

**WOJSKOWA AKADEMIA
TECHNICZNA**
im. Jarosława Dąbrowskiego



ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Maciej Majcher

**NUMERYCZNA ANALIZA
TRÓJWYMIAROWYCH PRZEPIŁYWÓW
W KLUCZOWYCH ELEMENTACH
WENTYLATORÓW OSIOWYCH**

Promotor
dr hab. inż. Stanisław WRZESIEN

Promotor pomocniczy
mjr dr inż. Michał FRANT

Warszawa 2020

Spis treści

Wykaz oznaczeń i skrótów stosowanych w pracy	5
1. Wprowadzenie	7
1.1 Wstęp	7
1.2 Przegląd metod analizy przepływów w wieńcach łopatkowych wentylatorów osiowych	15
1.2.1 Metoda analityczna	15
1.2.2 Metody doświadczalne.....	27
1.2.2.1 Ocena ilościowa przepływu	28
1.2.2.2 Ocena jakościowa przepływu.....	37
1.2.3 Metody numeryczne, uwagi ogólne	40
1.2.3.1 Przepływy laminarne i turbulenty, modelowanie turbulencji.....	41
1.2.3.2 Uśrednione równania Naviera – Stokesa (RANS)	44
1.2.3.3 Metoda różnic skończonych.....	54
1.2.3.4 Metoda elementów skończonych	57
1.2.3.5 Metoda objętości skończonych	58
1.3 Aktualny stan zagadnień projektowania wentylatorów osiowych	64
1.4 Teza i cel pracy	68
2. Model analityczny wentylatora osiowego.....	71
2.1 Uwagi wstępne.....	71
2.2 Algorytm analityczny projektowania wentylatora osiowego.....	72
2.2.1 Parametry wyjściowe	72
2.2.2 Obliczenia geometrii łopatki wirnikowej.....	77
2.2.3 Obliczenia geometrii łopatki kierowniczej	89
2.2.4 Analiza strat przepływu	94
2.2.5 Charakterystyki teoretyczne.....	99
3. Stanowisko doświadczalne do badań wentylatorów osiowych.....	109
3.1 Ogólna charakterystyka stanowiska.....	110
3.2 Metodyka wyznaczania charakterystyk wentylatorów osiowych na stanowisku doświadczalnym.....	113
4. Numeryczna analiza trójwymiarowych przepływów w kluczowych elementach wentylatorów osiowych	119
4.1 Uwagi ogólne.....	119

4.2	Budowa modeli badań na podstawie projektu gazodynamicznego	120
4.3	Odwzorowanie geometrii wentylatorów osiowych z wykorzystaniem metod inżynierii odwrotnej	123
4.4	Przygotowanie modeli na potrzeby przeprowadzenia numerycznych symulacji przepływu	130
4.5	Budowa siatek obliczeniowych, zagadnienia ogólne	133
4.6	Budowa siatek dla zagadnień trójwymiarowych	139
4.6.1	Numeryczna analiza wpływu ilości elementów siatki obliczeniowej na wyniki symulacji przepływu	144
4.7	Numeryczna analiza wpływu wybranych parametrów geometrycznych wieńców łopatkowych na charakterystyki wentylatorów osiowych	148
4.7.1	Numeryczna analiza wpływu wielkości szczeliny wierzchołkowej na charakterystyki wentylatorów osiowych	148
4.7.2	Numeryczna analiza wpływu grubości krawędzi spływu łopatki wirnikowej na charakterystyki wentylatorów osiowych	171
4.7.3	Numeryczna analiza wpływu profilowania łopatek kierowniczych na charakterystyki wentylatorów osiowych	185
4.7.4	Numeryczna analiza wpływu grubości względnej profilu łopatek wirnikowych na charakterystyki wieńców wirnikowych wentylatorów osiowych	196
4.7.5	Numeryczna analiza wpływu liczby łopatek wieńca wirnikowego na charakterystyki wentylatorów osiowych	212
5.	Porównanie wyników symulacji numerycznych z wynikami badań doświadczalnych	227
5.1	Uwagi wstępne	227
5.2	Analiza wyników symulacji numerycznych i wyników badań doświadczalnych	227
5.3	Porównanie wyników numerycznych z wynikami obliczeń analitycznych	248
5.4	Badania końcowe wentylatora osiowego	256
6.	Wnioski końcowe	265
	Literatura	271

Wykaz oznaczeń i skrótów stosowanych w pracy

a – prędkości dźwięku

c – składowa osiowa prędkości przepływu

h – wysokość łopatk

k – wykładnik izentropy

l – cięciwa

n – prędkość obrotowa

p_a – ciśnienie atmosferyczne

r – rozpatrywany promień wieńca wirnikowego

s_r – wartość szczeliny wierzchołkowej

t – podziałka palisady

u – prędkości obwodowa lub prędkość przepływu

w – prędkość względna

x, y, z – współrzędne układu kartezjańskiego

Δc_u – przyrost składowej obwodowej

C_Γ – współczynnik cyrkulacji

D – średnica

H – wysokość podnoszenia wyrażona w m.

L – charakterystyczny wymiar liniowy

Ma – liczba Macha

M_t – turbulenta liczba Macha

P – moc

Pr_t – turbulenta liczba Prandtla

Q – objętościowe natężenie przepływu

R, R_w – indywidualna stała gazowa powietrza

Re – liczba Reynoldsa

Δp_c – przyrost ciśnienia całkowitego

ITL – Instytut Techniki Lotniczej

WML – Wydział Mechatroniki i Lotnictwa

β – kąt łopatki w przekroju wylotowym

δ – grubość warstwy przyściennej

ε – współczynnik ekspansji lub współczynnik względnego oporu (odwrotność doskonałości aerodynamicznej profilu w układzie palisadowym).

η – sprawność

φ – wskaźnik wydatku

μ – dynamiczny współczynnik lepkości

μ_t – lepkość turbulentna

ν – kinematyczny współczynnik lepkości lub stosunek średnic

ρ – gęstość czynnika roboczego

ω – prędkość kątowna

ψ – wskaźnik sprężu

Stosowane indeksy

c – całkowity

n – nieściśliwy

obl – obliczeniowy

opt – optymalny

s – ściśliwy lub statyczny

śr – średni

w – wewnętrzny

z – zewnętrzny

1. Wprowadzenie

1.1 Wstęp

Złożony opis matematyczny rzeczywistych zjawisk przepływowych zachodzących w wieńcach łopatkowych maszyn wirnikowych prowadzi do ograniczonej możliwości analizy pól przepływu z wykorzystaniem metod analitycznych. Ograniczenia te wynikają przede wszystkim z konieczności stosowania znacznych założeń upraszczających jak np. sprowadzenie trójwymiarowego, nieustalonego przepływu płynu lepkiego do przypadku płaskiego przepływu ustalonego płynu idealnego. W związku z powyższym, dobrą metodą analizy trójwymiarowych przepływów w maszynach przepływowych, jest zastosowanie metod doświadczalnych. Pomimo zalet, jakimi cechują się badania doświadczalne, do ich głównych wad należy zaliczyć: koszty badań związane z koniecznością wykonania rzeczywistych obiektów badań i budową odpowiednich stanowisk badań doświadczalnych.

Rozwój metod numerycznych, uwarunkowany głównie wzrostem mocy obliczeniowej współczesnych komputerów, pozwala obecnie na numeryczną analizę złożonych zagadnień przepływowych bez wprowadzania poważnych założeń upraszczających wymienionych wyżej. Stąd metody numeryczne (metody komputerowej dynamiki płynów) stają się kluczowymi metodami np. w procesie analizy trójwymiarowych przepływów w wieńcach łopatkowych maszyn przepływowych. W pracy metody te zastosowano do analizy przepływów w wieńcach łopatkowych wentylatorów osiowych oraz oceny projektu analitycznego ukierunkowanego na osiągnięcie żądanych parametrów pracy.

Wentylatory osiowe są przykładami maszyn przepływowych przeznaczonych do transportu czynnika roboczego z pomieszczeń do otoczenia lub odwrotnie za pośrednictwem przewodów [22]. Stanowią one grupę wirnikowych maszyn roboczych, w których następuje przyrost energii przepływającego płynu.

Za wynalazcę mechanicznej wentylacji pomieszczeń uważa się J. Justusa Partelsa [22]. W 1711 roku opracował wentylator służący do dostarczania powietrza do zamkniętych pomieszczeń kopalni. Wymuszając przepływ powietrza z pomieszczeń usuwane było powietrze zużyte i zanieczyszczone a na jego miejsce włączane świeże. Gwałtowny rozwój maszyn wirnikowych, w tym wentylatorów osiowych, nastąpił w roku 1754, w którym L. Euler w swojej pracy pt.: „*Pełna teoria maszyn działających pod wpływem sił wody*” podał opracowane przez siebie podstawowe równanie maszyn przepływowych [22]. Natomiast pierwsze obliczenia dotyczące wymiarów geometrycznych wentylatorów podał w 1832 roku A. A. Sabłukow. Obliczenie te dotyczyły skonstruowanego przez niego wentylatora promieniowego, który przeznaczony był do wentylacji kopalni i pomieszczeń fabrycznych.

Od początku powstania koncepcji wentylatorów osiowych dążono do tego, aby uzyskiwały one jak najwyższe sprawności. W latach 30 XX wieku sprawności osiągnięte przez wentylatory dochodziły do 70%. Taki poziom sprawności uzyskiwano poprzez zastosowanie łopatek wieńców wirnikowych zagiętych do przodu. Natomiast przełom nastąpił w latach 50 XX wieku, kiedy to opracowano schematy aerodynamiczne łopatek wygiętych do tyłu. Takie rozwiązanie pozwalało na zwiększenie maksymalnej sprawności wentylatorów dochodzącej do 80%. Zastosowanie w latach 60 XX wieku, w wieńcach wirnikowych wentylatorów, łopatek profilowanych wygiętych do tyłu pozwoliło na uzyskanie maksymalnych sprawności dochodzących do 88% [22].

Należy jednak wyraźnie zaznaczyć, że wyżej wymienione wartości sprawności dotyczą jedynie samych wieńców wirnikowych.

Na potrzeby projektowania wentylatorów osiowych powstały wtedy katalogi charakterystyk aerodynamicznych profili w układzie palisadowym, których przykładem jest katalog profili serii NACA 65 [20].

Ze względu na rozwiązania konstrukcyjne wentylatory osiowe można podzielić na:

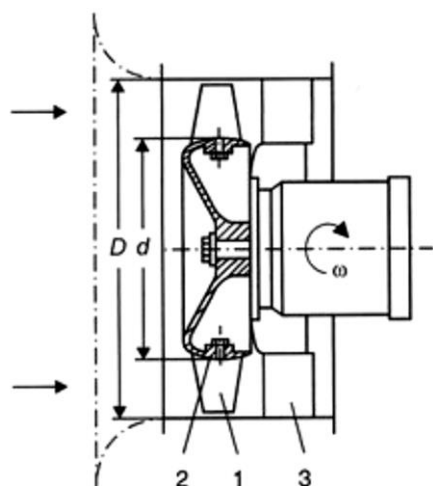
- śmigłowe (propellery);
- kanałowe;
- z kierownicami;
- przeciwbieżne.

Wentylatory śmigłowe stanowią grupę wentylatorów osiowych pozbawionych wieńca kierownic oraz obudowy. Znajdują one zastosowanie w chłodnicach samochodowych, jako wentylatory sufitowe, stołowe, gabinetowe a także w chłodnicach kominowych. Te ostatnie osiągają znaczne średnice zewnętrzne sięgające 10m. Tego typu wentylatory charakteryzują się stosunkowo małymi przyrostami ciśnienia całkowitego natomiast dużymi objętościowymi natężeniami przepływu.

Wentylatory kanałowe stanowią grupę najczęściej stosowanych w przemyśle tego typu maszyn. Stosuje się je m. in w górnictwie do przewietrzania przodków górniczych oraz w urządzeniach odpylających. Jednakże głównym zastosowaniem wentylatorów kanałowych jest wentylacja ogólna pomieszczeń, hal przemysłowych, powierzchni handlowych oraz wymuszenie dodatkowego przepływu powietrza przez parkingi i tunele. Charakteryzują się one wysokimi przyrostami ciśnienia całkowitego, w stosunku do wentylatorów śmigłowych, przy średnich wydatkach przepływu. W przypadku gdy czynnik roboczy musi być transportowany na większe odległości wentylator wyposaża się zazwyczaj w wieńiec kierownic, którego zadaniem jest zniwelowanie krętu strumienia, co przekłada się na znaczące zmniejszenie strat przepływu.

Wentylatory przeciwbieżne są zbudowane w formie dwóch wieńców wirnikowych wirujących w przeciwnych kierunkach, napędzanych oddzielnymi silnikami. Takie zestawienie wieńców umożliwia odzyskanie części energii poprzez zniwelowanie krętu strumienia czynnika roboczego. W prostych słowach można powiedzieć, że rozwiązanie konstrukcyjne wentylatorów przeciwbieżnych czyni jeden z wieńców wirnikowych wieńcem kierowniczym dla drugiego. Stosuje się je w przypadku gdy wymagany jest duży przyrost ciśnienia, np. w przypadku konieczności transportu medium gazowego na znacznej odległości.

Najprostsze konstrukcyjnie wentylatory składają się z: wieńca wirnikowego (wirnika), obudowy oraz silnika napędzającego wirnik. Do napędu wentylatorów osiowych zazwyczaj stosuje się silniki elektryczne. Jednak wykorzystuje się również napęd pneumatyczny oraz hybrydowy elektryczno – pneumatyczny. Wirnik wentylatora składa się z piasty i zamontowanych w niej łopatek. W zależności od żądanych parametrów pracy, liczba łopatek w wieńcu waha się od kilku do kilkudziesięciu sztuk. Na rysunku nr 1.1 pokazano schemat wentylatora osiowego z wieńcem kierowniczym umieszczonym za wieńcem wirnikowym.



Rys. 1.1. Schemat wentylatora z wieńcem kierowniczym umieszczonym za wieńcem wirnikowym: 1 – wieńec łopatek wirnikowych, 2 – piasta, 3 – wieńec kierownic [22].

Czynnik roboczy w wentylatorze doprowadzany jest do wieńca wirnikowego poprzez odpowiednio ukształtowane urządzenie wlotowe stanowiące, w większości przypadków, integralną część obudowy. Urządzeniem tym może być tzw. skrzynia wlotowa lub konfuzor. Zadaniem skrzyń wlotowych jest doprowadzenie medium gazowego do przekroju wlotowego wentylatora przy jak najmniejszych stratach przepływu [59]. Natomiast zadaniem konfuzorów jest wywołanie przyrostu prędkości strumienia, przy jak najmniejszych stratach i zapewnienie równomiernego rozkładu prędkości w przekroju wlotowym kanału łopatkowego. Następnie czynnik roboczy trafia na układ łopatkowy wirnika, w którym następuje przyrost energii, co skutkuje przyrostem ciśnienia (sprężanie) i przyrostem prędkości [59]. W trakcie transportu czynnika roboczego przez wieńec wirnikowy prędkość przepływającego płynu określona jest poprzez dwie składowe: prędkość osiową oraz prędkość

obwodową (unoszenia). Prędkość osiowa jest bezpośrednio związana z kierunkiem przepływu (w kierunku osi maszyny) natomiast składowa obwodowa wynika z ruchu obrotowego łopatek wirnika. O ilości energii przekazanej do gazu decyduje wyżej wymieniona składowa obwodowa prędkość. W wentylatorach osiowych przyrost składowej obwodowej jest niewielki czego konsekwencją są niskie przyrosty ciśnienia przy stosunkowo wysokich objętościowych natężeniach przepływu.

