymentalnej weryfikacji trójwymiarowych obliczeń CFD (Computational Fluid Dynamics) dla wentylatorów promieniowych, przeprowadzone w ramach projektu badawczego COLUBRIS w firmie Nyborg-Mawent. Obliczenia wykonano w programie ANSYS CFX 3D dla przepływu lepkiego i ściśliwego z wykorzystaniem modelu turbulencji $k-\omega$ SST. Analizy przeprowadzono dla pełnego modelu geometrycznego (króciec ssawny, wirnik, obudowa, wylot), przy prędkości obrotowej 2950 obr/min i w zakresie przepływu $0,4-1,2 \text{ m}^3/\text{s}$, odpowiadającym wartościom ciśnienia całkowitego $1,5-3,8 \text{ kPa}$. Wyniki CFD porównano z pomiarami laboratoryjnymi wykonanymi na rzeczywistym stanowisku badawczym. Otrzymano bardzo dobrą zgodność ilościową i jakościową – maksymalne różnice wyniosły do 3,5% dla sprawności, 3,1% dla ciśnienia całkowitego oraz 2,2% dla mocy. Największe rozbieżności występowały przy skrajnych natężeniach przepływu (poniżej $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ i powyżej $1,1 \text{ m}^3/\text{s}$), co przypisano zjawiskom separacji i recyrkulacji w kanale dyfuzora. Uzyskane wyniki potwierdzają wiarygodność metodyki i przydatność modeli 3D do projektowania i dalszej optymalizacji wentylatorów promieniowych, w tym do identyfikacji obszarów generujących straty przepływowe i akustyczne.

Słowa kluczowe: wentylatory, obliczenia numeryczne, analiza sprawności, zarządzanie projektem innowacyjnym, laboratorium badawcze

The article presents the results of experimental verification of three-dimensional CFD (Computational Fluid Dynamics) calculations for radial fans, carried out as part of the COLUBRIS research project at Nyborg-Mawent. The calculations were performed in ANSYS CFX 3D for viscous and compressible flow using the $k-\omega$ SST turbulence model. The analyses were performed for a complete geometric model (suction nozzle, impeller, casing, outlet) at a rotational speed of 2950 rpm and a flow range of $0.4-1.2 \text{ m}^3/\text{s}$, corresponding to total pressure values of $1.5-3.8 \text{ kPa}$. The CFD results were compared with laboratory measurements performed on an actual test bench. A very good quantitative and qualitative agreement was obtained – the maximum differences were up to 3.5% for efficiency, 3.1% for total pressure, and 2.2% for power. The largest discrepancies occurred at extreme flow rates (below $0.5 \text{ m}^3/\text{s}$ and above $1.1 \text{ m}^3/\text{s}$), which was attributed to separation and recirculation phenomena in the diffuser duct. The results obtained confirm the reliability of the methodology and the usefulness of 3D models for the design and further optimization of radial fans, including the identification of areas generating flow and acoustic losses.

Keywords: fans, numerical analysis, efficiency analysis, managing innovative project, research laboratory

dr hab. inż. Marian Piwowarski (M.P.) <https://orcid.org/0000-0001-8475-5686> – Politechnika Gdańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa, marian.piwowarski@pg.edu.pl

dr Paweł Ziemiański (P.Z.) <https://orcid.org/0000-0002-4391-9282> – Politechnika Gdańska, Wydział Zarządzania i Ekonomii, pawel.ziemianski@pg.edu.pl

dr hab. inż. Piotr Mioduszewski (P.M.) <https://orcid.org/0000-0001-6378-9094> – Politechnika Gdańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa, piotr.mioduszewski@pg.edu.pl

dr inż. Jacek Czyzewicz (J.C.) <https://orcid.org/0000-0002-7053-4919> – Politechnika Gdańska, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Okrętownictwa, jacek.czyzewicz@pg.edu.pl

mgr inż. Mateusz Bortkiewicz (M.B.) – Nyborg-Mawent, mbortkiewicz@nyborg-mawent.com

inż. Krzysztof Laszuk (K.L.) – NM Design Office, klaszuk@nmdo.pl

mgr inż. Krzysztof Madej (K.M.) kmadej@nyborg-mawent.com, inż. Karol Cybulski (K.C.) kcybulski@nyborg-mawent.com,

inż. Tomasz Naumczyk (T.N.) tnaumczyk@nyborg-mawent.com, inż. Tomasz Fabiański (T.F.) tfabianski@nyborg-mawent.com,

mgr inż. Adam Makara (A.M.) amakara@nyborg-mawent.com, Julia Jaskólska (J.J.) julijaskolska@icloud.com,

mgr Marta Pawłowska (M.Pa.) mpawlowska@nyborg-mawent.com – Nyborg-Mawent

Adres do korespondencji/ Corresponding address: pawel.ziemianski@pg.edu.pl

Wprowadzenie i przegląd literatury

Wentylatory stanowią jedną z kluczowych grup urządzeń wykorzystywanych w systemach wentylacyjnych, klimatyzacyjnych i przemysłowych, a jednocześnie należą do najbardziej energochłonnych jednostek napędzanych silnikami elektrycznymi. Szacuje się, że w skali globalnej kilkanaście procent energii zużywanej przez silniki elektryczne przypada właśnie na wentylatory. W samym sektorze przemysłowym ich udział w całkowitym zużyciu energii wynosi około 11% w USA, 8% w Szwecji i ponad 9% w Wielkiej Brytanii [1]. Tak wysoki poziom konsumpcji energii sprawia, że poprawa efektywności pracy wentylatorów stanowi istotny obszar badań oraz działań regulacyjnych ukierunkowanych na ograniczenie zużycia energii i redukcję emisji CO₂.

Z punktu widzenia energetycznego sprawność wentylatora definiowana jest jako stosunek mocy przekazanej medium w postaci energii przepływu do mocy dostarczonej na wał urządzenia [2]. Straty energii powstające w układzie przepływowym, na powierzchniach wirnika i w obudowie obejmują m.in. tarcie, separację strug, zawirowania oraz mieszanie się przepływów. W konsekwencji całkowita efektywność urządzenia zależy nie tylko od konstrukcji i parametrów aerodynamicznych, lecz także od czynników eksploatacyjnych, takich jak prędkość obrotowa, temperatura medium czy warunki pracy w instalacji. Przykładowo, zmiana prędkości obrotowej wpływa na charakterystyki pracy wentylatora w sposób nieliniowy – ciśnienie rośnie proporcjonalnie do kwadratu prędkości, a zapotrzebowanie mocy do jej sześciu, co determinuje zarówno sprawność, jak i trwałość elementów konstrukcyjnych [3].

Znaczenie poprawy sprawności wentylatorów zostało podkreślone m.in. w raportach Międzynarodowej Agencji Energetycznej, które wskazują, że podniesienie efektywności maszyn wirnikowych jest jednym z kluczowych czynników globalnej redukcji zużycia energii [3]. W literaturze opisywane są różne strategie optymalizacji – od modyfikacji konstrukcji łopatek i obudów, poprzez zastosowanie regulacji prędkości obrotowej, aż po wykorzystanie sztucznej inteligencji do sterowania całym systemami wentylacyjnymi [4]. Szczególne znaczenie mają także badania w obszarze wentylacji górniczej i podziemnej, gdzie systemy te odpowiadają nawet za 40–50% zużycia energii w obiektach [5].

W pracy wykazano, że optymalny prześwit wierzchołkowy w wentylatorach osiowych ma kluczowe znaczenie dla

ograniczenia strat wynikających z powstawania wirów upływowych. Zbyt duży prześwit prowadzi do intensyfikacji przepływu bocznikującego, który zmniejsza efektywną różnicę wartości ciśnienia wzdłuż łopatki, natomiast zbyt mały może powodować niestabilności przepływu i wzrost strat lepkościowych. Wskazano również, że zastosowanie wingletów (skrzydełek przy końcówkach łopatek) pozwala na skuteczne ograniczenie intensywności wirów końcowych, co w rezultacie poprawia jednorodność pola prędkości za wirnikiem oraz redukuje straty energii kinetycznej w głównym strumieniu powietrza [6].