Wentylator często wyposażony jest w wieńiec kierownic powodujący likwidację krętu strumienia czynnika roboczego. Zmniejsza to straty przepływu w szczególności gdy gaz jest transportowany na znaczne odległości. Za wieńcem kierownic powinien się znajdować dyfuzor, który powoduje zmianę energii składowej osiowej prędkości wypływającego czynnika roboczego i zwiększa ciśnienie statyczne. W niektórych rozwiązaniach wentylatorów osiowych silnik umieszcza się za wieńcem wirnikowym wentylatora. Tak umieszczony silnik, wraz z jego ewentualną obudową, tworzy dyfuzor, co dodatkowo pozwala na zmniejszenie strat energii przepływającego czynnika roboczego zachodzących przy opływie silnika w rozwiązaniu, w którym silnik elektryczny znajduje się przed wieńcem wirnikowym [24].

Podstawowymi parametrami pracy wentylatorów osiowych są:

- przyrost ciśnienia całkowitego lub statycznego;
- moc;
- sprawność całkowita lub statyczna.

Przyrost ciśnienia całkowitego definiowany jest jako różnica ciśnienia całkowitego na wylocie z wentylatora i ciśnienia całkowitego na wlocie do wentylatora. Jeśli określa się statyczny przyrost ciśnienia to rozumie się to jako różnicę ciśnień statycznych na wlocie i wylocie z wentylatora. Określenie „*przyrost ciśnienia*” jest zamiennie stosowane z „*ciśnienie wentylatora*” (z ang. „*fan pressure*”).

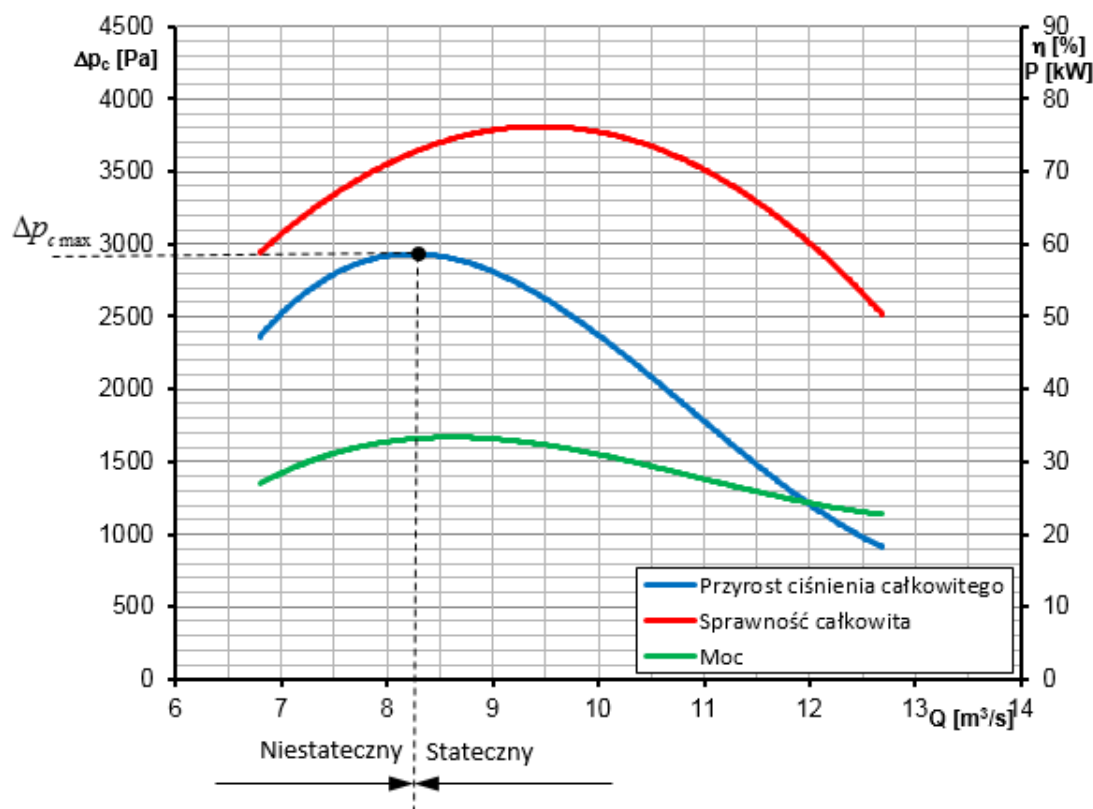
Moc wentylatora jest to moc niezbędna do jego napędu np. przez zastosowanie silnika elektrycznego. Sprawność wentylatora definiowana jest jako stosunek mocy strumienia – stanowiącej iloczyn objętościowego natężenia przepływu i przyrostu ciśnienia – do mocy elektrycznej pobieranej przez silnik wentylatora. Rozróżnienie sprawności statycznej i całkowitej wynika z pojęcia przyrostu ciśnienia całkowitego i statycznego.

Wymienione wyżej podstawowe parametry pracy wentylatorów osiowych wyznacza się doświadczalnie na tzw. stanowiskach znormalizowanych. Danej konfiguracji doświadczalnej wentylatora odpowiada właściwa konfiguracja stanowiska badawczego jak również metodyka wykonywania badań oraz algorytmy obliczeń parametrów pracy [45]. Informacje na temat stanowisk doświadczalnych, metodyki prowadzenia badań i wyznaczenia parametrów pracy wentylatorów osiowych są zawarte w odpowiedniej normie [45]. Norma dotycząca badań

wentylatorów na stanowiskach znormalizowanych określa również szereg wymagań, które należy spełnić aby przeprowadzone badania mogły zostać uznane za znormalizowane. Wymagania te dotyczą zarówno konstrukcji stanowisk, użytych urządzeń pomiarowych jak i warunków otoczenia stanowisk badawczych. Badania doświadczalne wentylatorów osiowych prowadzi się w celu wyznaczenia tzw. charakterystyk pracy wentylatorów osiowych. Do podstawowych charakterystyk należą:

- charakterystyka przyrostu ciśnienia całkowitego (statycznego) $\Delta p_c = f(Q)$, ($\Delta p_s = f(Q)$);
- sprawności całkowitej (statycznej) $\eta_c = f(Q)$, ($\eta_s = f(Q)$);
- mocy $P = f(Q)$.

Wszystkie charakterystyki wyznacza się w funkcji objętościowego natężenia przepływu Q przy stałej prędkości obrotowej chyba, że istnieją przesłanki do badania wentylatora przy zmiennej prędkości obrotowej. Na rysunku nr 1.2 pokazano przykładowy zestaw charakterystyk wentylatora osiowego w funkcji objętościowego natężenia przepływu.



Rys. 1.2. Przykładowe charakterystyki wentylatora.

Charakterystyki wentylatorów dzieli się na dwa zakresy pracy: stateczny oraz niestateczny (rys. 1.2). Zakres statecznej pracy wentylatora (użytecznej) definiuje się dla zakresu wydatków przepływu dla którego wraz ze spadkiem objętościowego natężenia przepływu występuje ciągły wzrost przyrostu ciśnienia. Użycie wentylatora

na zakresie pracy niestatecznej nie jest wskazane za względu na niską sprawność, występowanie drgań elementów konstrukcyjnych jak również skłonność do powstania pulsacji przepływającego czynnika roboczego oraz przepływy wsteczne.

Oprócz wyżej wymienionych parametrów pracy wentylatorów osiowych, w literaturze wyróżnia się również parametry bezwymiarowe. Do podstawowych należą:

- wskaźnik wydajności;
- wskaźnik spiętrzenia całkowitego;
- wskaźnik mocy;
- liczba szybkobieżności;
- liczba średnicy

Wyżej wymienione, bezwymiarowe parametry pracy, wynikają z teorii podobieństwa wirnikowych maszyn osiowych. Z podobieństwa kinematycznego wentylatorów osiowych wymagane jest, aby wymiary geometryczne jak i pola prędkości przepływu były podobne dla porównywanych maszyn. Wynika stąd, że stosunki przyporządkowanych wielkości geometrycznych, np. cięciwa łopatki l do średnicy zewnętrznej wentylatora D_z (wierzchołków łopatek wirnikowych) tj. $\frac{l}{D_z}$, i prędkości np. obwodowej na wierzchołku łopatki u_z do prędkości przepływu c tj. $\frac{c}{u_z}$ są stałe dla całej rodziny przepływów podobnych [59]. Prędkość obwodową na średnicy zewnętrznej wirnika wyraża się wzorem:

$$u_z = \frac{\pi \cdot D_z \cdot n}{60} \quad (1.1)$$

Natomiast średnią prędkość przepływu c (osiową) można wyznaczyć w oparciu o objętościowe natężenie przepływu Q :

$$c = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_z^2 - D_w^2)} \quad (1.2)$$

gdzie:

D_w – średnica wewnętrzna wieńca wirnikowego (podstaw łopatek);

Wskaźnikiem wydajności nazywa się stosunek objętościowego natężenia przepływu do iloczynu powierzchni koła o średnicy odniesienia, w tym przypadku średnicy zewnętrznej wieńca wirnikowego D_z , i prędkości obwodowej na wierzchołku łopatki u_z :

$$\varphi^* = \frac{c}{u_z} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot D_z^2 \cdot u_z} \quad (1.3)$$

Aby dokładniej określić charakter przepływu czynnika roboczego przez wentylator osiowy, we wzorze (1.3) zamiast przyjętego przekroju poprzecznego kanału o średnicy D_z przyjmuje się przekrój kanału łopatkowego:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D_z^2 - D_w^2) = \frac{\pi}{4} \cdot D_z^2 \cdot (1 - v^2) \quad (1.4)$$

gdzie:

v – stosunek średnicy zewnętrznej do średnicy wewnętrznej wieńca wirnikowego.

Wykorzystując teraz zależności (1.2), (1.3) oraz (1.4) wskaźnik wydajności przyjmie postać:

$$\varphi = \frac{c}{u_z} = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} \cdot D_z^2 \cdot (1 - v^2) \cdot u_z} = \frac{\varphi^*}{1 - v^2} \quad (1.5)$$

Na podstawie zależności (1.5) można stwierdzić, że dla przepływów kinematycznie podobnych, w których wskaźnik wydajności jest stały, objętościowe natężenie przepływu jest proporcjonalne do kwadratu średnicy D_z i do prędkości u_z [59].

Wskaźnikiem spiętrzenia całkowitego nazywa się iloraz przyrostu ciśnienia całkowitego Δp_c i ciśnienia dynamicznego wynikającego z prędkości odniesienia wynoszącej u_z :

$$\psi = \frac{\Delta p_c}{\frac{1}{2} \rho \cdot u_z^2} \quad (1.6)$$

Na podstawie zależności (1.6) stwierdza się, że przyrost ciśnienia całkowitego Δp_c jest proporcjonalny do gęstości czynnika roboczego ρ i kwadratu prędkości odniesienia u_z . Jeśli teraz we wzorze (1.6) uwzględni się (1.1) to można powiedzieć również, że przyrost ciśnienia całkowitego Δp_c jest proporcjonalny do kwadratu średnicy D_z i prędkości obrotowej n .

Wykorzystując pojęcie wskaźnika spiętrzenia całkowitego oraz wydajności definiuje się wskaźnik mocy, który stanowi iloczyn ww. wskaźników [22]:

$$\lambda = \varphi \cdot \psi \quad (1.7)$$

Jak się okazuje w praktyce, powyżej wspomniane bezwymiarowe wskaźniki pracy wentylatorów osiowych są niewystarczające [22]. Do dalszych rozważań

dotyczących pracy wentylatorów i możliwość porównania dwóch maszyn wymagane są pewne parametry, które wiążą ze sobą objętościowe natężenie przepływu, przyrost ciśnienia całkowitego i prędkość obrotową wieńca wirnikowego oraz objętościowe natężenie przepływu, przyrost ciśnienia całkowitego i średnicę zewnętrzną wieńca (wierzchołków łopatek). Powodem tego jest zależność osiągow wentylatora od prędkości obrotowej i wymiarów wieńca wirnikowego. Dawniej, ww. parametry wiązały ze sobą wyróżnik szybkobieżności [22]:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \quad (1.8)$$

gdzie:

H – wysokość podnoszenia wyrażona w m .

Wyróżnik szybkobieżności określony zależnością (1.8) w literaturze określany jest również jako kinematyczny wyróżnik szybkobieżności [26].

Obecnie używa się wskaźnika szybkobieżności K_n wyprowadzonego przez Kellera w 1934 roku oraz liczby średnicy δ wyprowadzonej w 1953 przez Cordiera [22].

Pierwszy z parametrów, wskaźnik szybkobieżności, mówi o tym ile razy liczba obrotów wieńca wirnikowego wentylatora jest większa od liczby obrotów porównywalnego wieńca wirnikowego przy spełnieniu warunków:

$$\varphi = 1$$

$$\psi = 1$$

Wskaźnik szybkobieżności wyraża się następującym wzorem [22]:

$$K_n = 0,03512 \cdot \rho^{0,75} \cdot Q^{0,5} \cdot \Delta p_c^{-0,75} \cdot n \quad (1.9)$$

Jeśli skorzysta się z definicji wskaźnika wydajności oraz spiętrzenia całkowitego zależność (1.9) można przekształcić do postaci:

$$K_n = \varphi^{0,5} \cdot \psi^{-0,75} \quad (1.10)$$

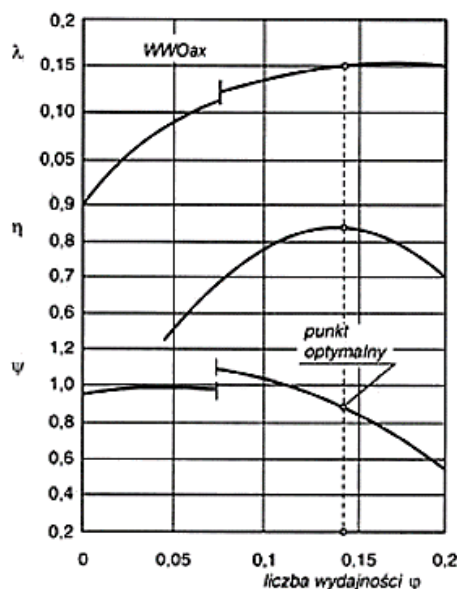
Liczba średnicy definiowana jest poprzez zależność wyrażoną za pomocą wielkości wymiarowych [22]:

$$\delta = 1,0536 \cdot \rho^{-0,25} \cdot \Delta p_c^{0,25} \cdot Q^{-0,25} \cdot D_z \quad (1.11)$$

oraz przy wykorzystaniu wskaźnika wydajności i spiętrzenia całkowitego:

$$\delta = \varphi^{-0,25} \cdot \psi^{0,25} \quad (1.12)$$

Jeśli wskaźnik spiętrzenia całkowitego ψ , mocy λ oraz sprawności wentylatora η wyrazi się jako funkcję wskaźnika wydajności φ uzyskać można trzy krzywe stanowiące charakterystykę bezwymiarową wentylatora osiowego. Taką przykładową charakterystykę pokazano na rysunku nr 1.3.



Rys. 1.3. Przykładowa charakterystyka bezwymiarowa wentylatora [22].