W pracy [7] przeanalizowano natomiast wpływ szczeliny osiowej pomiędzy dyszą wlotową a wirnikiem wentylatora promieniowego. Badania numeryczne i eksperymentalne ujawniły, że przy różnych wartościach szczeliny uzyskano zbliżoną sprawność na poziomie około 44%, co potwierdza, iż geometria wlotu i sposób doprowadzenia strumienia mają większe znaczenie dla charakterystyki pracy niż sama wartość szczeliny. Autorzy podkreślili, że niekorzystne zjawiska separacji strugi mogą być ograniczane przez optymalny dobór kąta wlotowego i krzywizny łopatek, co bezpośrednio przekłada się na redukcję strat ciśnienia [7].

Z kolei badacze w artykule [8] zaproponowali zastosowanie jednostki odzysku ciśnienia (pressure regain unit), stanowiącej element pasywny poprawiający charakterystykę przepływu w kanale za wirnikiem. Dzięki temu rozwiązaniu osiągnięto istotny wzrost sprawności całkowitej, wynikający z ograniczenia strat dyfuzyjnych i stabilizacji pola prędkości w strefie załopatkowej. Zastosowana geometria pozwoliła na odzyskanie części energii kinetycznej przepływu, co w praktyce przekłada się na zmniejszenie zapotrzebowania energetycznego całego układu.

Badania opisane w pracy [9] koncentrowały się na analizie zjawisk recyrkulacyjnych w kanałach wirników. Autorzy dowiedli, że w określonych warunkach geometrycznych i liczbowych (m.in. przy odpowiednich wartościach kąta natarcia) powstawanie bańki recyrkulacyjnej może prowadzić do korzystnego rozkładu ciśnienia w kanale, a tym samym do ograniczenia strat wynikających z prześwitu wierzchołkowego. Efekt ten pozwala na lokalne zmniejszenie intensywności przepływu bocznego i bardziej równomierne obciążenie łopatki, co przekłada się na poprawę ogólnej sprawności [9].

W artykułach [10] i [11] zwrócono uwagę na straty przepływowe związane z dyfuzją i nagłym rozszerzeniem kanałów. Badania te wykazały, że klasyczne równania

empiryczne stosowane w analizach przepływów w kanałach dyfuzyjnych często nie odzwierciedlają rzeczywistych efektów lepkościowych i złożonych struktur turbulentnych. Wskazano na potrzebę precyzyjniejszego modelowania numerycznego (CFD) z uwzględnieniem efektów separacji i recyrkulacji, aby dokładniej odwzorować mechanizmy strat w elementach dyfuzorów i komór rozprężnych [10, 11].

Interesujące wyniki przedstawiono również w pracy [12], w której analizowano wpływ liczby łopatek wirnika na charakterystykę pracy wentylatora promieniowego. Wzrost liczby łopatek prowadził do zwiększenia ciśnienia całkowitego o ponad 21% oraz poprawy sprawności o 5,74% względem stanu projektowego. Efekt ten wynikał z bardziej równomiernego rozkładu obciążenia aerodynamicznego na obwodzie wirnika i ograniczenia przecieków wierzchołkowych, co potwierdza istotną rolę geometrii łopatkowania w kształtowaniu parametrów pracy [12].

Dodatkowo, w kontekście ograniczania strat akustycznych i obciążeń dynamicznych, istotne są aspekty analizy modalnej układów wentylatorowych. Autor opracowania [13] wykazał, że identyfikacja i kontrola modów akustycznych w cylindrycznych komorach (DFAN) przy wykorzystaniu analizy modalnej oraz modeli numerycznych MES umożliwia skuteczne przewidywanie wzorców pracy układu oraz projektowanie rozwiązań minimalizujących generację hałasu. W rezultacie możliwa jest redukcja strat akustycznych i minimalizacja ryzyka sprzężeń przepływ–struktura, co w sposób pośredni wspiera wzrost całkowitej efektywności systemu [13].

Równolegle do badań naukowych rozwijane są regulacje prawne, zarówno na poziomie międzynarodowym, jak i krajowym, które narzucają minimalne wymagania sprawności energetycznej dla wentylatorów. W tym kontekście coraz większą wagę poświęca się metodom ograniczania turbulencji, poprawie uszczelnień oraz redukcji strat przepływowych. Optymalizacja konstrukcji i eksploatacji wentylatorów staje się zatem nie tylko kwestią techniczną, lecz także strategicznym działaniem na rzecz zrównoważonego rozwoju [14].

W kolejnych częściach artykułu przedstawiono wyniki projektu badawczego COLUBRIS realizowanego w firmie Nyborg-Mawent, obejmującego opracowanie modeli numerycznych wentylatorów oraz ich weryfikację eksperymentalną w nowoczesnym laboratorium badawczym. Projekt stanowi przykład wdrożenia innowacji i rozwoju infrastruktury B+R w przedsiębiorstwie przemysłowym [15, 16, 17].

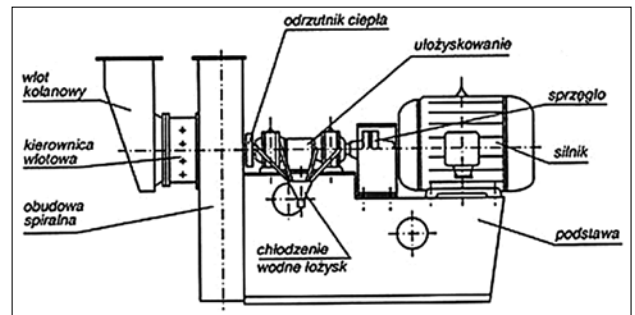
Metodyka obliczeń sprawności

W pracy skupiono się przede wszystkim na badaniach energetycznych, w tym głównie na analizie sprawności wentylatora, która odgrywa istotną rolę w ocenie efektywności technicznej tego typu urządzeń. Pozwala ona na identyfikację skutecznych rozwiązań konstrukcyjnych, które prowadzą do maksymalizacji sprawności, a tym samym do obniżenia zużycia energii elektrycznej oraz kosztów eksploatacji.

Zgodnie z aktualnymi normami [22 - 28], parametrami opisującymi pracę wentylatora o stałej lub regulowanej prędkości obrotowej są wydajność, spiętrzenie statyczne lub całkowite oraz moc pobierana przez urządzenie. Wydajność oznacza strumień objętościowy transportowanego gazu i określa zdolność wentylatora do przefiltrowania medium w określonym czasie. Spiętrzenie statyczne to różnica ciśnienia statycznego między wlotem a wylotem wirnika, natomiast spiętrzenie całkowite uwzględnia również składnik dynamiczny, czyli całkowity wzrost ciśnienia. Moc pobierana wyraża ilość energii zużywanej przez wentylator w trakcie pracy – jest to energia przekazywana do gazu przez wirnik, zwiększająca jego prędkość i ciśnienie. Sprawność całkowita, inaczej nazywana sprawnością wewnętrzną wentylatora, określa stosunek mocy użytecznej do mocy wewnętrznej (mocy mechanicznej na wale wentylatora). Prędkość obrotowa wirnika wentylatora to liczba obrotów jakie wykonuje wirnik w jednostce czasu. Wymienione powyżej wielkości tj. spiętrzenie statyczne lub całkowite, moc, i sprawność w funkcji wydajności przedstawione na jednym wykresie oraz dla jednej konkretnej prędkości obrotowej nazywane są charakterystyką wentylatora. Pozwalają one na dobór urządzenia w konkretnym zakresie różnych wartości ciśnienia i przepływu czynnika, pozwalają także przewidzieć zużycie energii elektrycznej przez urządzenie przy różnych wartościach przepływu powietrza.