1.2 Przegląd metod analizy przepływów w wieńcach łopatkowych wentylatorów osiowych

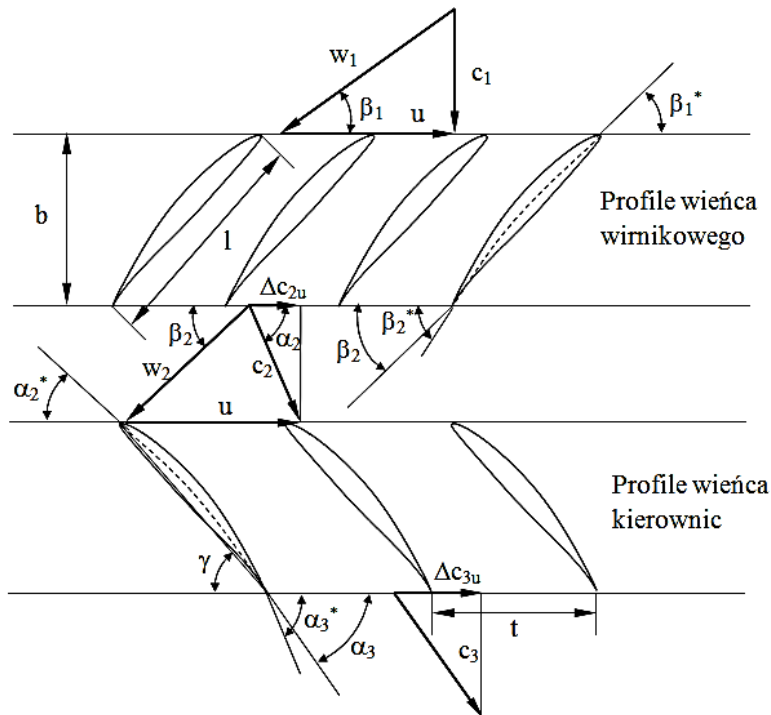
Zjawiska przepływowe zachodzące w wieńcach łopatkowych wentylatorów osiowych można analizować z wykorzystaniem trzech metod badawczych: analitycznej, doświadczalnej oraz numerycznej. Dwie ostatnie metody pozwalają na jakościową i ilościową ocenę przepływu, natomiast metoda analityczna pozwala jedynie na ocenę ilościową zjawisk przepływowych zachodzących w przepływie przez tego typu maszyny wirnikowe. Poniżej dokonano krótkiej charakterystyki ww. metod w odniesieniu do analizy przepływów przez wieńce łopatkowe wentylatorów osiowych.

1.2.1 Metoda analityczna

Podstawowym modelem analitycznym pozwalającym na analizę przepływu w wieńcach łopatkowych wentylatorów osiowych jest tzw. model palisady prostoliniowej. W przypadku osiowych maszyn przepływowych można uznać, że powierzchnie prądu stanowią współosiowe walce kołowe w kierunku przepływu. Po rozwinięciu walcowej powierzchni prądu na płaszczyznę otrzyma się płaski model przepływu wokół zespołu profili równooddalonych od siebie [46]. Jednakowy opływ wokół każdego profilu uzyskuje się przy założeniu, że rozwinięcie powtórzone jest nieskończenie wiele razy w kierunku obwodowym. W efekcie uzyskuje się nieskończony ciąg profili których podstawową właściwością, oprócz jednakowych

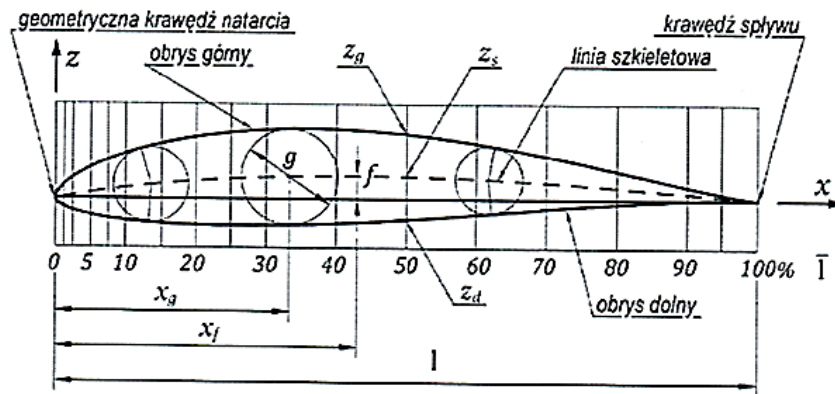
warunków opływu, jest to, że odpowiadające sobie punkty profili leżą na równoległych prostych. Dowolna spośród tych równoległych prostych nosi nazwę frontu palisady a dowolna prostopadła do niej osi palisady [46]. Na podstawie powyższego opisu można łatwo wywnioskować, iż kierunek osi palisady i osi maszyny przepływowej są zgodne.

Palisadę prostoliniową, wraz z układem kierownic, pokazano na rysunku nr 1.4. Pokazana palisada, wraz z odpowiednimi dla niej trójkątami prędkości, obrazuje dwuwymiarowy przepływ dla układu bez zmiany kierunku na wlocie – zachowanie kierunku osiowego. Powodem tego jest założenie, że układ wentylatora nie zawiera kierownicy wstępnej oraz nie występuje zmiana kierunku przepływu tuż przed profilami. Dodatkowe założenie, na potrzeby analizy przepływu przez palisadę, stanowi jednorodność strumienia przepływającego czynnika roboczego przed palisadą.



Rys. 1.4. Płaska palisada profili.

Parametry geometryczne płaskiej palisady profili (rys. 1.4) są jednoznacznie określone dla cięciwy zastosowanego profilu (rys. 1.5) a także dla tzw. podziałki palisady t , kąta ustawienia profilu w palisadzie γ oraz szerokości palisady b .



Rys. 1.5. Podstawowe parametry geometryczne profilu [52].

Dodatkowo określa się również tzw. wypełnienie palisady σ stanowiące stosunek cięciwy profilu l do podziałki palisady t . Ze względu na to, iż palisadę stanowią profile lotnicze, należy w tym miejscu podać podstawowe parametry geometryczne profilu lotniczego. Szkieletową profilu nazywa się linię łączącą środki okręgów, wpisanych w profil, z narzuconymi warunkami styczności do górnego i dolnego obrysu. Punkty przecięcia szkieletowej z profilem nazywane są geometryczną krawędzią natarcia oraz krawędzią sływu. Kąty, jakie tworzą styczne do szkieletowej w punktach geometrycznej krawędzi natarcia i sływu względem kierunku obwodowego, nazywa się kątami łopatkowymi [59]. W odniesieniu do wieńców wirnikowych oznacza się je przez β_1^* i β_2^* natomiast w odniesieniu do wieńców kierowniczych poprzez α_2^* i α_3^* . Cięciwą profilu nazywa się linię łączącą geometryczną krawędź natarcia z krawędzią sływu. Kształt profilu opisywany jest również przez rozkład grubości profilu g i strzałki ugięcia f . Bardzo często korzysta się z bezwymiarowych parametrów geometrycznych do których należą:

$\frac{f_{\max}}{l}$ - maksymalną strzałkę ugięcia;

$\frac{x_f}{l}$ - położenie maksymalnej strzałki ugięcia;

$\frac{g_{\max}}{l}$ - grubość profilu, gdzie g_{\max} oznacza maksymalną grubość profilu, tj. średnicę największego okręgu wpisanego w profil;

$\frac{x_g}{l}$ - położenie maksymalnej grubości profilu.

Ruch obrotowy wieńca wirnikowego skutkuje powstawaniem tzw. prędkości unoszenia. W konsekwencji zamiast prędkości bezwzględnej przez i za wieńcem wirnikowych (odpowiednio c_1 i c_2) pojawiają się prędkości względne w_1 i w_2 .

Prędkość unoszenia u jest jednakowa po obu stronach wirnika i stanowi iloczyn prędkości kątowej ω i promienia r na rozpatrywanym przekroju wieńca wirnikowego. W przypadku wieńca kierowniczego oczywistym jest, że prędkość unoszenia jest równa zero. Kąt wlotowy β_1 jest kątem zawartym między składową

prędkości w_1 a prędkością obwodową u . Odpowiednio kąta za profilami wieńca wirnikowego, wylotowy, oznaczono przez β_2 . Odpowiednie kąty dla wieńca kierownic oznaczono przez α_2 i α_3 .

Jak już wcześniej wspomniano elementy poruszającego się czynnika roboczego posiadają dwie składowe: osiową oraz obwodową. Składowa promieniowa jest równa zero co oznacza, że element płynu nie przemieszcza się między powierzchniami cylindrycznymi. Na powierzchni cylindrycznej w płaszczyźnie wlotowej do wirnika, jak i wylotowej z niego, składowa obwodowa jest taka sama [59]. Oznacza to, iż nie występuje przyrost prędkości obwodowej. Natomiast uzyskuje się przyrost składowej obwodowej prędkości bezwzględnej. Występuje on między przekrojem wlotowym i wylotowym palisady profili wieńca wirnikowego i kierownic. Przyrost ten oznaczono odpowiednio c_{2u} oraz c_{3u} . Jest on wynikiem zmiany kąta wektora prędkości bezwzględnej wymuszonej poprzez odpowiednie ustawienie profilu w palisadzie jak i jego geometrię.

Praca płaskiej palisady profili polega na zmianie prędkości i ciśnienia przepływającego przez nią czynnika roboczego. W tym miejscu należy wspomnieć, iż można mieć do czynienia z trzema rodzajami palisad: przyśpieszającą, opóźniającą i akcyjną.

W przypadku gdy spełniony jest warunek:

$$|w_2| > |w_1|$$

mówi się o palisadzie przyśpieszającej i jednocześnie zgodnie z równaniem Bernoulliego:

$$|p_2| < |p_1|$$

Tego rodzaju charakter pracy palisady jest charakterystyczny dla turbin. W przypadku gdy:

$$|w_2| < |w_1| \text{ oraz } |p_2| > |p_1|$$

tak działającą palisadę nazywa się opóźniającą. Palisada opóźniająca jest schematem przepływu przez sprężarki oraz wentylatory osiowe. Następujący przypadek:

$$|w_2| = |w_1| \text{ oraz } |p_2| = |p_1|$$

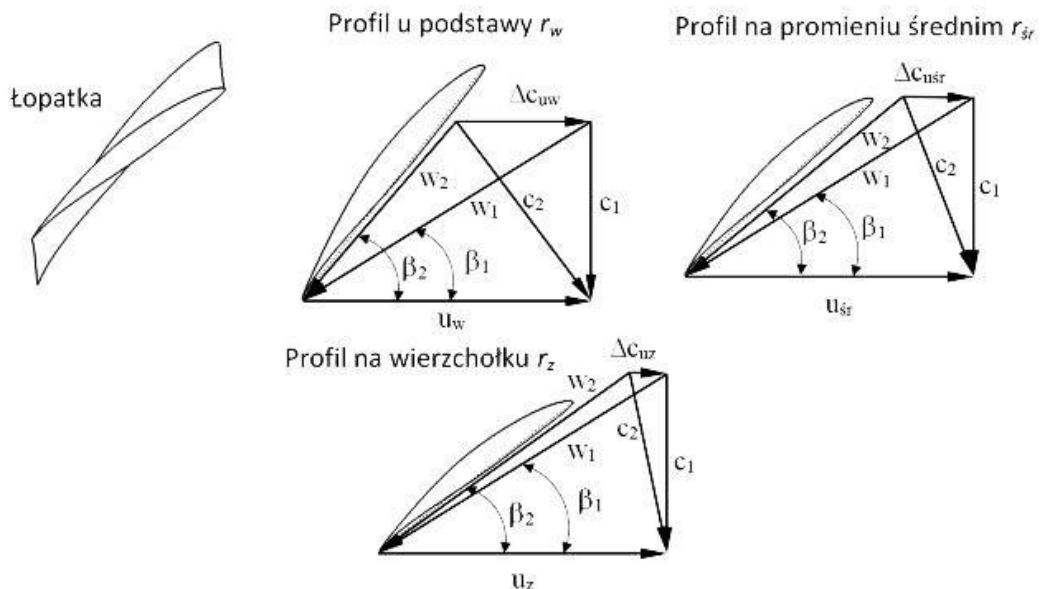
jest charakterystyczny dla turbin akcyjnych. W tego typu maszynach przepływowych występuje jedynie zmiana kierunku przepływu a palisada realizująca taki schemat przepływu nosi nazwę akcyjnej.

Model płaskiej palisady prostoliniowej stanowi podstawę do analitycznego kształtowania układów łopatkowych wentylatorów osiowych. Danymi wyjściowymi do obliczeń układów łopatkowych wentylatorów osiowych są:

- zakładane objętościowe natężenie przepływu Q ;
- zakładany przyrost ciśnienia całkowitego Δp_c przy określonej gęstości czynnika roboczego ρ .

Powyższe parametry określa się dla tzw. punktu pracy (punktu nominalnej pracy). Dodatkowo zakłada się określoną prędkość obrotową silnika napędzającego wentylator n .

Na rysunku nr 1.6 pokazano przykładowe zmiany prędkości w opływie łopatki wirnikowej wentylatora osiowego dla trzech przekrojów wieńca: wewnętrznego (u podstawy łopatki), średniego (w połowie rozpiętości łopatki) oraz zewnętrznego (na wierzchołku łopatki), przy założeniu, że przepływający czynnik ma kierunek styczny do szkieletowej profilu (kierunek składowych względnych w)



Rys. 1.6. Układy prędkości dla trzech przekrojów wirnikowego wieńca osiowego.

Przy pominięciu strat profilowych łopatki „przekazują” do gazu energię w postaci przyrostu ciśnienia całkowitego wynoszącego:

$$\Delta p_c = \rho \cdot u \cdot (c_{2u} - c_{1u}) = \rho \cdot r \cdot \omega \cdot \Delta c_u \quad (1.13)$$

Przyjmuje się, że przyrost ciśnienia całkowitego na całej wysokości łopatki powinien być stały:

$$\Delta p_c(r) = const \quad (1.14)$$

W przypadku, gdy warunek (1.14) nie byłby spełniony to zostałby naruszona równowaga promieniowa i pociągnęłoby to za sobą powstanie składowej

promieniowej prędkości. W konsekwencji nastąpiłaby zmiana cylindrycznej powierzchni prądu, co jest sprzeczne z założeniem przepływu osiowego.

Przyjmując założenie, że czynnik roboczy jest nieściśliwy tj:

$$\rho(x, y, z, t) = const \quad (1.15)$$

oraz:

$$\omega(t) = const \quad (1.16)$$

to uwzględniając zależności (1.13) i (1.14) w każdym przekroju łopatki wirnikowej będzie spełniony następujący warunek:

$$r \cdot \Delta c_u = const \quad (1.17)$$

Zgodnie z warunkiem (1.17) oraz rysunkiem nr 1.5 spełnione są również warunki:

$$r_w \cdot \Delta c_{uw} = r \cdot \Delta c_u = r_z \cdot \Delta c_{uz} \quad (1.18)$$

Rozpatrując wirującą łopatkę można stwierdzić, że każdy jej przekrój, znajdujący się w różnej odległości od osi obrotu, wiruje z różną prędkością obwodową [59]. Jeśli teraz przyjmie się, że łopatka ma stałą szerokość b oraz kąty β_1 i β_2 (rys. 1.4) to taka łopatka wytwarza zmienny przyrost ciśnienia wzdłuż jej wysokości. Konsekwencją tego jest powstanie składowych promieniowych obniżających sprawność wentylatora jak i osiągi przepływowe. W trakcie projektowania stopni wirnikowych wentylatorów osiowych wykorzystuje się zasadę stałego krętu. Warunek (1.18) wymusza zmianę kąta ustawienia profili wzdłuż wysokości łopatek, czyli tzw. zwichrzenie łopatek. Należy jednak zaznaczyć, iż zwichrzenie łopatek jest odpowiednie jedynie w jednym punkcie pracy wentylatora. W literaturze określany jest on jako punkt znamionowy lub obliczeniowy, który realizuje założenia do projektowania wentylatora. Założeniami tymi mogą być maksymalna sprawność lub żądana wartość przyrostu ciśnienia całkowitego przy wymaganym dla instalacji (lub zastosowań wentylatora) objętościowym natężeniem przepływu. Jeżeli objętościowe natężenie przepływu ulegnie zmianie, czyli wentylator będzie pracował poza swoim punktem nominalnym, wtedy równowaga zapisana w postaci warunku (1.18) zostanie zachwiana. Dla przykładu, jeśli objętościowe natężenie przepływu ulegnie zmniejszeniu to przyrost względnej prędkości obwodowej na wierzchołku łopatki będzie większy niż przyrost składowej obwodowej u jej podstawy. Niedotrzymanie wspomnianego warunku zachodzi również w sytuacji gdy nastąpi wzrost objętościowego natężenia przepływu. W tej sytuacji u podstawy łopatki nastąpi większy przyrost składowej obwodowej niż na wierzchołku. W konsekwencji powstaną dodatkowe promieniowe składowe prędkości powodujące spadek sprawności wieńca wirnikowego.