Wentylator promieniowy wyposażony jest w podstawowe elementy, takie jak: wirnik, obudowa spiralna, silnik elektryczny do napędu wirnika oraz podstawa. Jednakże, gdy mówimy o wentylatorach, to zazwyczaj bierzemy pod uwagę całą instalację, w której skład mogą wchodzić: przewody wentylacyjne dolotowy i wylotowy, kierownica wlotowa, kłapa, przepustnica, łożyska, sprzęgło, odrzutnik ciepła, chłodzenie łożysk. Przykładowy schemat konstrukcyjny podstawowego wentylatora promieniowego wraz z elementami instalacji został przedstawiony na rysunku poniżej (rys. 1). Z kolei schemat aerodynamiczny wentylatora promieniowego jest bardzo ważnym aspektem w zrozumieniu działa-

Rys. 1
Schemat konstrukcyjny wentylatora promieniowego [2]



nia oraz projektowaniu wentylatorów promieniowych, ponieważ przedstawia on najważniejsze parametry geometryczne części przepływowej, od której zależą osiągi i cechy urządzenia. Rys. 2 przedstawia schemat z naniesionymi głównymi parametrami w dwóch rzutach wraz z opisem elementów konstrukcyjnych. W dalszej części pracy, wykorzystując pozycję bibliograficzną [2], zaprezentowano wzory pozwalające określić parametry niezbędne do stworzenia charakterystyk analizowanych wentylatorów promieniowych.

Sprawność wewnętrzna wentylatorów przemysłowych stanowi kluczowy parametr energetyczny, który opisuje efektywność konwersji energii mechanicznej doprowadzonej na wale wirnika na użyteczny przyrost ciśnienia przepływającego czynnika roboczego. Uwzględnia ona wszystkie straty zachodzące w procesie przemiany energii i jest definiowana jako stosunek mocy użytecznej do mocy wewnętrznej:

$$\eta_i = \frac{N_u}{N_i} \quad (1)$$

gdzie:

N_u – moc użyteczna [W],
 N_i – moc wewnętrzna [W].

Moc użyteczna reprezentuje ilość energii przekazanej czynnikowi gazowemu przez układ napędowy w jednostce czasu. W praktyce inżynierskiej oblicza się ją jako iloczyn strumienia objętościowego czynnika

i całkowitego spiętrzenia ciśnienia. W przypadku wysokociśnieniowych wentylatorów o spiętrzeniu całkowitym większym niż 3,6 kPa należy dodatkowo uwzględnić współczynnik korekcyjny [2]. Wzór umożliwiający obliczenie tego parametru został przedstawiony poniżej:

$$N_u = \dot{Q}_s \cdot \Delta P_{\text{całk}} \cdot f \quad (2)$$

gdzie:

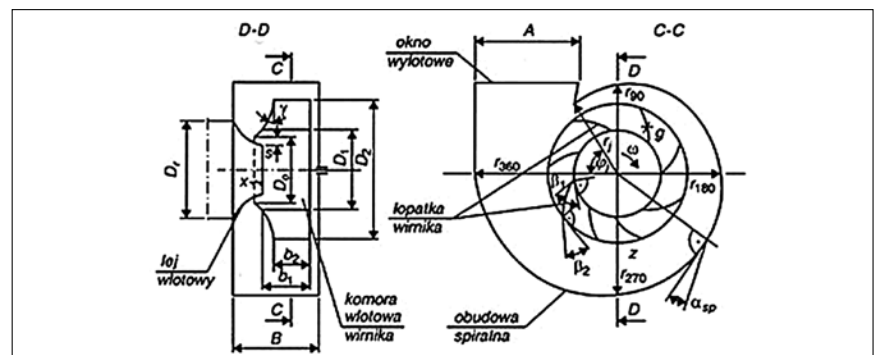
\dot{Q}_s – wydajność wentylatora, [m³/s],
 $\Delta P_{\text{całk}}$ – spiętrzenie całkowite wentylatora, [Pa],
 f – współczynnik korekcyjny (pomijalny dla $\Delta P_c < 3.6$ kPa), [-].

Wydajność wentylatora jest określona jako strumień objętości gazu przepływającego przez wentylator i zależy od geometrii układu przepływowego oraz parametrów kinematycznych. Obliczana jest za pomocą poniższego wzoru:

$$\dot{Q}_s = A_2 \cdot c_{2m} = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \text{tg} \beta_1 \cdot \frac{1}{\tau_1} \quad (3)$$

gdzie:

A_2 – przekrój charakterystyczny u wylotu z koła wirnikowego z uwzględnieniem grubości łopatki [m²],
 c_{2m} – składowa merydionalna prędkości, [m/s],
 D_1 – średnica wewnętrzna wirnika, [m],
 b_1 – szerokość wirnika na wlocie, [m],
 β_1 – kąt łopatki na wlocie, [rad],



Rys. 2

Główne parametry wentylatora promieniowego [2]; gdzie odpowiednio: D_0 – średnica otworu wlotowego, $D_1 = D_i$ – średnica wewnętrzna wirnika, D_2 – średnica zewnętrzna wirnika, b_1 – szerokość wirnika u wlotu, b_2 – szerokość wirnika u wylotu, β_1 – kąt łopatki u wlotu, β_2 – kąt łopatki u wylotu, γ – kąt nachylenia tarczy przedniej, r_1 – promień języczka, ϕ – kąt języczka, r_0 – promień wodzący spirali, A – wysokość okna wylotowego, B – szerokość obudowy, Z – liczba łopatek wirnika, α_{sp} – kąt rozwinięcia spirali logarytmicznej, S – szczelina przywylotowa, χ – zagłębienie leja wlotowego, g – grubość łopatki

τ_1 – współczynnik zwężenia przekroju na wlocie, [-].

Całkowite spiętrzenie ciśnienia określa przyrost energii jednostkowej gazu pomiędzy wlotem a wylotem z wirnika i obliczane jest za pomocą poniższego wzoru:

$$\Delta P_{\text{całk}} = \Delta P_{\text{całk}_{\text{wylot}}} - \Delta P_{\text{całk}_{\text{wlot}}} = \mu \cdot \eta_p \cdot \rho \cdot (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}) \quad (4)$$

gdzie:

$\Delta P_{\text{całk}_{\text{wylot}}}$ – ciśnienie całkowite gazu na wylocie z wirnika, [Pa],

$\Delta P_{\text{całk}_{\text{wlot}}}$ – ciśnienie całkowite gazu na wlocie do wirnika, [Pa],

η_p – sprawność przepływu wentylatora, [-],

ρ – gęstość gazu, [kg/m³],

u_2, u_1 – prędkości obwodowe u wylotu i wlotu wirnika, [m/s],

c_{2u}, c_{1u} – składowe obwodowe prędkości bezwzględnych, [m/s],

μ – liczba zmniejszenia mocy, [-].

Liczba zmniejszenia mocy jest parametrem, który należy uwzględnić ze względu na różnicę pomiędzy wirnikiem rzeczywistym, a fikcyjnym ujęciem wirnika przez Eulera, który zakładał nieskończoną liczbę kanałów międzyłopatkowych, podczas gdy w rzeczywistości ich liczba jest skończona. Rozbieżności są również w profilach prędkości względnych i bezwzględnych [18, 19].