Proces projektowania stopni wirujących wentylatorów osiowych kończy się na ustaleniu kątów ustawienia profili w palisadzie, cięciw profili i podziałki palisady.

Dla określonych ww. kątów i zdefiniowanego nominalnego punktu pracy przeprowadza się obliczenia stopnia kierownic. Obliczenia palisady dla kierownicy nie odbiega wiele od tych podawanych dla palisady profili wirujących. W takim przypadku nie uwzględnia się jedynie składowej obwodowej prędkości gdyż wieńiec kierownic jest wieńcem niewirującym.

Model palisady płaskiej ma niewątpliwą zaletę w postaci prostoty opisu kinematyki przepływu przez stopień wirujący bez kierownic. Pozwala on na oszacowanie ustawienia profili wzdłuż rozpiętości łopatki i określenie wszystkich składowych prędkości wymaganych w procesie obliczeń palisady. Jednak poważną wadą tego modelu jest brak uwzględnienia wszystkich zjawisk występujących w opływie stopnia osiowego gazem rzeczywistym, w tym przede wszystkim strat przepływu. Są one zależne między innymi od parametrów geometrycznych palisady takich jak: wypełnienie, kąt ustawienia palisady, kształtu profilu oraz parametrów przepływu określonych m. in. liczbą Reynoldsa, liczbą Macha, turbulencją przepływu itp.

Straty te można określić [59] jako:

- straty profilowe;
- straty tarcia o powierzchnie ograniczające kanał łopatkowy;
- straty indukowane;
- straty szczelinowe;
- straty dodatkowe.

Obliczenie wartości strat na drodze teoretycznej jest niezwykle trudne lub wręcz niemożliwe [59]. Na podstawie rozważań teoretycznych można jedynie dokonać oszacowania strat przepływu.

Stratami profilowymi nazywa się straty zachodzące w przepływie płaskim przez palisadę prostoliniową wyposażoną w nieskończenie wysokie łopatki [59]. Warunek wysokości łopatek należy rozumieć w następujący sposób. Przy ściankach ograniczających przepływ czynnika roboczego zachodzą przede wszystkim straty tarcia oraz straty indukowane. Wraz z oddalaniem się od ścianek ograniczających przepływ wpływ wyżej wymienionych strat na parametry przepływu zdecydowanie maleje. W dużej odległości od ścianek dążą one do zera, a w przepływie czynnika roboczego przez palisadę istotne pozostają jedynie straty profilowe. Wartość strat profilowych dla wieńca wirnikowego można wyznaczyć w oparciu o następującą zależność [32]:

$$S_w = \rho \cdot \Delta c_u \cdot \varepsilon \cdot \frac{u \cdot \operatorname{ctg} \beta_w + c_1}{1 + \varepsilon \cdot \operatorname{ctg} \beta_w} \quad (1.19)$$

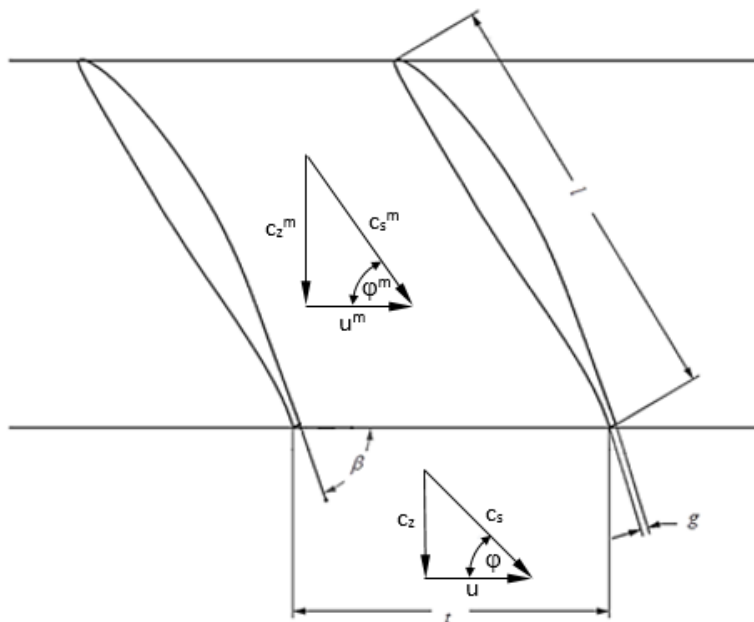
$$\operatorname{ctg} \beta_w = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_1} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)$$

W przypadku wieńca kierownic wartość strat profilowych wyznacza się z zależności:

$$S_k = \rho \cdot \Delta c_u \cdot c_1 \cdot \varepsilon \cdot \frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \operatorname{ctg} \alpha_k} \quad (1.20)$$

$$\operatorname{ctg} \alpha_k = \frac{\Delta c_u}{2 \cdot c_1}$$

Mówiąc o stratach profilowych należy również uwzględnić straty wynikające ze skończonej grubości krawędzi spływu łopatki wynikającej z ograniczeń technologicznych produkcji łopatek. Niemożliwym jest bowiem wykonanie łopatki, wirnikowej czy kierowniczej, charakteryzującej się krawędzią spływu o nieskończenie małej grubości. W przypadku gdy krawędzie spływu są poddawane stosownej obróbce (szlifowanie, frezowanie), a stosunek grubości krawędzi spływu do cięciwy profilu wynosi około 0,01, straty wywołane skończoną grubością krawędzią spływu są stosunkowo małe [59]. Dla łopatek odlewanych lub wykonanych z blachy o stałej grubości uzyskiwany stosunek $\frac{g}{l}$ jest zdecydowanie wyższy. Wpływ grubości krawędzi spływu łopatki wirnikowej na straty przepływu można oszacować analitycznie z wykorzystaniem tzw. współczynnika strat mieszania [59]. W tym celu należy rozpatrzyć przepływ przez kanał międzyłopatkowy palisady prostoliniowej utworzonej z profili o cięciwie l oraz grubości krawędzi spływu g jaki pokazano na rysunku 1.7.



Rys. 1.7. Trójkąty prędkości w kanale międzyłopatkowym o skończonej grubości krawędzi spływu łopatek. c_s - średnia prędkość za krawędzią spływu, u - prędkość obwodowa, c_2 - prędkość osiowa.

Na rysunku 1.7 prędkości c_s , c_u i c_z są wynikiem całkowitego wymieszania się czynnika roboczego za palisadą prostoliniową. Górnymi indeksami m oznaczono prędkości w obrębie kanału międzyłopatkowego. Dla przedstawionego przypadku można zapisać zależności wynikające z: równania ciągłości (1.21), równania zachowania pędu w kierunku czoła palisady (1.22) oraz w kierunku prostopadłym do czoła palisady (1.23):

$$\frac{c_z^m}{c_z} = \frac{t}{t - \frac{g}{\sin \beta}} = \frac{1}{1 - \frac{g}{t \sin \beta}} \quad (1.21)$$

$$u^m = u \quad (1.22)$$

$$\dot{m}(c_z - c_z^m) = t \cdot g \cdot c_z (c_z - c_z^m) \quad (1.23)$$

gdzie:

t – podziałka palisady;

β – kąt łopatki w przekroju wylotowym;

\dot{m} – masowe natężenie przepływu czynnika roboczego przez palisadę.

Z zależności (1.22) i (1.23) oraz na podstawie równania Bernoulliego otrzymuje się stratę ciśnienia (wzór Bordy-Carnota) [59]:

$$\Delta p_{strat} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot B \cdot (c_z^m - c_z)^2 \quad (1.24)$$

gdzie:

B – stała straty mieszania [59].

Współczynnik strat mieszania wyraża się następująco:

$$\zeta_m = \frac{\Delta p_{strat}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_s^2} = B \cdot \left(\frac{c_z}{c_s} \right)^2 \cdot \left(\frac{c_z^m}{c_z} - 1 \right)^2 \quad (1.25)$$

Na podstawie powyższych zależności oraz rys. 1.7 można zapisać:

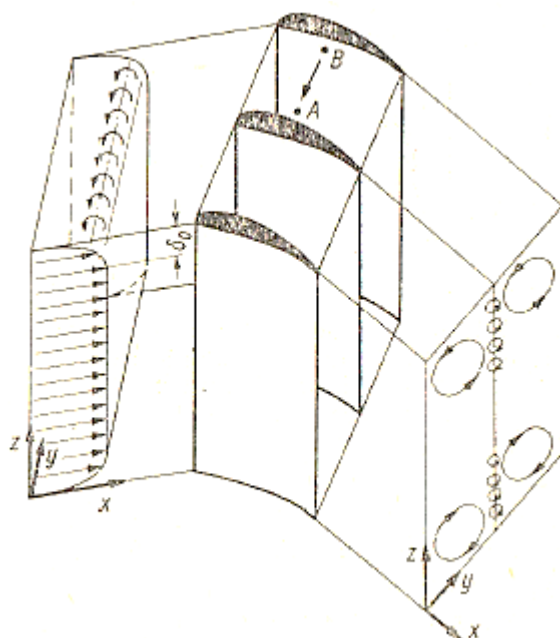
$$tg \varphi = \frac{c_z}{u} = \left(1 - \frac{g}{t \cdot \sin \beta} \right) \cdot tg \varphi^m \quad (1.26)$$

$$\left(\frac{c_z}{c_s} \right)^2 = \sin^2 \varphi = \frac{tg^2 \varphi}{1 + tg^2 \varphi} = \frac{\left(1 - \frac{g}{t \cdot \sin \beta} \right)^2 \cdot tg^2 \varphi^m}{1 + \left(1 - \frac{g}{t \cdot \sin \beta} \right)^2 \cdot tg^2 \varphi^m} \quad (1.27)$$

Można przyjąć, z pewnym przybliżeniem, że kąt strumienia w kanale międzyłopatkowym φ^m jest równy kątowi łopatki w przekroju wylotowym β . Wprowadzając powyższą zależność do równania (1.27) uzyskuje się wzór na straty spowodowane skończoną grubością krawędzi spływu [59]:

$$\zeta_m = B \frac{\left(\frac{g}{t \cdot \sin \beta}\right)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \beta}{1 + \left(1 - \frac{g}{t \cdot \sin \beta}\right)^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \beta} \quad (1.28)$$

Stratami indukowanymi nazywa się straty powstające na skutek różnicy ciśnień mającej miejsce w kanale międzyłopatkowym – dla przepływu trójwymiarowego. Powstanie tego rodzaju można wyjaśnić analizując przepływ przez kanał międzyłopatkowy pokazany na rysunku 1.8.



Rys. 1.8. Przepływy indukowane w kanale międzyłopatkowym, δ_0 – grubość warstwy przyściennej [59].

Po wypukłej stronie łopatki (np. punkt A) ciśnienie dynamiczne jest wyższe niż po stronie wklęsłej sąsiedniej łopatki (punkt B). W konsekwencji pojawia się różnica ciśnień ponieważ ciśnienie w punkcie B jest wyższe od ciśnienia w punkcie A tj. $p_B > p_A$. W przepływie poza warstwą przyścinną powstająca różnica ciśnień jest równoważona przez siły odśrodkowe działające na cząsteczki czynnika roboczego poruszające się po zakrzywionych torach [59]. W obszarze warstwy przyściennej następuje zmniejszenie prędkości medium gazowego skutkujące zmniejszeniem sił odśrodkowych co w konsekwencji powoduje brak zrównoważenia powstałej różnicy ciśnień. Wobec powyższego występuje ruch w kierunku $B \rightarrow A$ co generuje

powstanie wirów (rys. 1.8) powodujących straty przepływu nazywane indukowanymi.

Pomiędzy łopatkami wieńca wirnikowego i obudową wentylatora osiowego musi być zachowana pewna odległość zwana luzem promieniowym (wierzchołkowym) lub szczeliną wierzchołkową. Luz promieniowy zapobiega, przy ustalonych warunkach pracy, tarcii elementów wirujących o nieruchome. Wartość tego luzu wynika między innymi z następujących parametrów [59]:

- grubości filmu olejowego w łożyskach maszyny przepływowej;
- wychyleń wału w czasie drgań, szczególnie przy przechodzeniu przez tzw. obroty krytyczne;
- wydłużeń wywołanych działaniem sił odśrodkowych czy temperatury (odkształcenia cieplne);
- ugięcie wału;
- luzów montażowych;
- odchyłek wykonania elementów.

Konieczność zachowania określonego luzu wierzchołkowego powoduje powstawanie tzw. strat szczelinowych, rzutujących na spadek przyrostu ciśnienia całkowitego, spadek sprawności oraz zmniejszenie natężenia przepływu (wydatku). Oszacowanie spadku tych parametrów prowadzi się w oparciu o wyniki badań doświadczalnych przy sprowadzeniu parametrów pracy wentylatora dla danej wielkości luzu promieniowego s_r do parametrów dla zerowej wielkości szczeliny promieniowej $s_r=0$ [59].

Spadek przyrostu ciśnienia całkowitego, wywołany szczeliną wierzchołkową, można wyznaczyć z następującej zależności:

$$\frac{\Delta p_c(s_r)}{\Delta p_c(s_r=0)} = 1 - 4,5 \cdot \frac{s_r}{h} \cdot \frac{l_w + l_z}{2 \cdot h} \cdot \sqrt{\frac{w_s}{u}} \quad (1.29)$$

Spadek sprawności wentylatora osiowego z uwzględnieniem szczeliny wierzchołkowej wyraża się następującą zależnością:

$$\frac{\eta(s_r)}{\eta(s_r=0)} = 1 - 2,4 \cdot \frac{s_r}{h} \cdot \frac{\sqrt{\frac{w_s}{u}}}{1 - \frac{h}{D_z}} \quad (1.30)$$

gdzie:

D_z – średnica zewnętrzna wentylatora.

Zmniejszenie objętościowego natężenia przepływu z uwzględnieniem luzu promieniowego definiuje następująca funkcja:

$$\frac{Q(s_r)}{Q(s_r=0)} = f\left(\frac{s_r}{(D_z^2 - D_w^2)} \cdot \sqrt{\psi \cdot \left(\frac{w_s}{u}\right) + (\varphi^*)^2}\right) \quad (1.31)$$

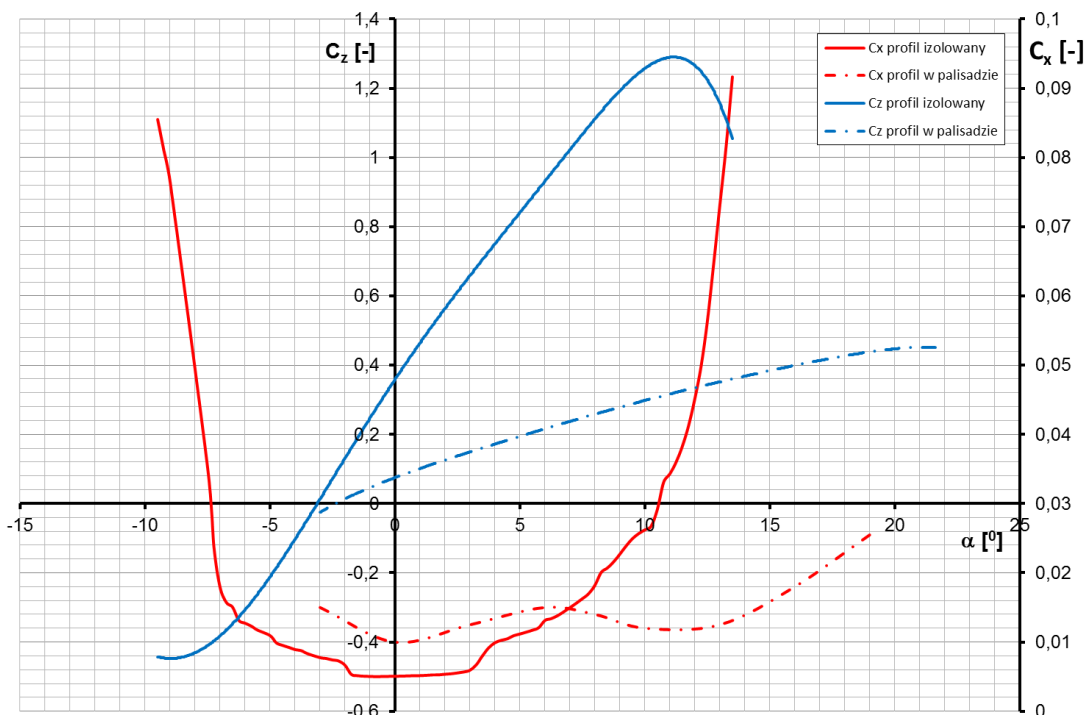
Do strat dodatkowych, powstających w przepływie przez wieńce łopatkowe wentylatorów osiowych, można zaliczyć:

- straty tarcia o powierzchnie ścianek ograniczających przepływ;
- straty związane ze zmianą kąta napływu na wieniec kierownic;
- straty wywołane odległością wieńca wirnikowego od wieńca kierownic.

Większość powyżej wymienionych strat, w procesie analizy przepływu przez wieńce łopatkowe wentylatorów osiowych z wykorzystaniem modelu palisady prostoliniowej, można jedynie oszacować bazując na danych doświadczalnych.

Jak już wcześniej wspomniano, model palisady prostoliniowej stanowi podstawę do procesu projektowania wentylatorów osiowych. Ponieważ palisadę stanowi nieskończony ciąg profili to przy projektowaniu wentylatorów osiowych należy znać charakterystyki aerodynamiczne profili w układzie palisadowym. Jednak charakterystyki te nie są często ogólnodostępne i pozostaje możliwość wykorzystywania współczynników aerodynamicznych tzw. profili izolowanych. Jednak charakterystyki aerodynamiczne profili izolowanych zdecydowanie różnią się od charakterystyk profilu w palisadzie. Pojawia się tu kolejny problem związany z wykorzystaniem modelu palisady prostoliniowej w procesie projektowania wentylatorów, ponieważ charakterystyki aerodynamiczne określane doświadczalnie powinny być badane w tzw. palisadowym tunelu aerodynamicznym.

Na rysunku nr 1.8 pokazano przebieg współczynnika siły nośnej C_z i współczynnika siły oporu C_x w funkcji kąta natarcia α dla profilu *NACA 65-410* w opływie izolowanym oraz w palisadzie. Z przedstawionego rysunku wynika, że dla profilu izolowanego uzyskiwany współczynnik siły nośnej jest zdecydowanie wyższy, w całym rozpatrywanym zakresie kątów natarcia niż w przypadku opływu profilu w palisadzie. W zakresie małych kątów natarcia współczynnik siły oporu profilu w palisadzie jest zdecydowanie wyższy niż w przypadku profilu izolowanego. W trakcie zwiększania kąta natarcia wartość współczynnika oporu profilu izolowanego zaczyna przewyższać wartość współczynnika oporu profilu w układzie palisadowym na skutek zdecydowanego wzrostu oporu ciśnieniowego przy wyższych kątach natarcia.



Rys. 1.8. Charakterystyka profilu *NACA 65-410* w przypadku profilu izolowanego [1] oraz profilu w palisadzie o następujących parametrach: $\sigma=1.5$, $\beta_l=45^\circ$ [20].

Należy jednak pamiętać, iż powyższe charakterystyki dotyczą jedynie profili – geometrii dwuwymiarowych. Uzyskiwane współczynniki sił aerodynamicznych będą się zupełnie różniły dla przypadku przepływu trójwymiarowego w rzeczywistych wieńcach łopatkowych.

Opisany wyżej model palisady prostoliniowej stanowi podstawowy model analityczny osiowej maszyny przepływowej, czyli np. wentylatora osiowego. Pomimo niewątpliwej zalety modelu jaką jest prostota opis kinematyki przepływu czynnika roboczego, posiada on wady związane z brakiem dokładnego uwzględnienia strat przepływu oraz nieuwzględnienia trójwymiarowych efektów przepływu przez wieńce. Model ten wykorzystuje się jako podstawę do wstępnego projektowania wentylatorów osiowych. Jednak do procesu obliczeń należy znać charakterystyki aerodynamiczne profilu w palisadzie. Ponieważ charakterystyki tak ustawionych profili zdecydowanie się różnią od charakterystyk profilu izolowanego wymaga to znajomości charakterystyk profili w palisadzie określonych doświadczalnie [20]. Przykłady obliczeniowe wentylatorów osiowych wraz z przydatnymi algorytmami obliczeń można znaleźć w [22], [49], [59] oraz [66].

1.2.2 Metody doświadczalne

Analiza przepływu przez wieńce łopatkowe wentylatorów osiowych może być prowadzona drogą eksperymentalną. Tego typu analizy są zazwyczaj przeprowadzane na rzeczywistych obiektach wentylatorów osiowych. Badania doświadczalne można podzielić na dwa rodzaje z punktu widzenia uzyskiwanych

wyników: badania jakościowe i ilościowe. Wynikiem badań jakościowych są zobrazowane pola przepływu bez podania danych dotyczących wartości parametrów przepływu. Badania ilościowe pozwalają na wyznaczenie wartości podstawowych parametrów przepływu jakimi są np. prędkość i ciśnienia. Połączenie dwóch rodzajów badań doświadczalnych, jakościowych i ilościowych, pozwala na kompleksową analizę przepływów zachodzących w wieńcach łopatkowych wentylatorów osiowych.

1.2.2.1 Ocena ilościowa przepływu

Badania doświadczalne wentylatorów osiowych, pozwalające na uzyskanie danych ilościowych dotyczących przepływu przez wentylator, prowadzi się na tzw. stanowiskach znormalizowanych. Wyniki uzyskane na podstawie przeprowadzonych pomiarów na wyżej wymienionych stanowiskach pozwalają na zbudowanie zestawu charakterystyk wentylatorów osiowych. Otrzymane charakterystyki: przyrostu ciśnienia całkowitego (statycznego), sprawności całkowitej (statycznej) i mocy, pozwalają m. in. na odpowiedni dobór wentylatora do sieci, tak aby punkt współpracy wentylator – sieć wypadł dla wydatku odpowiadającemu maksymalnej sprawności.

Badania doświadczalne wentylatorów osiowych prowadzi się w oparciu o normę dotyczącą badań wentylatorów na stanowiskach znormalizowanych [45]. Norma ta zawiera szereg obostrzeń dotyczących warunków prowadzonych badań, wyznaczania parametrów pracy wentylatorów osiowych oraz konfiguracji stanowisk znormalizowanych. Czynnikiem roboczym jest tu powietrze o ciśnieniu i temperaturze panującej w otoczeniu stanowiska badawczego. Norma wyróżnia cztery zasadnicze typy stanowisk znormalizowanych [45]:

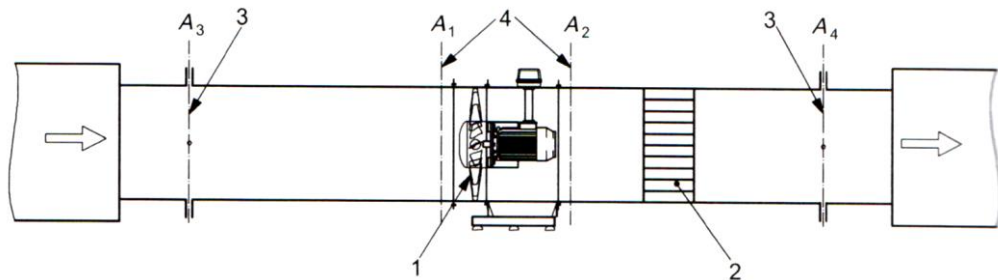
- typu A: wolny wlot, wolny wylot;
- typu B: wolny wlot, kanał po stronie wylotu;
- typu C: kanał po stronie wlotu, wolny wylot;
- typu D kanał po stronie wlotu, kanał po stronie wylotu.

Powyżej przyjęta klasyfikacja stanowisk znormalizowanych wynika ze sposobu dostarczania czynnika roboczego do badanego wentylatora jak i jego wylotu z badanego wentylatora. W przypadku konfiguracji wlot i wylot bez dodatkowych urządzeń mówi się odpowiednio o wolnym wlocie i wolnym wylocie. Dla wentylatora w którym wlot i wylot powietrza odbywa się poprzez kanał bezpośrednio podłączony do wentylatora, norma opisuje stanowisko z kanałem po stronie wlotu i odpowiednio po stronie wylotu. Każde z wyżej wymienionych stanowisk charakteryzuje się własną konfiguracją urządzeń pomocniczych oraz stosowanych przyrządów pomiarowych umożliwiających przeprowadzenie pomiarów parametrów pracy wentylatorów osiowych.

Niezależnie od rodzaju stanowiska, w celu wyznaczenia zestawu charakterystyk wentylatorów osiowych, na stanowisku znormalizowanym należy dokonać pomiaru:

- temperatury otoczenia;
- temperatury czynnika roboczego w odpowiednim przekroju pomiarowym (lub komorze pomiarowej) stanowiska;
- ciśnienia atmosferycznego;
- ciśnienia całkowitego w odpowiednim przekroju pomiarowym (lub komorze pomiarowej) stanowiska;
- ciśnienia statycznego w odpowiednim przekroju pomiarowym (lub komorze pomiarowej) stanowiska;
- prędkości obrotowej wieńca wirnikowego;
- mocy pobieranej przez silnik napędzający wentylator.

Aby przybliżyć proces obliczania charakterystyk wentylatora na podstawie wyników badań doświadczalnych można posłużyć się następującym przykładem.



Rys. 1.9. Punkty pomiarowe znormalizowanego stanowiska badawczego wentylatorów osiowych [45].

Niech stanowisko znormalizowane będzie zestawione jak na rysunku nr 1.9, gdzie zastosowano następujące oznaczenia (zgodne z [45]):

- A_n , pole przekroju poprzecznego na wlocie lub wylocie z wentylatora (odpowiednio dla wlotu $n=1$ a dla wylotu $n=2$);
- A_x , pole przekroju poprzecznego zunifikowanego odcinka kanału, w którym przeprowadza się pomiary gazodynamiczne (odpowiednio dla wlotu $x=3$ a dla wylotu $x=4$).

Zaznaczyć należy, że dla różnych typów stanowisk, w przywoływanej Normie, zarezerwowane są specyficzne procedury obliczeń. Ogólny algorytm obliczeń charakterystyk wentylatora osiowego można podzielić na cztery etapy:

- wyznaczenie temperatury czynnika roboczego;
- obliczenie liczby Macha;
- obliczenie przyrostu ciśnienia całkowitego (statycznego) wentylatora;
- obliczenie sprawności całkowitej (statycznej) wentylatora;

1. Temperatura powietrza

Zgodnie z Normą [45] w wybranym przekroju pomiarowym x należy dokonać pomiaru temperatury. Temperatura ta powinna być traktowana jako temperatura całkowita:

$$\Theta_{sg1} = \Theta_{sg3} = \Theta_a \quad (1.19)$$

gdzie:

Θ_{sgx} – temperatura całkowita (spiętrzenia) w danym przekroju stanowiska;

Θ_a – średnia temperatura w otoczeniu stanowiska znormalizowanego.

Wyjątkiem od powyższego zależności jest zastosowanie wentylatora pomocniczego [45].

Aby wyznaczyć temperaturę powietrza w przekroju 2 na wylocie z wentylatora (rys. 1.8) należy skorzystać z zależności:

$$\Theta_{sg2} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r \text{ lub } P_e}{q_m \cdot c_p} = \Theta_{sg4} \quad (1.20)$$

gdzie:

c_p – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, dla powietrza przyjmuje się $c_p = 1008 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$;

q_m – masowe natężenie przepływu;

P_r – mechaniczna moc wieńca wirnikowego wentylatora;

P_e – moc elektryczna pobierana przez silnik elektryczny.

Masowe natężenie przepływu q_m jest wyznaczane indywidualnie dla każdego ze stanowisk i przyjętego zestawu przyrządów pomiarowych [45]. W przypadku gdy silnik elektryczny, napędzający wieńiec wirnikowy wentylatora, jest całkowicie omywany przez powietrze w kanale przepływowym, w zależności (1.20) należy stosować wartość P_r .

W przypadku, gdy wymagana jest temperatura statyczna czynnika roboczego, np. do wyznaczenia gęstości z równania stanu gazu doskonałego, wyznacza się ją z zależności:

$$\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_x^2 \quad (1.21)$$

gdzie:

Θ_x – temperatura statyczna w danym przekroju pomiarowym stanowiska znormalizowanego;

κ – wykładnik izentropy, dla powietrza $\kappa = 1,4$;

Ma_x – liczba Macha w danym przekroju stanowiska znormalizowanego.

2. Liczba Macha

Liczba Macha definiowana jest jako stosunek średniej prędkości przepływu czynnika roboczego do lokalnej prędkości dźwięku.

$$Ma_x = \frac{u_{mx}}{a_x} \quad (1.22)$$

Jednocześnie liczba Macha stanowi kryterium podziału przepływu na dwa zakresy: przepływ nieściśliwy i przepływ ściśliwy. Norma wskazuje, że w przypadku gdy $Ma < 0,15$, wpływ liczby Macha na parametry przepływu takie jak: ciśnienie, temperatura i gęstość czynnika roboczego jest niewielki i w procedurze obliczeń można nie uwzględniać zmian ww. parametrów, a przepływ traktuje się jako nieściśliwy. W przypadku gdy $Ma > 0,15$ niezbędne jest uwzględnienie wpływu liczby Macha na ww. parametry a przepływ należy traktować jako ściśliwy. Aby określić rodzaj przepływu i wybrać odpowiednią metodę obliczania charakterystyk doświadczalnych, należy wcześniej wyznaczyć tzw. odniesieniową liczbę Macha [45] definiowaną zależnością (1.23).

$$Ma_{2ref} = \frac{u_{m2}}{a_x} = \frac{q_m}{A_2 \cdot \rho_a \cdot \sqrt{\kappa \cdot R_w \cdot \Theta_{sga}}} = \frac{q_m}{A_2 \cdot \rho_{sg1} \cdot \sqrt{\kappa \cdot R_w \cdot \Theta_{sg1}}} \quad (1.23)$$

Przy wykorzystaniu równania stanu gazu doskonałego do określenia prędkości dźwięku (1.24) i zależności na średnią prędkość przepływu czynnika roboczego w obranym przekroju stanowiska znormalizowanego (1.25), równanie (1.22) można zapisać w postaci (1.26).

$$a_x = \sqrt{\kappa \cdot R_w \cdot \Theta_x} \quad (1.24)$$

gdzie:

R_w – stała gazowa czynnika roboczego, dla suchego powietrza $R_w = 287 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$.

$$u_{mx} = \frac{q_m}{A_x \cdot \rho_x} \quad (1.25)$$

gdzie:

ρ_x – gęstość czynnika roboczego w przekroju pomiarowym stanowiska znormalizowanego;

$$Ma_x = \frac{u_{mx}}{a_x} = \frac{q_m}{A_x \cdot \rho_x \cdot \sqrt{\kappa \cdot R_w \cdot \Theta_x}} \quad (1.26)$$

Norma [45] określa dwa sposoby wyznaczania liczby Macha w przekroju pomiarowym stanowiska badawczego: jeżeli znane jest ciśnienie statyczne p_x i temperatura spiętrzenia Θ_{sgx} oraz gdy znane jest ciśnienie spiętrzenia w przekroju

pomiarowy p_{sgx} i temperatura spiętrzenia Θ_{sgx} . W pierwszym przypadku najpierw wyznacza się:

$$M^2 = \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 \cdot \frac{\kappa - 1}{2 \cdot \kappa} \cdot \frac{R_w \cdot \Theta_{sgx}}{p_x^2} \quad (1.27)$$

Uwzględniając, że:

$$\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} = 1 + \frac{\sqrt{1 + 4 \cdot M^2}}{2} \quad (1.28)$$

liczba Macha w przekroju pomiarowym stanowiska badawczego wynosi:

$$Ma_x = \frac{u_{sr}}{a_x} = \frac{q_m}{A_x \cdot \rho_x \cdot \sqrt{\kappa \cdot R_w \cdot \Theta_x}} \quad (1.29)$$

W drugim przypadku, tj. gdy znane jest ciśnienie spiętrzenia w przekroju pomiarowy p_{sgx} i temperatura spiętrzenia Θ_{sgx} , najpierw wyznacza się liczbę Macha dla warunków spiętrzenia:

$$Ma_{sgx}^2 = \frac{q_m^2}{A_x^2 \cdot \rho_{sgx}^2 \cdot \kappa \cdot R_w \cdot \Theta_{sgx}^2} = \frac{q_m^2}{A_x^2 \cdot \kappa \cdot p_{sgx} \cdot \rho_{sgx}} \quad (1.30)$$

Liczba Macha w przekroju pomiarowym stanowiska znormalizowanego wyniesie wtedy:

$$Ma_x = Ma_{sgx} \cdot \sqrt{1 + 1,217 \cdot Ma_{sgx}^2 + 1,369 \cdot Ma_{sgx}^4 + 10 \cdot Ma_{sgx}^6} \quad (1.31)$$

Pamiętając jednocześnie, że dla warunków $\kappa=1,4$ oraz $Ma_{sgx} < 0,45$ spełniona jest zależność (1.21) [45].