Moc wewnętrzna jest to całkowita moc mechaniczna przekazana do wirnika przez silnik, określa się ją jako moc elektryczną silnika po uwzględnieniu sprawności silnika i strat mocy w układzie mechanicznym:

$$N_i = N_{el} \cdot \eta_{sil} - N_m \quad (5)$$

gdzie:

N_{el} – moc elektryczna silnika, [-],

η_{sil} – sprawność silnika wzięta z charakterystyki producenta dla punktu pracy wentylatora, [-],

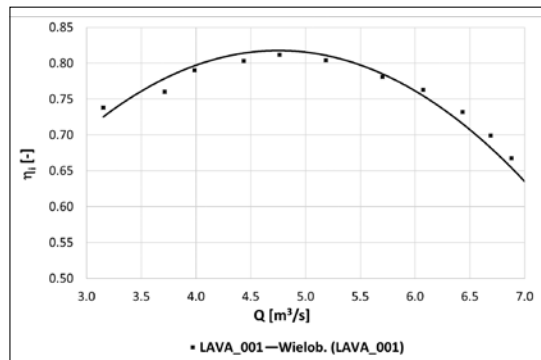
N_m – straty mocy w układzie mechanicznym złożonym z łożyskowania i sprzęgła, [W].

Moc wewnętrzną można również opisać jako sumę mocy użytecznej i trzech rodzajów strat mocy występujących w wentylatorach promieniowych. Poprzez minimalizację strat możemy uzyskać większą sprawność urządzenia, która jest ważnym zagadnieniem w niniejszym artykule. Wyróżniamy trzy główne rodzaje straty mocy, które wynikają odpowiednio ze [2, 20, 21]:

1. straty ciśnienia w przepływie przez wirnik i obudowę, i są to w szczególności:
 - straty w leju wlotowym,
 - straty zmiany kierunku przepływu z osiowego na promieniowy,
 - straty tarcia (w wirniku w kanale międzyłopatkowym oraz w obudowie),
 - straty niestycznego napływu do wieńca,
 - straty w obudowie spiralnej,
2. straty brodenia,
3. straty wolumetrycznej.

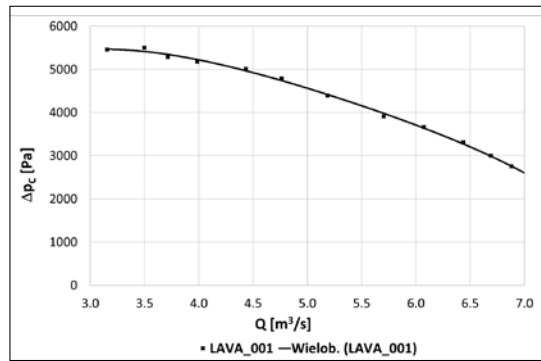
Rys. 3

Przykładowy wykres sprawności wewnętrznej w funkcji wydajności dla wentylatora LAVA001, określony dla danych zebranych z pomiarów oraz aproksymacja wyników przy użyciu wielomianu



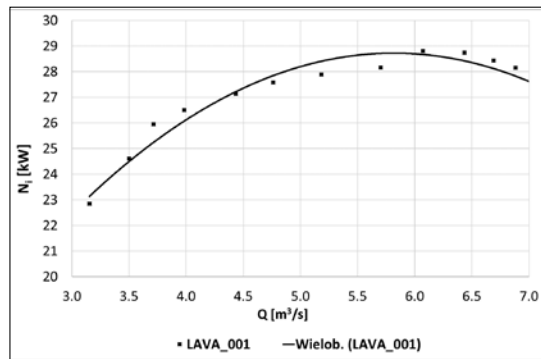
Rys. 4

Przykładowy wykres spiętrzenia całkowitego w funkcji wydajności dla wentylatora LAVA001, określony dla danych zebranych z pomiarów oraz aproksymacja wyników przy użyciu wielomianu



Rys. 5

Przykładowy wykres wewnętrznej w funkcji wydajności dla wentylatora LAVA001, określony dla danych zebranych z pomiarów oraz aproksymacja wyników przy użyciu wielomianu



Wobec powyższego możemy zapisać wzór na moc wewnętrzną wentylatora jako:

$$N_i = N_u + N_p + N_v + N_b \quad (6)$$

gdzie:

- N_u – moc użyteczna, [W],
- N_p – strata mocy przepływowej, [W],
- N_v – strata mocy wolumetryczna, [W],
- N_b – strata mocy brodenia, [W].

Posługując się powyżej przedstawioną mocą użyteczną N_u i elektryczną N_{el} oraz stratami mocy, można dla każdej z tych strat wyznaczyć również sprawności:

- sprawność przepływu

$$\eta_p = \frac{N_u}{N_u + N_p} \quad (7)$$

- sprawność brodenia

$$\eta_b = \frac{N_u + N_p}{N_u + N_p + N_b} \quad (8)$$

- sprawność wolumetryczna

$$\eta_v = \frac{N_u + N_p + N_b}{N_u + N_p + N_b + N_v} \quad (9)$$

Mnożąc sprawność przepływu, sprawność brodenia oraz sprawność wolumetryczną przez siebie otrzymujemy sprawność wewnętrzną wentylatora:

$$\eta_i = \eta_p \cdot \eta_b \cdot \eta_v \quad (10)$$

Wykorzystując zaprezentowaną metodę wykonano obliczenia wartości sprawności wewnętrznej spiętrzenia całkowitego oraz mocy wewnętrznej w funkcji wydajności dla pomierzonych wartości parametrów i podano przykładowe interpretacje graficzne tych wielkości wraz z zastosowaniem aproksymacji wielomianem. Odpowiednio rys. 3 przedstawia przykładową charakterystykę sprawności wewnętrznej, rys. 4 spiętrzenia całkowitego oraz rys. 5 mocy wewnętrznej w funkcji wydajności dla danego wariantu wentylatora. Do celów porównawczych w przyszłych badaniach obejmujących wiele wariantów typów konstrukcyjnych wprowadzono indywidualne oznaczenia „LAVA” i kolejny numer wariantu. W przypadku analizowanego wariantu w artykule posługiwano się oznaczeniem LAVA001 i pojawia się ono na każdym z przytoczonych wykresów.

Obliczenia numeryczne

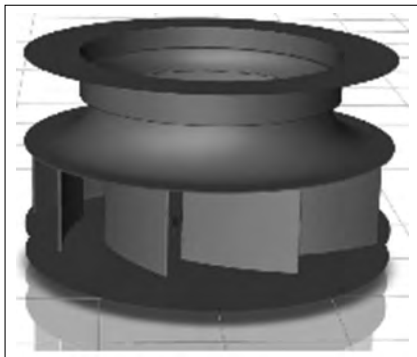
Analizy przepływowe wykonano z użyciem kodów CFD ANsys 3D. Na podstawie modeli 3D odwzorowywano numerycznie wszystkie elementy składowe układu

przepływowego dla każdego z analizowanych rozwiązań konstrukcyjnych wentylatorów (króciec ssawny, wirnik, obudowa, wylot). W obliczeniach przepływu założono:

- przepływ trójwymiarowy, lepki, ściśliwy z modelem turbulencji $k-\omega$ SST;
- czynnik roboczy – powietrze jako gaz idealny;
- przepływ adiabatyczny;
- objętościowe natężenie przepływu – w całym zakresie pracy tego typu wentylatora od 0,4 do 1,2 m³/s;
- temperatura na wlocie – odpowiednia dla wykonywania pomiarów tego wentylatora (20°C);
- prędkość obrotowa wirnika – odpowiednio dla badanego wentylatora 2950obr/min;
- parametry wylotowe do atmosfery – ciśnienie atmosferyczne (odpowiednie dla wykonywania pomiarów);
- spręż, moment, moc, ciśnienie wlotowe – wynikowe.

Na wlocie do wentylatora zdefiniowano objętościowe natężenie przepływu oraz temperaturę czynnika roboczego jako warunki brzegowe. Na wylocie zadano ciśnienie statyczne czynnika roboczego oraz prędkość obrotową wirnika wentylatora.

W celu przeprowadzenia numerycznych obliczeń przepływowych w pierwszej kolejności opracowano modele geometryczne układu przepływowego. Na rys. 6 przedstawiono model geometryczny wirnika z kolektorem ssawnym wentylatora.



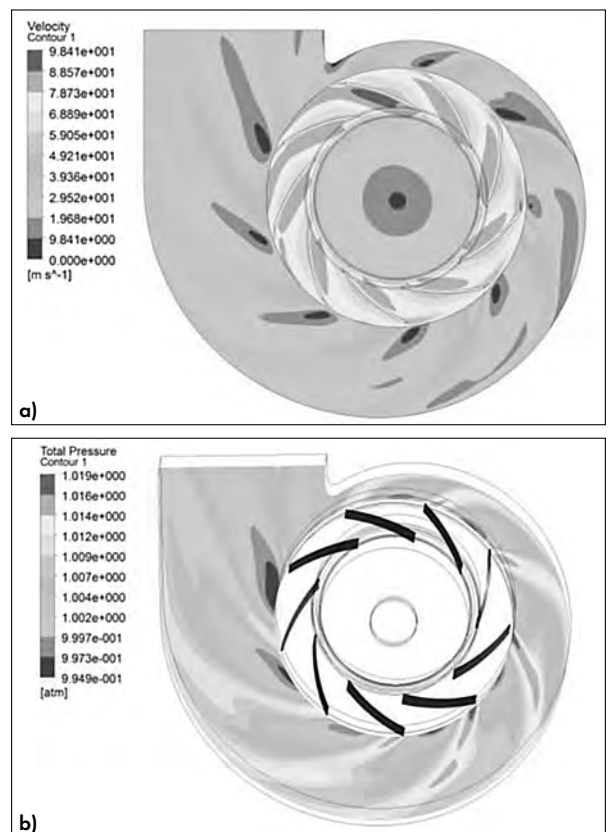
Rys. 6
Model geometryczny wirnika z kolektorem ssawnym wentylatora LAVA 001

W dalszym etapie przygotowano trójwymiarowe siatki numeryczne obejmujące kompletny układ przepływowy wentylatora. Dla bloków kolektora ssawnego oraz wirnika zastosowano siatki strukturalne, natomiast w obszarze obudowy i kolektora wylotowego zbudowano siatki niestructuralne, złożone z elementów sześciobocznych. W rejonach przylegających do ścianek oraz w miejscach, w których spodziewano się występowania dużych gradientów prędkości czynnika roboczego, siatkę lokalnie zagęszczono w celu poprawy dokładności obliczeń. Przykładowy widok siatki wirnika wentylatora z kolektorem ssawnym przedstawiono na rys. 7.



Rys. 7
Siatka wirnika wentylatora z kolektorem ssawnym LAVA 001

Rys. 8
Rozkład prędkości czynnika roboczego (a) oraz rozkład ciśnienia całkowitego w płaszczyźnie środkowej łopatek wirnikowych wentylatora (b)



Wyniki obliczeń numerycznych przedstawiono również w formie graficznej prezentując rozkłady parametrów przepływowych w wybranych przekrojach układu przepływowego analizowanego wentylatora. Na rys. 8 pokazano wybrane przykłady graficznych prezentacji prędkości oraz ciśnienia w wybranych obszarach geometrii wentylatora (rys.8a) oraz rozkład ciśnienia całkowitego w płaszczyźnie środkowej łopatek wirnikowych wentylatora (rys.8b).

Analiza numeryczna ujawniła znaczną niejednorodność pól prędkości czynnika roboczego. Stwierdzono nierównomierne wypełnienie przepływu w znacznej części kanału dyfuzora. Obszar obniżonej prędkości zlokalizowano w środkowej części przekroju wylotowego dyfuzora.

Przeprowadzone obliczenia umożliwiły również identyfikację zjawisk przepływowych

występujących w obrębie wentylatora. W kanałach przepływowych zaobserwowano obecność wirów oraz oderwań strugi. Zjawiska te występują zarówno w głównych kanałach spirali obudowy, jak i w przestrzeniach nad – oraz podwirnikowych. Ich intensywność szczególnie wyraźnie uwidacznia się w rozkładach prędkości czynnika roboczego analizowanych w przekrojach osiowych oraz na wylocie z wentylatora, gdzie widoczna jest wyraźna niejednorodność pola prędkości.

Położenie obszarów o obniżonej prędkości przepływu w przekroju wylotowym koreluje z występowaniem wirów w części dyfuzorowej. Zależność ta jest silnie powią-

zana z punktem pracy wentylatora. Wykazano ponadto, że lokalne zaburzenia przepływu mogą być związane z elementami konstrukcyjnymi piasty oraz połączeniem wirnika z wałem napędowym, zlokalizowanym w środkowej części wirnika.

Analiza przepływu ujawniła również obecność przecieków w szczelinie pomiędzy wirnikiem a obudową wentylatora, a także zjawisko „podsysania” powietrza z obudowy do króćca wlotowego. Rozkład wektorów prędkości w rejonie szczeliny sugeruje, że przecieki te są powiązane z wirami formującym się w kanale dyfuzora.

W dalszej części badań zwrócono uwagę na oderwania przepływu, obecność wirów oraz niepełne wypełnienie kanału dyfuzora i odcinka wylotowego. Zjawiska te zależą od analizowanego punktu pracy wentylatora oraz od wartości objętościowego natężenia przepływu powietrza. Ich występowanie prowadzi do obniżenia sprawności

urządzenia, szczególnie w warunkach odbiegających od punktu nominalnego, tj. przy maksymalnej sprawności.

W obliczeniach numerycznych uwzględniono szeroki zakres zmian masowego natężenia przepływu, co pozwoliło na opracowanie charakterystyki pracy wentylatora. Na podstawie uzyskanych wyników wyznaczono charakterystyki robocze w funkcji natężenia przepływu i porównano je z wynikami badań eksperymentalnych przeprowadzonych w laboratorium firmy Nyborg-Mawent. Szczegółowy opis tych pomiarów przedstawiono w kolejnym rozdziale. Opracowane modele i metody numeryczne, a także uzyskane charakterystyki sprawnościowe, mogą stanowić podstawę do dalszych badań nad optymalizacją konstrukcji wentylatorów.

Opis laboratorium badawczego

Laboratorium badawcze firmy Nyborg-Mawent wyposażone jest w zespół trzech komór akustycznych: dwóch pogłosowych oraz jednej bezchowej, a także w salę pomiarową. Układ komór przedstawiono schematycznie na rys. 9. Takie rozmieszczenie umożliwia prowadzenie pomiarów aerodynamicznych i akustycznych wentylatorów w różnych konfiguracjach – z kolektorami wlotowymi i wylotowymi oraz z elementami pomocniczymi układu.

Zastosowany układ pomiarowy pozwala na równoczesną rejestrację parametrów przepływowych, akustycznych, drganiowych, elektrycznych i środowiskowych, zgodnie z wymaganiami odpowiednich norm międzynarodowych (pozycje bibliograficzne [22-32]). Komory charakteryzują się wysoką izolacyjnością akustyczną, niskim poziomem tła dźwiękowego i dużą powierzchnią użytkową (powyżej 200 m²), co zapewnia odpowiednie warunki pomiarowe zarówno dla urządzeń o małych, jak i dużych gabarytach. Ponadto stwarza warunki do analizy urządzeń wentylacyjnych, tłumików, żaluzji, przepustnic, silników elektrycznych oraz innych elementów będących źródłem hałasu. [17].

W komorach pogłosowych prowadzi się pomiary przepływowe, natomiast w komorze bezchowej – pomiary akustyczne. Badania umożliwiają określenie m.in. charakterystyk przepływowych, mocy akustycznej oraz widma generowanego hałasu wentylatora. Układ pomiarowy obejmuje również możliwość kontrolowanego dławienia przepływu, co pozwala na analizę pracy wentylatora w szerokim zakresie punktów operacyjnych.