Znając liczbę Macha, Ma_x , można wyznaczyć gęstość czynnika roboczego w przekroju pomiarowym znormalizowanego stanowiska badawczego. Wykorzystując równanie stanu gazu doskonałego w postaci (1.32) oraz równanie Poissona (1.33) uzyskuje się zależność opisującą stosunek ciśnienia spiętrzenia do statycznego (1.34) oraz gęstości spiętrzenia do gęstości statycznej (1.35) w funkcji stosunku temperatury spiętrzenia do temperatury statycznej zależnego od liczby Macha zgodnie z (1.21). Pamiętając jednocześnie, że powyższe parametry określa się w punktach pomiarowych stanowiska badawczego x , oznaczonych zgodnie z rysunkiem nr 1.8.

$$\frac{p_x}{\rho_x} = RT_x \quad (1.32)$$

$$\frac{p_{sgx}}{\rho_{sgx}} = RT_{sgx}$$

$$\frac{p_x}{\rho_x^k} = \frac{p_{sgx}}{\rho_{sgx}^k} = const \quad (1.33)$$

$$\frac{p_{sgx}}{p_x} = \left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.34)$$

$$\frac{\rho_{sgx}}{\rho_x} = \left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} \right)^{\frac{1}{k-1}} \quad (1.35)$$

Gęstość statyczną w przekroju pomiarowym ρ_x można obliczyć z wykorzystaniem równania stanu gazu doskonałego i odpowiedniego jego przekształcenia:

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \cdot \Theta_x} = \rho_{sgx} \cdot \left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} \right)^{\frac{-1}{k-1}} = \frac{p_{sgx}}{R_w \cdot \Theta_{sgx}} \cdot \left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} \right)^{\frac{-1}{k-1}} \quad (1.36)$$

Wyznaczając wartość gęstości statycznej z równania (1.36) jest możliwe określenie wartości średniej prędkości przepływu w danym przekroju pomiarowym stanowiska badawczego o powierzchni A_x :

$$u_{mx} = \frac{q_m}{A_x \cdot \rho_x} \quad (1.37)$$

3. Przyrost ciśnienia wentylatora

Jak już wcześniej wspomniano, przyrost ciśnienia całkowitego wentylatora osiowego definiowany jest jako różnica ciśnienia całkowitego na wylocie wentylatora i ciśnienia całkowitego na wlocie do wentylatora co zgodnie z [45] oraz rysunkiem nr 1.8 można zapisać:

$$p_f = p_{sg2} - p_{sg1} \quad (1.38)$$

Wartość ciśnienia całkowitego w dowolnym przekroju stanowiska znormalizowanego x , stanowi sumę ciśnienia statycznego, w tym przekroju, i ciśnienia dynamicznego z uwzględnieniem współczynnika poprawkowego dotyczącego liczby Macha, co można zapisać:

$$p_{sgx} = p_x + p_{dx} \cdot f_{Mx} \quad (1.39)$$

Ciśnienie dynamiczne p_{dx} określa się zależnością:

$$p_{dx} = \frac{\rho_x \cdot u_{mx}^2}{2} = \frac{1}{2 \cdot \rho_x} \cdot \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 \quad (1.40)$$

W równaniu (1.39) współczynnik poprawkowy Macha f_{Mx} dla ciśnienia dynamicznego jest definiowany zależnością [45]:

$$f_{Mx} = \frac{p_{sgx} - p_x}{p_{dx}} \quad (1.41)$$

gdzie:

p_{sgx} – bezwzględne ciśnienie całkowite mierzone w punkcie przepływającego czynnika roboczego;

p_x – ciśnienie bezwzględne.

Podane w równaniu (1.41) bezwzględne ciśnienie całkowite p_{sgx} można również obliczyć z zależności wynikającej z procesów izentropowych:

$$p_{sgx} = p_x \cdot \left(1 + \frac{k-1}{2} \cdot Ma^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1.42)$$

Według Normy [45] współczynnik Macha wyrażony zależnością (1.41) może być również wyznaczony z:

$$f_{Mx} = 1 + \frac{Ma^2}{4} + \frac{(2-k) \cdot Ma^4}{24} + \frac{(2-k) \cdot (3-2 \cdot k) \cdot Ma^6}{192} + \dots \quad (1.43)$$

Jeżeli teraz do zależności (1.43) wprowadzi się wykładnik izentropy o wartości $\kappa=1,4$, powyższe równanie przyjmie postać:

$$f_{Mx} = 1 + \frac{Ma^2}{4} + \frac{Ma^4}{40} + \frac{Ma^6}{1600} + \dots \quad (1.44)$$

Przyrost ciśnienia całkowitego wentylatora osiowego może być również zdefiniowany jako różnica ciśnienia całkowitego na wylocie z wentylatora i ciśnienia całkowitego na wlocie do wentylatora co zgodnie z [45] można zapisać:

$$p_f = p_{esg1} - p_{esg2} = p_{e2} + p_{d2} \cdot f_{M2} - (p_{e1} + p_{d1} \cdot f_{M1}) \quad (1.45)$$

gdzie:

p_{esg} – ciśnienie całkowite;

p_e – ciśnienie statyczne.

Jak już wcześniej wspomniano, w drodze badań doświadczalnych charakterystyk wentylatorów osiowych, można określić przyrost ciśnienia statycznego wentylatora. Definiowany jest on jako różnica ciśnienia statycznego na wylocie z wentylatora i ciśnienia całkowitego na wlocie do wentylatora co można zapisać jako:

$$P_{sf} = P_2 - P_{sg1} \quad (1.46)$$

Analizując powyższą procedurę doświadczalnego wyznaczania parametrów przepływu czynnika roboczego przez wentylator osiowych oraz rozważając ogólną konfigurację stanowiska znormalizowanego (rysunek nr 1.8) łatwo stwierdzić, iż przy wyznaczaniu przyrostu ciśnienia wentylatora ciśnienie zmierzone w przekroju pomiarowym x należy sprowadzić do odpowiednich przekrojów wentylatora n – wlotowego i wylotowego. Wiadomym jest, że ciśnienie całkowite stanowi sumę ciśnienia dynamicznego i statycznego z uwzględnieniem współczynnika poprawkowego Macha oraz tzw. strat ciśnienia. Straty energii w odniesieniu do stanowisk znormalizowanych występują na odcinkach prostych kanału przepływowego oraz urządzeniu prostującym strumień powietrza. Ciśnienie całkowite w przekroju odniesieniowym znormalizowanego stanowiska badawczego n z uwzględnieniem strat przepływu wynosi:

$$P_{sgn} = p_x + \frac{\rho_x u_{mx}^2}{2} \cdot f_{Mx} \cdot [1 + (\xi_{n-x})_x] \quad (1.47)$$

gdzie:

$(\xi_{n-x})_x$ – straty ciśnienia na danym odcinku $n - x$ stanowiska znormalizowanego.

Straty ciśnienia ujęte w zależności (1.47) wyznacza się indywidualnie dla każdego stanowiska typu A, B, C i D oraz zastosowanego urządzenie prostującego strumień [45]. Przyjmuje się, że straty ciśnienia na wlocie kanału przepływowego stanowiska doświadczalnego są mniejsze od zera natomiast na wylocie większe od zera [45].

4. Sprawność wentylatora

Sprawność wentylatora osiowego definiowana jest jako stosunek mocy strumienia czynnika roboczego przepływającego przez wentylator i mocy wynikającej ze sposobu jej pomiaru na stanowisku znormalizowanym. Sprawność wentylatora osiowego można wyrazić na cztery sposoby [45]:

$$\eta_r = \frac{P_u}{P_r} \quad (1.48)$$

gdzie:

P_u – moc strumienia czynnika roboczego;

P_r – moc wirnika.

$$\eta_a = \frac{P_u}{P_a} \quad (1.49)$$

gdzie:

P_a – moc na wale wirnika.

$$\eta_o = \frac{P_u}{P_o} \quad (1.50)$$

gdzie:

P_o – moc na wyjściu z silnika elektrycznego wentylatora.

$$\eta_e = \frac{P_u}{P_e} \quad (1.51)$$

gdzie:

P_e – moc pobierana przez silnik elektryczny wentylatora.

W równaniach (1.48 – 1.51) moc strumienia wyraża się jako zależność:

$$P_u = q_{Vsg1} \cdot p_f \cdot k_p \quad (1.52)$$

gdzie:

q_{Vsg1} – objętościowe natężenie przepływu;

k_p – współczynnik poprawkowy uwzględniający ściśliwość czynnika roboczego.

Objętościowe natężenie przepływu można wyznaczyć znając wartość masowego natężenie przepływu oraz gęstości czynnika roboczego w przekroju wlotowym wentylatora, zgodnie z rysunkiem nr 1.8:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}} \quad (1.53)$$

Aby wyznaczyć współczynnik poprawkowy uwzględniający ściśliwość czynnika roboczego wygodnie jest posłużyć się poniższą procedurą. W pierwszym etapie wyznacza się współczynnika ściśliwości:

$$Z_p = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{P_r}{q_{Vsg1} \rho_{sg1}} \quad (1.54)$$

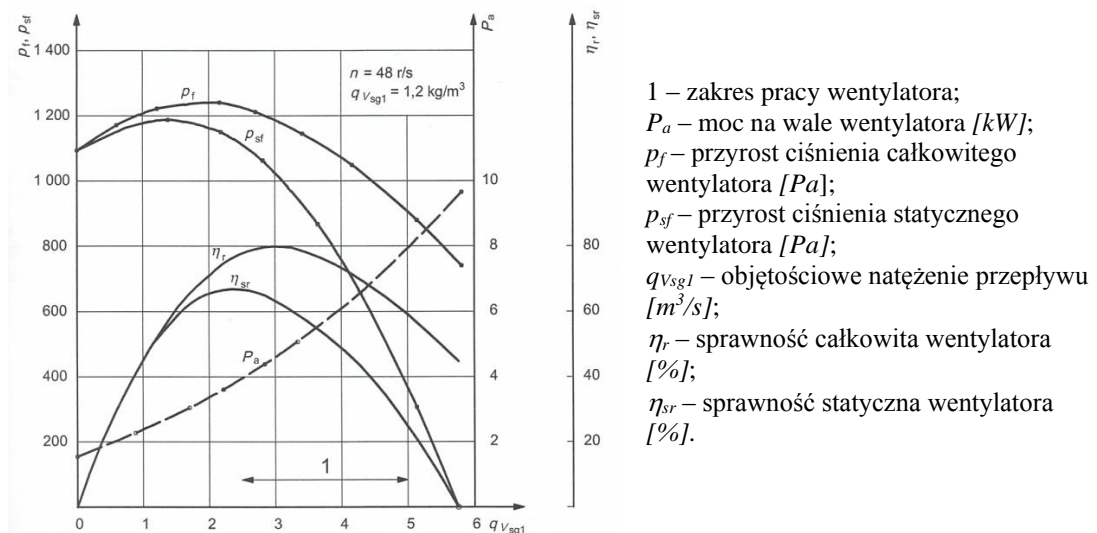
a następnie współczynnik poprawkowy k_p :

$$k_p = \frac{\ln(1+x)}{x} \cdot \frac{Z_p}{\ln(1+Z_p)} \quad (1.55)$$

$$x = \frac{P_f}{P_{sg1}}$$

Jeżeli do równania (1.52) w miejsce przyrostu ciśnienia całkowitego p_f podstawimy przyrost ciśnienia statycznego p_{sf} a następnie z równań (1.48 – 1.51) wyznaczymy sprawność, to tak wyznaczona sprawność będzie sprawnością statyczną, dla odpowiednich wartości mocy.

Podana wyżej ogólna procedura przeliczania wyników badań doświadczalnych przeprowadzonych na znormalizowanych stanowiskach badawczych pozwala na obliczenie zestawu charakterystyk pracy wentylatorów osiowych. Uzyskane charakterystyki pozwalają na ilościową ocenę parametrów pracy wentylatora jak i jego dobór do zaprojektowanej sieci wentylacyjnej. Na podstawie otrzymanych charakterystyk możliwe jest określenie punktu optymalnej pracy wentylatora osiowego, który zazwyczaj pokrywa się z maksymalną sprawnością wentylatora. Przykładowy zestaw charakterystyk uzyskiwany na podstawie realizacji zaleceń Normy pokazano na rysunku nr 1.9.



Rys. 1.9. Przykład zestawu charakterystyk wentylatora osiowego przy stałej prędkości obrotowej [45].

1.2.2.2 Ocena jakościowa przepływu

Opisana w poprzednim podpunkcie metoda doświadczalna pozwala na ocenę ilościową przepływu czynnika roboczego przepływającego przez wentylator osiowy. Oprócz oceny ilościowej przydatne są metody umożliwiające jakościową ocenę przepływu, czyli jego wizualizację. Metody jakościowe mają za zadanie zobrazować oraz wyjaśnić zjawiska fizyczne zachodzące podczas przepływu.

Jedną z najprostszych metod analizy jakościowej jest wizualizacja przepływu za pomocą nitki przyklejonych w wybranych miejscach opływającego obiektu. Nitki

można przykleić np. na wewnętrzną powierzchnię obudowy wentylatora, łopatki kierownicze, osłonę silnika itp. Podczas pracy wentylatora nitki ułożą się zgodnie z kierunkiem przepływu czynnika roboczego. Na rysunku nr 1.10 pokazano zastosowanie nitek do wizualizacji przepływu na wlocie do wentylatora osiowego (konfuzorze). Na podstawie takiej oceny jakościowej można zauważyć, iż w tych warunkach pracy konfuzor nie wprowadza dodatkowych zaburzeń w przepływie a strumień doprowadzany do wieńca wirnikowego ma kierunek osiowy.



Rys. 1.10. Zastosowanie nitek do wizualizacji przepływu na wlocie do wentylatora osiowego.

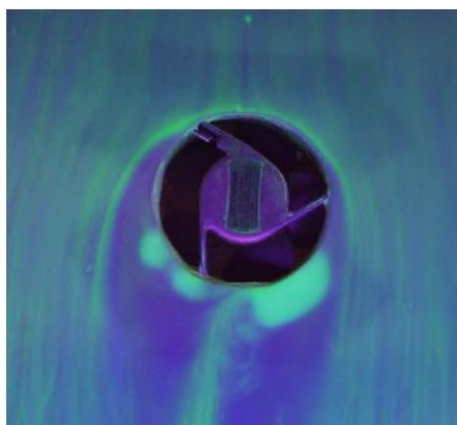
Szerokie zastosowanie w metodach wizualizacji przepływu, znalazła metoda wprowadzania do przepływu cząstek dymu. Zastosowanie dymu w metodach wizualizacyjnych ma zasadniczą zaletę wynikającą z faktu, iż struga dymu jest czynnikiem bezinwazyjnym zwiększającym nieznacznie gęstość czynnika roboczego. Dym wytwarzany w specjalnych urządzeniach (tzw. generatorach dymu lub mgły), wprowadzany jest do przepływu przy pomocy specjalnych dysz. Na rysunku 1.11 pokazano wykorzystanie dymu do wizualizacji przepływu w układzie wlotowym wentylatora osiowego. Prezentowany przykład ukazuje obszar zasysania powietrza przez wieniec wirnikowy.