Aby zapewnić wiarygodność wyników, w laboratorium stosuje się aparaturę pomiarową o wysokiej dokładności, regularnie wzorcowaną i obsługiwaną zgodnie z wymaganiami metrologicznymi. Zestaw czujników umożliwia pomiar podstawowych parametrów, takich jak:

- temperatura i ciśnienie otoczenia,
- wilgotność względna powietrza,
- temperatura i ciśnienie przed zwężką,
- spadek ciśnienia na zwężce pomiarowej,
- temperatura i ciśnienie na ssaniu (wlocie),
- temperatura i ciśnienie na tłoczeniu (wylocie),
- prędkość obrotowa silnika elektrycznego napędzającego wirnik,
- napięcie i natężenie prądu dla każdej fazy,
- napięcia międzyfazowe,
- częstotliwość prądu,
- moc czynna pobierana przez silnik,
- sygnał akustyczny z mikrofonów rozmieszczonych w komorze bezchowej oraz pogłosowych,

- wielkość drgań,
- sygnał określający aktualne położenie dławnicy.

Sygnały z czujników rejestrowane są w systemie wielokanałowym zintegrowanym z oprogramowaniem do akwizycji i analizy danych, umożliwiającym jednoczesne pozyskiwanie informacji z różnych torów pomiarowych. Schemat ideowy systemu pomiarowego przedstawiono na rys. 10.

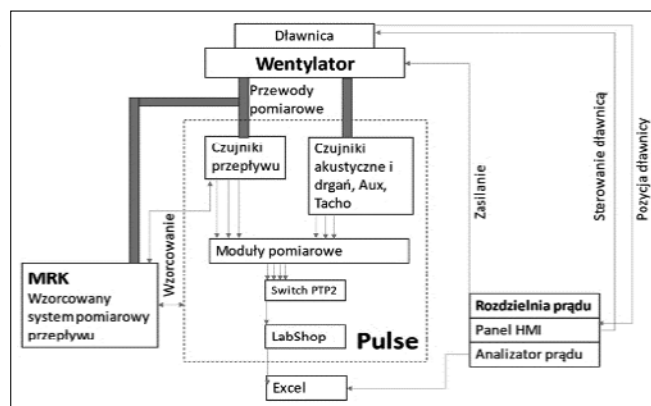
Pomiary wykonywane są w warunkach kontrolowanych środowiskowo. W dwóch komorach (bezchowej i jednej z pogłosowych) prowadzi się zasadnicze pomiary przepływu i hałasu, natomiast w trzeciej – pomiary pomocnicze, m.in. różnice ciśnienia między komorami. W trakcie badań rejestrowane są również parametry elektryczne silnika oraz warunki otoczenia, co pozwala na pełną charakterystykę pracy wentylatora.

Uzyskane wyniki umożliwiają wyznaczenie charakterystyk akustycznych i przepływowych badanego urządzenia, a także ocenę wpływu poszczególnych elementów konstrukcyjnych na jego sprawność i emisję hałasu.

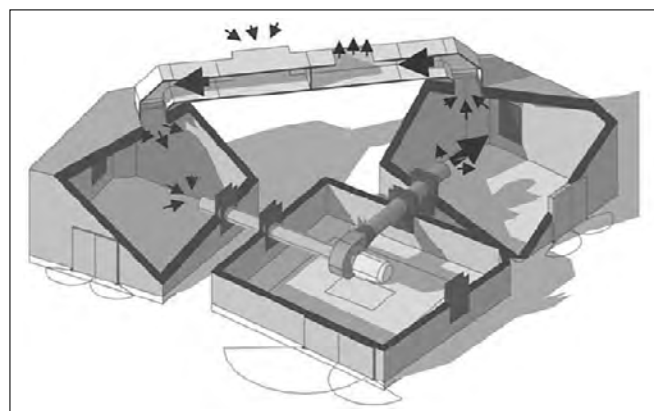
Wyniki pomiarów energetycznych oraz porównanie z wynikami analiz numerycznych

Wykorzystując opracowane modele geometryczne i algorytmy obliczeniowe wykonano symulacje przepływu w wentylatorze promieniowym opisanym jako LAVA001, pracującym przy stałej prędkości obrotowej

Rys. 10 Schemat ideowy systemu pomiarowego w laboratorium badawczym Nyborg-Mawent

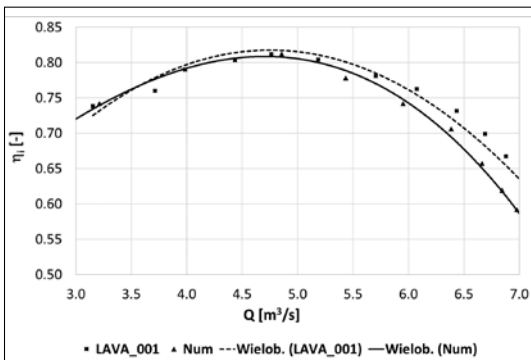


Rys. 9 Schemat układu komór akustycznych z zaznaczonym obiegiem czynnika

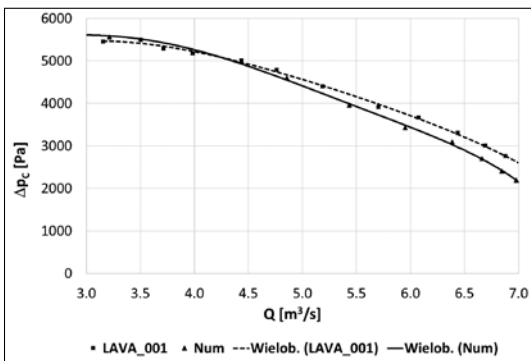


(2950obr./min). Obliczenia przeprowadzono w zakresie objętościowego natężenia przepływu od 0,15 do 0,45 m³/s, co odpowiada rzeczywistemu zakresowi pracy urządzenia.

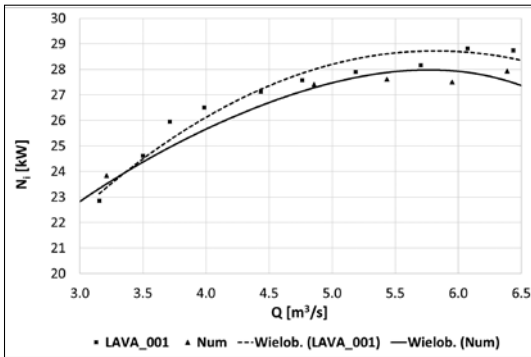
Na podstawie wyników obliczeń numerycznych opracowano charakterystyki pracy wentylatora, obejmujące sprawność wewnętrzną, spiętrzenie całkowite oraz zapotrzebowanie na moc efektywną. Wyniki te porównano z danymi uzyskanymi w badaniach eksperymentalnych przeprowadzonych w laboratorium badawczym Nyborg-Mawent. Na rysunkach od rys. 11 do rys. 13



Rys. 11
Porównanie obliczeń numerycznych z badaniami eksperymentalnymi sprawności wewnętrznej wentylatora LAVA001



Rys. 12
Porównanie obliczeń numerycznych z badaniami eksperymentalnymi ciśnienia całkowitego wentylatora LAVA001



Rys. 13
Porównanie obliczeń numerycznych z badaniami eksperymentalnymi mocy wewnętrznej wentylatora LAVA001

przedstawiono zestawienia wyników symulacji CFD i pomiarów eksperymentalnych: odpowiednio sprawności efektywnej (rys. 11), ciśnienia całkowitego (rys. 12) oraz mocy efektywnej (rys. 13) w funkcji objętościowego natężenia przepływu.

Porównanie wyników symulacji i pomiarów wykazało dobrą zgodność ilościową i jakościową. Średnie względne różnice pomiędzy wynikami numerycznymi a eksperymentalnymi wynosiły:

- dla sprawności efektywnej – poniżej 4%,
- dla ciśnienia całkowitego – do 6%,
- dla zapotrzebowania na moc – około 3%.

Największe rozbieżności wystąpiły w obszarach przepływu granicznego – przy niskich i wysokich wartościach natężenia przepływu – gdzie w modelu numerycznym występuje ograniczona możliwość dokładnego odwzorowania zjawisk niestacjonarnych, takich jak separacja strugi i recyrkulacja. W obszarze nominalnym uzyskano bardzo dobrą zgodność – lokalizacja punktu maksymalnej sprawności w modelu CFD różniła się od pomiaru o mniej niż 2% wartości strumienia objętościowego.

Niepewność pomiarowa dla parametrów przepływowych wynosiła $\pm 1,5\%$, a dla wielkości elektrycznych nie przekraczała

$\pm 2\%$. Szacowana niepewność obliczeń CFD, wynikająca z przyjętej dyskretyzacji siatki i modelu turbulencji (SST $k-\omega$), oceniana była metodą „grid convergence index” (GCI) i nie przekroczyła 3% w zakresie nominalnym pracy wentylatora.

Do opracowania charakterystyk wykorzystano metodę regresji wielomianowej trzeciego stopnia, zastosowaną do wygładzenia wyników pomiarów i symulacji. Zastosowana metoda statystyczna pozwoliła na określenie trendu zmian parametrów pracy wentylatora przy zachowaniu współczynnika determinacji $R^2 > 0,995$, co potwierdza wysoką korelację między wynikami doświadczalnymi a obliczeniowymi.

Obliczenia numeryczne poprawnie odwzorowały przebieg charakterystyki sprawności w funkcji natężenia przepływu oraz lokalizację punktu nominalnego. Niewielkie przeszacowanie maksymalnej sprawności w modelu CFD można wiązać z nieuwzględnieniem strat mechanicznych i cieplnych w układzie napędowym, które występują w warunkach rzeczywistych.

W zakresie dużych przepływów obliczenia wykazały nieznaczne niedoszacowanie ciśnienia, co można tłumaczyć uproszczeniem modelu strat dysypacyjnych

w kanale dyfuzora. Z kolei przy małych przepływach CFD zawyża wartości ciśnienia, co potwierdza wpływ niestacjonarnych zjawisk recyrkulacyjnych.

Charakterystyka zapotrzebowania na moc została odwzorowana z największą dokładnością spośród analizowanych parametrów. Wysoki stopień zgodności uzyskanych wyników potwierdza poprawność przyjętego modelu matematycznego i adekwatność metod numerycznych do analizy aerodynamicznej tego typu urządzeń.

Uzyskane w niniejszej pracy wyniki obliczeń numerycznych wykazały dobrą zgodność z wynikami badań eksperymentalnych. Średnie względne różnice pomiędzy wartościami CFD a pomiarami wyniosły poniżej 4% dla sprawności, do 6% dla ciśnienia całkowitego oraz około 3% dla zapotrzebowania na moc. Wartości te są porównywalne z poziomami niepewności raportowanymi w literaturze naukowej dla wentylatorów promieniowych i osiowych.

Autorzy prac [33] oraz [34] wskazują, że typowe różnice pomiędzy wynikami obliczeń CFD a pomiarami w przypadku wentylatorów promieniowych mieszczą się w przedziale 3–6%, szczególnie w rejonie nominalnym pracy urządzenia. Podobny poziom zgodności uzyskano również w badaniach autorów [35], którzy wykazali różnice rzędu 3–5% dla ciśnienia całkowitego oraz prawidłowe odwzorowanie tendencji zmian strugi przepływowej w obszarze spirali.

Z kolei prace dotyczące wpływu geometrii budowy na parametry pracy wentylatorów [36–38] potwierdzają, że modele oparte na turbulencji SST $k-\omega$ oraz siatkach zagęszczonych w krytycznych obszarach (szczelina łopata–języczek) są w stanie odwzorować charakterystyki aerodynamiczne z dokładnością obciążoną błędem 3–5% w zakresie przepływu nominalnego. Różnice większe niż 5% pojawiają się głównie przy skrajnych wartościach strumienia, gdzie dominują zjawiska odrywania warstwy przyściennej oraz recyrkulacji strugi, co również potwierdzono w niniejszej pracy.

Podsumowanie

Niniejszy artykuł prezentuje wyniki weryfikacji eksperymentalnej trójwymiarowych obliczeń CFD dla wentylatorów promieniowych, przeprowadzonej w ramach projektu COLU-BRIS w firmie Nyborg-Mawent. Przeprowadzone badania potwierdziły, że trójwymiarowe obliczenia CFD ($k-\omega$ SST, pełny model układu przepływowego) wiarygodnie odwzorowują charakterystyki energetyczne wentylatora promieniowego w pobliżu punktu nominalnego. Uzyskano bardzo dobrą zbieżność przebiegów sprawności, ciśnienia całkowitego i zapotrzebowania na moc. Największą zgodność stwierdzono dla charakterystyki mocy. Rozbieżności na krańcach zakresu

przepływu wynikają głównie z niestacjonarnych zjawisk separacji, recyrkulacji oraz przecieków w szczelinie, które wprost wpływają na niejednorodność pola prędkości i są trudne do pełnego ujęcia w modelu stacjonarnym.

Jednym z istotnych rezultatów innowacyjnego projektu COLUBRIS jest zatem zwerifikowana metodyka obliczeń 3D, wsparta unikatową infrastrukturą laboratoryjną (układ trzech komór akustycznych i zintegrowany system akwizycji), pozwalająca nie tylko przewidywać charakterystyki, lecz także diagnozować źródła strat przepływowych i akustycznych. Opracowane modele mogą stanowić podstawę do ukierunkowanej optymalizacji konstrukcji (geometria wirnika, dyfuzora, uszczelnienia, elementy wlotowe/wylotowe), doboru punktu pracy oraz redukcji hałasu urządzeń.

W dalszych pracach będą prowadzone analizy nieliniowe oraz niestacjonarne symulacje dla skrajnych przepływów. Cennym kierunkiem działań jest walidacja wpływu modyfikacji szczelin i elementów piasty na przecieki, integracja modeli CFD z narzędziami aeroakustycznymi oraz zastosowanie metod sterowania umożliwiających adaptacyjny dobór prędkości obrotowej. Zastosowanie przedstawionej ścieżki weryfikacji sprzyja redukcji zużycia energii i emisji hałasu, a tym samym zwiększa konkurencyjność rozwiązań wentylatorów przemysłowych.