Rys. 1.11. Zastosowanie dymu do wizualizacji przepływu we wlocie do wentylatora osiowego.

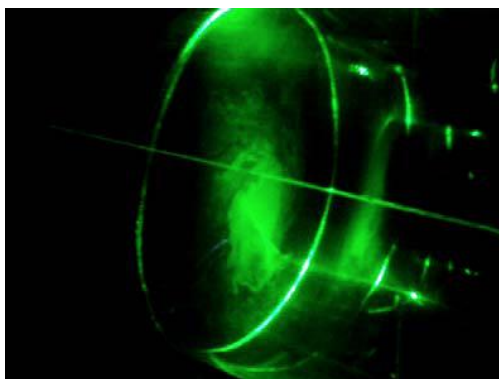
Powyżej opisane metody cechują się niezwykle prostotą w przeprowadzaniu badań jakościowych przepływów przez układy wentylatorów osiowych. Ich zdecydowaną zaletą jest również niski koszt zarówno wykonywania doświadczeń jak i urządzeń potrzebnych do ich przeprowadzenia.

Inną metodą wizualizacji przepływu wykorzystywaną w badaniach doświadczalnych wentylatorów jest wprowadzanie w przepływ zawiesiny olejowej z dodatkiem barwnika. Metoda ta umożliwia dwuwymiarową wizualizację przepływu stąd jej angielska nazwa *Surface Oil Flow Visualization (SOFV)*. Dzięki odpowiednio przygotowanej mieszance można zidentyfikować kierunek przepływu czynnika roboczego czy zlokalizować punkty stagnacji oraz separacji warstwy przyściennej. Często wykorzystuje się olej z dodatkiem fluorescencyjnego barwnika do zobrazowania przepływu płaskiego wymuszanego przez wentylator osiowy lub palisadę prostoliniową [57]. Na rysunku nr 1.12 pokazano wizualizację wykonaną z zastosowaniem metody *SOFV* dla przepływu wymuszonego wentylatorem osiowym. Rezultatem przeprowadzonych badań jakościowych jest uchwycenie momentu formowania się tzw. wiru podkowiastego [57].



Rys. 1.12. Zastosowanie metody *SOFV* do wizualizacji przepływu wymuszonego wentylatorem osiowym [57].

Obecnie szerokie zastosowanie w wizualizacji przepływu znalazły optyczne (bezkontaktowe) techniki pomiarowe. Bezkontaktowe metody pomiaru przepływów stanowią swoisty standard w zakresie pomiarów prędkości przepływu zarówno cieczy, jak i gazów [29]. Jedną z najbardziej zaawansowanych metod pomiarowych, wykorzystywanych w badaniach nad zjawiskami przepływowymi jest cyfrowa anemometria obrazowa (*PIV – Particle Image Velocimetry*). Istotą tej metody jest wprowadzanie w przepływ cząstek wskaźnikowych (tzw. posiewu), o bardzo małych rozmiarach rzędu 1-2 do kilkudziesięciu mikrometrów [29]. Cząsteczki których wymiary zawierają się ww. zakresie zasadniczo nie zakłócają przepływu. Wskaźniki unoszone są wraz z przepływającym czynnikiem roboczym i oświetlane wiązką lasera. Światło lasera jest rozpraszane na tych mikrocząsteczkach a efekt ten jest rejestrowany przez specjalistyczną kamerę lub zestaw kamer. Uzyskany obraz, z wykorzystaniem specjalizowanego oprogramowania urządzeń pomiarowych, pozwala na złożoną analizę pól prędkości, w tym wyznaczenie wektorów prędkości przepływu. Na rysunku nr 1.13 pokazano obraz przepływu w przekroju pomiarowym wentylatora osiowego uzyskany przy wykorzystaniu metody *PIV*. Przedstawiona wizualizacja ukazuje wirowość przepływu czynnika roboczego po stronie wylotu z wentylatora osiowego.



Rys. 1.13. Przepływ powietrza po stronie wylotu z wentylatora osiowego [14].

1.2.3 Metody numeryczne, uwagi ogólne

Zdecydowana większość zagadnień przepływowych posiada niezwykle złożoną strukturę opisu matematycznego co utrudnia, a nawet uniemożliwia, prowadzenie ich analizy z wykorzystaniem metod analitycznych. Chcąc uzyskać ogólne rozwiązania dla takich przypadków należy stosować, w odniesieniu do opisu matematycznego, założenia upraszczające jak np. płyn nielepki i nieściśliwy czy sprowadzić przepływ do przypadku ustalonego przepływu płaskiego. Mimo stosowanych uproszczeń, często dużego stopnia, niektóre zagadnienia dalej pozostają bez rozwiązań. Dotyczy to w szczególności przypadków opływów i przepływów przestrzennych.

Opisane w poprzednich punktach metody doświadczalne posiadają wiele zalet lecz również są obarczone pewnymi wadami. Rozpatrując badania doświadczalne wentylatorów osiowych, zarówno ilościowe jak i jakościowe, ich

wadą są wysokie koszty badań wynikające z kosztów budowy i eksploatacji infrastruktury badawczej jak i budowy samych obiektów badań. Oczywistym faktem jest możliwość obniżenia tych kosztów poprzez budowę jedynie modeli wentylatorów. Jednakże w tym miejscu pojawia się problem wynikający z konieczności spełnienia tzw. liczb kryterialnych określających dynamiczne podobieństwo przepływów oraz przeliczenia parametrów przepływu przez modele na parametry przepływu przez obiekty rzeczywiste.

Dzięki metodom doświadczalnym uzyskać można zestaw danych pozwalających na analizę założonych parametrów pracy wentylatorów. W przypadku niespełnienia oczekiwań dotyczących żądanych osiągnięć od tego typu maszyn, wymagane jest przeprowadzenie procesu optymalizacji polegającej np. na zmianie układu łopatkowego wentylatora (liczba łopatek wirnikowych czy ich kątów ustawienia w piaście) co wiąże się z koniecznością przeprowadzenia kolejnych badań na stanowisku doświadczalnym. W efekcie takich zabiegów koszty wytworzenia finalnego egzemplarza wentylatora spełniającego założenia dotyczące jego osiągnięć zdecydowanie rosną. Alternatywę dla seryjnych badań doświadczalnych, odznaczającymi się wysokimi kosztami, stanowią tzw. metody numeryczne.

Podstawą metod numerycznej symulacji przepływu jest dyskretyzacja równań opisujących ten przepływ. Jednak nie istnieje uniwersalna metoda numeryczna a każdy przypadek obliczeniowy należy rozpatrywać indywidualnie. Metody numeryczne w zastosowaniu do zagadnień przepływowych to w zasadzie trzy metody wymienione niżej:

- metoda różnic skończonych;
- metoda elementów skończonych;
- metoda objętości skończonych.

Elementem wspólnym wyżej wymienionych metod jest poszukiwanie wartości niewiadomych funkcji w dyskretnym zbiorze punktów zwanych węzłami. Metoda różnic skończonych różni się od pozostałych faktem bezpośredniej dyskretyzacji równań zapisanych w formie równań różniczkowych przy wykorzystaniu rozwinięcia w szereg Taylora [23], [30]. W pozostałych metodach dyskretyzacji podlega obszar w którym poszukuje się rozwiązania a równania opisujące przepływ zapisuje się w formie całkowej, która nazywana jest formą zachowawczą lub diwergentną.

Wcześniej jednak należy podać istotne fakty związane z różnymi rodzajami przepływów występujących w przyrodzie i zagadnieniach technicznych.

1.2.3.1 Przepływy laminarne i turbulentne, modelowanie turbulencji

Przepływy płynów występujące w przyrodzie i zagadnieniach technicznych można podzielić na dwa kluczowe rodzaje: przepływy laminarne oraz przepływy turbulentne. Przepływ laminarny może posiadać cechy ruchu ustalonego [9]

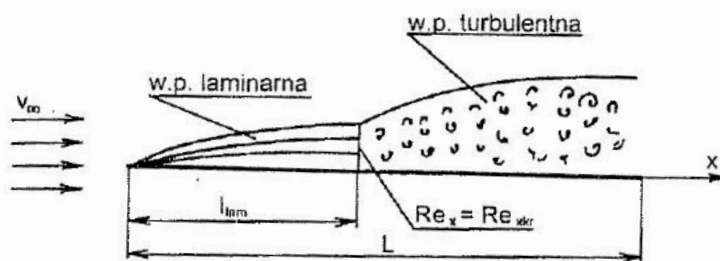
i charakteryzuje się tym, że jeżeli przepływ taki potraktuje się jako przepływ cienkich warstw płynu to warstwy te będą płynąć równoległe do siebie. Nie będą również zachodziły jakiegokolwiek zjawiska wymiany pędu między warstwami, a powstające naprężenia styczne są wynikiem różnych prędkości tych warstw. Jak pokazuje doświadczenie Reynoldsa [9], przepływy laminarne zachodzą przy stosunkowo niskich prędkościach przepływu. Istnieje pewna grupa przypadków dla których może wystąpić przepływ laminarny. Są to przede wszystkim przepływy przez kapilary, przepływy przez przewody o niewielkich średnicach przy małych prędkościach przepływu, w przewodach centralnego ogrzewania systemu grawitacyjnego, w wąskich szczelinach (w łożyskach ślizgowych lub między tłokiem a cylindrem silnika lub sprężarki), przez filtry, w gruncie, smole, lawie itp. [61].

Wraz ze wzrostem prędkości przepływu, przepływ laminarny, posiada tendencję do przejścia w przepływ turbulentny. Przejście z przepływu laminarnego do turbulentnego zachodzi przy tzw. krytycznej liczby Reynoldsa. Liczba Reynoldsa wyraża fizycznie stosunek sił bezwładności do sił lepkości:

$$Re = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad (1.56)$$

W przypadku przepływów (opływów wewnętrznych) definiuje się dwie krytyczne liczby Reynoldsa – dolną i górną. Zgodnie z literaturą [66] dolna krytyczna liczba Reynoldsa wynosi $Re \approx 2320$. Poniżej tej wartości przyjmuje się że przepływ jest zawsze laminarny. Górna krytyczna liczba Reynoldsa wynosi $Re = 50\,000$ i powyżej tej wartości przepływ jest zawsze turbulentny.

Inaczej jest natomiast w przypadku opływów, ponieważ mamy tu do czynienia z laminarną warstwą przyścienną, stosunkowo krótkim zakresem przepływu przejściowego oraz przepływem z turbulentną warstwą przyścienną jeśli liczba Reynoldsa jest wystarczająco duża. Dla płaskiej płytki (rys. 1.14) jest to wartość $485\,000$ i w konsekwencji mamy do czynienia z laminarno – turbulentną warstwą przyścienną.



Rys. 1.14. Przejście laminarne warstwy przyściennej w turbulentną [15].

Najczęściej jednak w przyrodzie i technice mamy do czynienia z przepływami turbulentnymi. Przepływy turbulentne charakteryzują się tym, że elementy płynu poruszają się zawsze ruchem nieustalonym. Jeśli znów przepływ

potraktuje się, tak jak to było w przypadku przepływu laminarnego, jako przepływ cienkich warstw płynu, to można powiedzieć, że w przypadku przepływu turbulentnego następuje bardzo intensywna wymiana pędu między sąsiednimi warstwami płynu. Wymiana ta zachodzi na skutek trudnego do przewidzenia ruchu pulsacyjnego cząstek płynu. Pulsacje te mają charakter makroskopowy, tzn. prędkości i częstości zmian kierunków pulsacji turbulentnych są o kilka rzędów mniejsze niż w ruchu molekularnym cząsteczek płynącego ośrodka. Amplitudy pulsacji turbulentnych natomiast są znacznie większe niż amplitudy drgań molekularnych [30].

Pozostaje więc pytanie jaki rodzaj ruchu opisuje jedno z najważniejszych równań mechaniki płynów jakim jest równanie zwane równaniem Naviera – Stokesa, oraz jak zmieni się jego postać w przypadku danego rodzaju ruchu płynu. W kartezjańskim układzie współrzędnych można zapisać to równanie w postaci [31]:

$$\begin{aligned}
 \rho \frac{du_x}{dt} &= \rho X - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \cdot \left(2 \cdot \frac{\partial u_x}{\partial x} - \frac{2}{3} \cdot \text{div} \vec{u} \right) \right] + \\
 &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \right]; \\
 \rho \frac{du_y}{dt} &= \rho Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) \right] + \\
 &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \cdot \left(2 \cdot \frac{\partial u_y}{\partial y} - \frac{2}{3} \cdot \text{div} \vec{u} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) \right]; \\
 \rho \frac{du_z}{dt} &= \rho Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right) \right] + \\
 &+ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \cdot \left(2 \cdot \frac{\partial u_z}{\partial z} - \frac{2}{3} \cdot \text{div} \vec{u} \right) \right].
 \end{aligned} \tag{1.57}$$

Lewe strony powyższego układu równań zawierają tzw. pochodne materialne prędkości, będące sumą pochodnych lokalnych i konwekcyjnych. Pochodna materialna prędkości względem współrzędnej x , kartezjańskiego układu współrzędnych, ma postać:

$$\frac{du_x}{dt} = \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} \tag{1.58}$$

Analizując powyższe równanie można stwierdzić, iż pochodna materialna prędkości określa przyspieszenie lokalne i przyspieszenie po przebyciu pewnej drogi. Zachowując w równaniach Naviera - Stokesa człon lokalny $\frac{\partial u_x}{\partial t}$ można powiedzieć, iż opisują one każdy rodzaj ruchu płynu.

Zestaw równań (1.57) stanowi najogólniejszą formę różniczkową równań ruchu płynu lepkiego i ściśliwego, przy czym lepkość płynu nie jest wartością stałą lecz jest funkcją ciśnienia oraz temperatury:

$$\mu = \mu(p, T) \quad (1.59)$$

Ogólne rozwiązania analityczne równań Naviera – Stokesa nie istnieją. W związku z tym, w celu rozwiązania układu równań (1.57), wykorzystuje się metody numeryczne. Nawet z wykorzystaniem metod komputerowej mechaniki płynów, rozwiązanie układu równań zawierającego m. in. równania Naviera – Stokesa, jest zadaniem bardzo trudnym, co jest związane z wymaganiem bardzo dużej mocy obliczeniowej komputerów stosowanych w metodach komputerowej symulacji przepływu. Wobec powyższego, w większości przypadków, do rozwiązywania zagadnień turbulentnych z zakresu mechaniki płynów, stosuje się tzw. Reynoldsowskie uśrednienie równania Naviera – Stokesa.