WYKAZ BIBLIOGRAFII

- [1] Schild, P.G.; Mysen, M. Recommendations on Specific Fan Power and Fan System Efficiency; AIVC document AIC-TN65; INIVE EEIG: Oslo, Norway, 2009; ISBN 2-930471-30-1.
- [2] Fortuna, S. Fans. Theoretical Basis, Structural and Operational Issues and Application; Techwent Publishing House: Kraków, Poland, 1999; ISBN: 83-912363-0-7. (In Polish)
- [3] Waide, P.; Brunner, C. Energy-Efficiency Policy Opportunities for Electric Motor-Driven Systems; International Energy Agency: Paris, France, 2011.
- [4] Hati, A.S. A comprehensive review of energy-efficiency of ventilation system using Artificial Intelligence. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 2021, 146, 111153.
- [5] De Souza, E. Improving the energy efficiency of mine fan assemblages. *Appl. Therm. Eng.* 2015, 90, 1092–1097.
- [6] Jung, J.H.; Joo, W.G. Effect of tip clearance, winglets, and shroud height on the tip leakage in axial flow fans. *Int. J. Refrig.* 2018, 93, 195–204.
- [7] Gholamian, M.; Rao, G.K.M.; Panitapu, B. Effect of axial gap between inlet nozzle and impeller on efficiency and flow pattern in centrifugal fans, numerical and experimental analysis. *Case Stud. Therm. Eng.* 2013, 1, 26–37.
- [8] Azem, A.; Mathis, P.; Stute, F.; Hoffmann, M.; Müller, D.; Hetzel, G. Efficiency increase of free running centrifugal fans through a pressure regain unit used in an air handling unit. *Energy Build.* 2018, 165, 321–327.
- [9] Lin, Y.; Fan, T.; Zheng, X. Roles of recirculating bubble on the performance of centrifugal compressors. *Aerosp. Sci. Technol.* 2021, 118, 107073.
- [10] Eszter, L.; Janos, V. Flow topology and loss analysis of a square-to-square sudden expansion. *J. Build. Eng.* 2021, 41, 102802.
- [11] Parpanchi, S.M.; Farsad, S.; Ardekani, M.A.; Farhani, F. Experimental investigation of a diffuser for use in skydiving vertical wind tunnel. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2021, 125, 110393.
- [12] Ch, S.V.; Anantharaman, K.; Rajasekaran, G. Effect of blade number on the performance of centrifugal fan. *Mater. Today Proc.* 2022, 72, 1143–1152, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.09.185>.
- [13] Hargreaves, J.A. Analysis and Control of Acoustic Modes in Cylindrical Cavities with application to Direct Field Acoustic Noise (DFAN) Testing. In Proceedings of the Internoise 2022, Glasgow, UK, 21–24 August 2022.
- [14] Ivanovich, M.; Jones, N. A comparison of US and European approaches to regulating fan efficiency. AMCA: Arlington Heights, Illinois, USA, 2014.
- [15] Piwowarski, M.; Ziemiański, P.; Czyżewicz, J.; Borkiewicz, M.; Laszuk, K.; Galara, I.; Pawłowska, M.; Cybulski, K. Autonomous remote measurement system for industrial fans as a result of an innovative project stage. *Instal* 2022, 3, 14–21 doi:10.36119/15.2022.3.3 (In Polish)
- [16] Czyżewicz, J.; Jaskólski, P.; Ziemiański, P.; Piwowarski, M.; Borkiewicz, M.; Laszuk, K.; Galara, I.; Pawłowska, M.; Cybulski, K. Towards Designing an Innovative Industrial Fan: Developing Regression and Neural Models Based on Remote Mass Measurements. *Energies* 2022, 15, 2425.
- [17] Piwowarski, M.; Ziemiański, P.; Mioduszewski, P.; Czyżewicz, J.; Jaskólski, P.; Borkiewicz, M.; Laszuk, K.; Madej, K.; Kopaczewski, K.; Cybulski, K.; Naumczyk, T.; Fabiański, T.; Pawłowska, M. Design Approach to Building a Research and Development Laboratory for Testing Industrial Fans and Other Equipment. *Instal* 2025, 7–8, 28–35 doi: 10.36119/15.2025.7-8.3 (In Polish)
- [18] Tuliszcza E., Sprężarki, dmuchawy i wentylatory, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1976
- [19] Walczak J. Promieniowe sprężarki, dmuchawy i wentylatory, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 2013
- [20] Witkowski A. Sprężarki wirnikowe, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2013
- [21] Kryłowicz W., Kabatyk K. Charakterystyki promieniowych sprężarek procesowych, Instal 5/2021, doi: 10.36119/15.2021.5.2
- [22] Norma PN-EN-ISO-5801:2008E-1 „Wentylatory przemysłowe – badanie charakterystyk działania na stanowiskach znormalizowanych”, 2008,
- [23] Norma PN-EN-ISO-5801:2017-12 „Wentylatory – – Badanie właściwości użytkowych z zastosowaniem stanowisk znormalizowanych”, 2017,
- [24] Norma PN-EN ISO 5167-1:2022-12 „Pomiary strumienia płynu za pomocą zwęzek pomiarowych wbudowanych w całkowicie wypełnione rurociągi o przekroju kołowym – – Część 1: Zasady i wymagania ogólne”, 2022,
- [25] Norma PN-EN ISO 5167-2:2022-12 „Pomiary strumienia płynu za pomocą zwęzek pomiarowych wbudowanych w całkowicie wypełnione rurociągi o przekroju kołowym – – Część 2: Kryzy”, 2022,
- [26] Norma PN-EN ISO 13349-1:2023-04 „Wentylatory – – Terminologia i definicje kategorii – – Część 1: Słownictwo”, 2023,
- [27] Norma PN-EN ISO 13351:2025-02 „Wentylatory – – Wymiary”, 2025,
- [28] Norma PN-EN ISO 5802:2008 „Wentylatory przemysłowe – – Badania charakterystyk działania w miejscu zainstalowania”, 2008,
- [29] Norma PN-EN ISO 3741:2011 „Akustyka – – Wyznaczanie poziomów mocy akustycznej i poziomów energii akustycznej źródeł hałasu na podstawie pomiarów ciśnienia akustycznego – – Metody dokładne w komorach pogłosowych”, 2011,
- [30] Norma PN-EN ISO 3745:2012 „Akustyka – – Wyznaczanie poziomów mocy akustycznej i poziomów energii akustycznej źródeł hałasu na podstawie pomiarów ciśnienia akustycznego – – Metody dokładne w komorach bezdechowych i w komorach bezdechowych z odbijającą podłogą”, 2012,
- [31] Norma PN-ISO 9613-2:2002 „Akustyka – – Tłumienie dźwięku podczas propagacji w przestrzeni otwartej – – Ogólna metoda obliczania” 2002,
- [32] Norma PN-EN ISO 354:2005 „Akustyka – – Pomiar pochłaniania dźwięku w komorze pogłosowej” 2005,
- [33] Siwek, T., Górski, J., Fortuna, S. Numerical and Experimental Study of Centrifugal Fan Flow Structures and Their Relationship with Machine Efficiency. *Polish Journal of Environmental Studies*, 23(6), 2359–2364, 2014.
- [34] Younsi, M., Bakir, F., Koudiri, S., Rey, R. Numerical and Experimental Study of Unsteady Flow in a Centrifugal Fan. *Proceedings of the IMechE, Part A: Journal of Power and Energy*, 221(7), 1025–1036. 2007, doi:10.1243/095756509JPE445
- [35] Ballesteros-Tajadura, R., Velarde-Suárez, S., Hurtado-Cruz, J. P., Santolaria-Morros, C. Numerical Calculation of Pressure Fluctuations in the Volute of a Centrifugal Fan. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 128(2), 359–369, 2006, doi:10.1115/1.2170121
- [36] Wei, Y., Li, L., Lun, Y., Wang, Z., Yang, H., Zhang, W. Effect of Volute-Tongue Clearance on the Aerodynamic Performance and Noise of Multi-Wing Centrifugal Fan for Air Conditioning. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 16(7), 1483–1498, 2023, doi:10.47176/jafm.16.07.1514
- [37] Nilugal, M. L., Ashraf, M., Steel, J. A., et al. Numerical investigations on the effect of volute casing design on centrifugal fan performance and flow structure. *Proceedings of the IMechE, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 236(24), 13791–13809, 2022.
- [38] Patil, S. R., Raut, A. R., Abhale, S. R. Effect of Volute Tongue Clearance Variation on Aerodynamic Performance of a Centrifugal Blower. *Materials Today: Proceedings*, 5(2), 5151–5157, 2018.

Finasowanie

Opisane w artykule działania zostały wykonane w ramach projektu „Opracowanie wentylatorów o konstrukcji uwzględniającej w unikalnym stopniu uwarunkowania instalacyjne w celu redukcji emisji hałasu i wzrostu sprawności energetycznej” współfinansowanego przez Unię Europejską ze środków Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego w ramach Programu Operacyjnego Inteligentny Rozwój 2014-2020. Rolę Instytucji Pośredniczącej w programie pełni Narodowe Centrum Badań i Rozwoju.