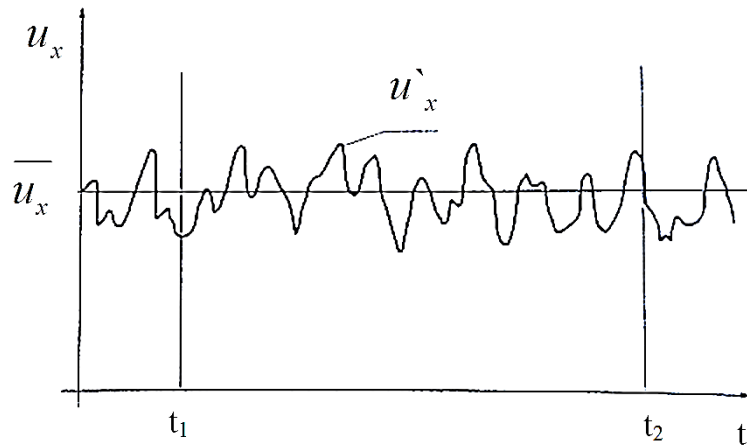
1.2.3.2 Uśrednione równania Naviera – Stokesa (RANS)

Przepływ turbulentny można potraktować jako przepływ średnio – ustalony. Stwierdzenie to opiera się na założeniu, że w przypadku przepływu turbulentnego strumień masy przepływający przez kanał i siła działająca na jego ścianki są niezmiennie w czasie. Świadczy to o tym, że mimo pulsacyjnego chaotycznego charakteru, średnie parametry są stałe w czasie [30]. Zatem w takim przypadku, parametry przepływu można przedstawić jako sumę ustalonych, średnich wartości oraz pulsacji tych parametrów. Co można zapisać:

$$\begin{aligned} p &= \bar{p} + p' \\ u_x &= \bar{u}_x + u'_x \\ u_y &= \bar{u}_y + u'_y \\ u_z &= \bar{u}_z + u'_z \end{aligned} \quad (1.60)$$

Parametry uśrednione w czasie (prawa strona równania (1.57)) określa się następująco (na przykładzie u_x rys. 1.15):

$$\bar{u}_x = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} u_x dt \quad (1.61)$$



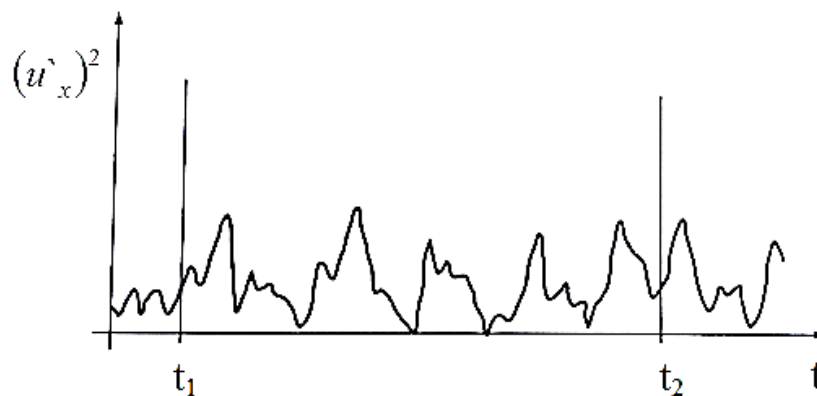
Rys. 1.15. Prędkość średnia $\overline{u_x}$ i pulsacje prędkości u'_x w średnio – ustalonym ruchu turbulentnym [30].

Przedział czasu t_2-t_1 w zależności (1.61) jest duży w porównaniu do średniego okresu pulsacji turbulentnych. Konsekwencją powyższego jest stwierdzenie, że średnie wartości pulsacji są równe zeru:

$$\begin{aligned} \overline{u'_x} &= \frac{1}{t_2-t_1} \int_{t_1}^{t_2} u'_x dt = 0 \\ \overline{u'_y} &= \overline{u'_z} = \overline{p'} = 0 \end{aligned} \quad (1.62)$$

Należy jednocześnie zauważyć (rys. 1.16), że średnie wartości np. kwadratów pulsacji prędkości są zawsze różne od zera [30]:

$$\begin{aligned} \overline{(u'_x)^2}; \overline{(u'_y)^2}; \overline{(u'_z)^2} &\neq 0 \\ \overline{u'_x u'_y} &\neq 0 \\ \overline{u'_x u'_z} &\neq 0 \\ \overline{u'_z u'_y} &\neq 0 \end{aligned} \quad (1.63)$$



Rys. 1.16. Przebieg $(u'_x)^2$ w funkcji czasu t [30].

Dla przedstawionych powyżej zasad uśredniania można zapisać następujące związki (na przykładzie u_x):

$$\begin{aligned}\overline{u_x \cdot u'_x} &= \overline{u_x} \cdot \overline{u'_x} = 0; \\ \left(\frac{\partial \overline{u'_x}}{\partial t} \right) &= 0; \\ \overline{u_x \cdot u_x} &= \overline{(u_x + u'_x) \cdot (u_x + u'_x)} = \overline{u_x} \cdot \overline{u_x} + \overline{(u'_x)^2}.\end{aligned}\tag{1.63}$$

Procedurę uśredniania można wykorzystać do oszacowania miary względnej intensywności turbulencji w poszczególnych kierunkach:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\sqrt{\overline{(u'_x)^2}}}{u_x}; \\ \varepsilon_y &= \frac{\sqrt{\overline{(u'_y)^2}}}{u_y}; \\ \varepsilon_z &= \frac{\sqrt{\overline{(u'_z)^2}}}{u_z}.\end{aligned}\tag{1.64}$$

Proces uśredniania równania Naviera – Stokesa można przedstawić na przykładzie równania dla płynu o stałej gęstości z pominięciem członu reprezentującego siły masowe. Dla takiego przypadku, w układzie kartezjańskim i zapisie wskaźnikowym, równanie ciągłości wraz z równaniem Naviera – Stokesa przybierze postać:

$$\begin{aligned}\frac{\partial u_i}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial(\rho \cdot u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \cdot u_j \cdot u_i) &= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]\end{aligned}\tag{1.65}$$

Prawa strona równania Naviera – Stokesa oraz równanie ciągłości (1.65) charakteryzują się tym, że są liniowe. Zatem pulsacja występująca w nich jest w pierwszej potędze co zgodnie z wcześniej opisanymi zasadami uśredniania spowoduje jej wyzerowanie. Problematiczna jest jednak lewa strona równania Naviera - Stokesa (1.65), która w przeciwieństwie do prawej strony jest nieliniowa. Zgodnie z zasadami uśredniania człon nieliniowy można zapisać w postaci:

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_j + u'_j}) \cdot (\overline{u_i + u'_i}) &= \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot \overline{u_j} \cdot \overline{u_i}) + \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \cdot \overline{u'_j \cdot u'_i}) \end{aligned} \quad (1.66)$$

Należy również pamiętać, że uśrednione iloczyny $\overline{u'_j \cdot u'_i}$ są niezerowe.

Ostatecznie uśredniony układ równań (1.65) przybiera postać:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \cdot \overline{u_i} \cdot \overline{u_j}) &= -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \right] + \\ &- \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \cdot \overline{u'_j \cdot u'_i}) \end{aligned} \quad (1.67)$$

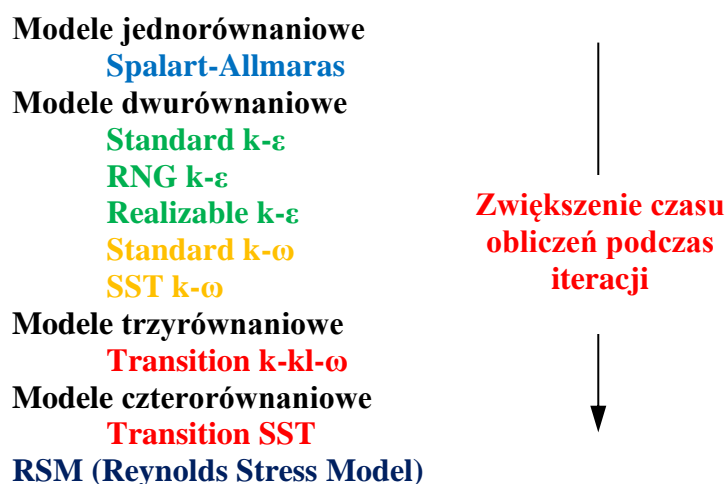
Równanie (1.67) różni się od równania wyjściowego (1.65) ponieważ zgodnie z zasadami uśredniania dla ruchu średnio-ustalonego pochodna $\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} = 0$, stąd członu tego nie ma po lewej stronie równania (1.67). Jednakże proces uśredniania równania Naviera – Stokesa wprowadza uśrednione iloczyny pulsacji mające wymiar naprężeń po prawej stronie równania (1.67). Naprężenie te są związane z uśrednioną prędkością zmiany pędu powodowaną przez pulsacje turbulენტne [30]. Wyrażenie ww. naprężeń $-\rho \cdot \overline{u'_j \cdot u'_i}$ dla $i, j=1,2,3$ może zostać zapisany w postaci tablicy kwadratowej i w przypadku tradycyjnych oznaczeń kartezjańskich przyjmie postać:

$$\Pi_T = \begin{bmatrix} \overline{\rho(u'_x)^2} & \overline{\rho u'_x u'_y} & \overline{\rho u'_x u'_z} \\ \overline{\rho u'_y u'_x} & \overline{\rho(u'_y)^2} & \overline{\rho u'_y u'_z} \\ \overline{\rho u'_z u'_x} & \overline{\rho u'_z u'_y} & \overline{\rho(u'_z)^2} \end{bmatrix} \quad (1.68)$$

Tensor (1.68) jest nazywany tensorem naprężeń turbulენტnych lub naprężeń Reynoldsowskich. Jest on symetryczny i w związku z tym można wyróżnić sześć składowych tensora. W komputerowej dynamice przepływów turbulენტnych używa się w stosunku do tych równań rozpow szechnionego skrótu *RANS* od *Reynolds Averaged Navier – Stokes* [30].

Układ równań (1.67) nie jest układem zamkniętym. Do jego domknięcia niezbędnych jest sześć równań określających składowe tensora naprężeń turbulენტnych (1.68). W przypadku komputerowej dynamiki płynów równania te wynikają z zastosowanego modelu turbulencji.

Zagadnienie dotyczące uzupełnienia układu równań *RANS* dla przypadku ruchu turbulentnego sprowadza się do konstruowania tzw. hipotez zamykających, czyli matematycznych modeli turbulencji. Istnieje wiele modeli turbulencji [56] jednak żaden z nich nie jest uniwersalny i użytkownik oprogramowania obliczeniowego musi zdecydować, który z modeli będzie odpowiedni dla danego przypadku. Modele turbulencji, dostępne w oprogramowaniu *Ansys Fluent* dla rozwiązywania równań *RANS*, pokazano na rysunku 1.17.



Rys. 1.17. Modele turbulencji, dostępne w oprogramowaniu *Ansys Fluent* dla rozwiązywania równań *RANS* [5], [28].

Poniżej zostaną krótko omówione modele turbulencji wyszczególnione na rysunku nr 1.17, bez podawania dla nich równań transportu. Dokładniejsze informacje na ich temat można znaleźć w [5], [30], [56]. Ponieważ w niniejszej pracy, podczas realizacji symulacji numerycznych, korzystano jedynie z modelu *realizable k-ε*, to zostanie on omówiony bardziej szczegółowo. Model ten stosowano ze względu na dobrą zgodność wyników symulacji numerycznych z wynikami badań doświadczalnych, jak również stosunkowo krótki czas osiągnięcia zbieżności obliczeń [40], [62].

Model *Spalarta-Allmarasa* jest względnie prostym modelem jednorównaniowym, który rozwiązuje równanie transportu dla lepkości turbulentnej. W modelu nie jest konieczne obliczanie skali długości związanej z grubością warstwy przyściennej. Został on opracowany przede wszystkim dla zastosowań w lotnictwie i kosmonautyce z zakresu rozwiązywania zagadnień dotyczących opływu ciał oraz związanych z maszynami przepływowymi.

Zaimplementowany w pakiecie *Ansys Fluent* model *Spalarta-Allmarasa* może zostać wykorzystany do symulacji opływu (przepływu) dla siatek cechujących się stosunkowo niską jakością czyli tzw. siatek zgrubnych. Wobec powyższego znajduje zastosowanie w przypadkach gdy nie jest wymagana duża dokładność uzyskiwanych wyników dla przypadków przepływu turbulentnego. Ze względu na tę zaletę jak i stosunkowo krótki czas obliczeń może być stosowany do badań

wstępnych. Wadą modelu jest brak możliwości szybkiego dostosowania zmian w skali długości. Konsekwencją tego jest ograniczenie jego stosowalności w przypadku symulacji przepływów z np. oderwaniem warstwy przyściennej.

Model $k-\varepsilon$ został zaproponowany w roku 1972 przez Laundera i Spadlinga. Jest to model dwurównaniowy, którego równania opierają się na rozważaniach fenomenologicznych i empiryzmie [5]. Ze względu na ekonomiczność obliczeń oraz rozsądną dokładność dla szerokiego zakresu przepływów turbulentnych czyni go popularnym w przemysłowych symulacjach przepływów z uwzględnieniem wymiany ciepła.

Standardowy model $k-\varepsilon$ oparty jest na modelowych równaniach transportu dla kinetycznej energii turbulencji (k) oraz szybkości jej dyssypacji (ε). Równanie transportu dla kinetycznej energii turbulencji wywodzi się bezpośrednio z równania transportu energii podczas gdy równanie transportu dla szybkości dyssypacji tej energii uzyskano za pomocą rozumowania fizycznego [5]. W związku z tym nie posiada ono swojego dokładnego odpowiednika matematycznego.

W miarę poznawania mocnych jak i słabych stron standardowego modelu $k-\varepsilon$ wprowadzono modyfikacje w celu poprawy jego wydajności. W oprogramowaniu Ansys Fluent dostępne są dwa warianty modyfikowanego modelu standard $k-\varepsilon$: *RNG $k-\varepsilon$* oraz *realizable $k-\varepsilon$* .

Model *RNG $k-\varepsilon$* został opracowany z wykorzystaniem techniki statystycznej zwanej teorią grupy renormalizacji (*RNG*). W odniesieniu do standardowego modelu $k-\varepsilon$, w równaniu transportu dla szybkości dyssypacji energii turbulencji ε , zawiera dodatkowy człon pozwalający na poprawę dokładności obliczeń dla przepływów szybko wzbudzanych [5]. Do głównych udoskonaleń modelu *RNG $k-\varepsilon$* w stosunku do standardowego modelu $k-\varepsilon$ zaliczyć należy:

- uwzględniony jest w nim wpływ pojawiających się wirów na turbulencje znacząco podnosząc dokładność przepływów z wirami;
- posiada formułę analityczną dla turbulentnych liczb Prandtla, podczas gdy model *standard $k-\varepsilon$* wykorzystuje stałe wartości określone przez użytkownika oprogramowania;
- model *RNG $k-\varepsilon$* zawiera analitycznie różniczkowalną formułę dla lepkości efektywnej pozwalającą na uwzględnienie zjawisk zachodzących przy przepływie z niskimi liczbami Reynoldsa podczas gdy model *standard $k-\varepsilon$* został sformułowany dla analiz przepływów z dużymi liczbami Reynoldsa.

Powyższe cechy sprawiają, że model *RNG $k-\varepsilon$* jest bardziej dokładny i niezawodny dla szerszej klasy przepływów niż model *standard $k-\varepsilon$* [5].

Model turbulencji *realizable k-ε* jest modyfikacją modelu *standard k-ε* różniącą się w dwóch następujących elementach:

- zawiera alternatywną formułę dla lepkości turbulentnej;
- równanie transportu dla szybkości dyssypacji energii turbulencji ε zostało wyprowadzone z dokładnego równania dla transportu średniej kwadratowej fluktuacji wirowości

Sam termin *realizable* (możliwy do wykonania) oznacza, że model spełnia matematyczne ograniczenia naprężeń Reynoldsowskich zgodnie z fizyką przepływów turbulentnych [5].

Model *realizable k-ε*, w porównaniu do modelu *standard k-ε*, wykazuje znaczną poprawę w prowadzeniu symulacji zjawisk przepływowych, w których występują układy wirów oraz złożone postacie przepływów wtórnych [5].

Jak wykazały porównania wyników uzyskanych metodami doświadczalnymi oraz numerycznymi, dla przypadków przepływów przez układy łopatkowe wentylatorów osiowych, model ten w odniesieniu do odpowiednio zbudowanej siatki oraz właściwych warunków brzegowych, pozwala na uzyskiwanie wyników symulacji stosunkowo dobrze zgodnych z wynikami badań doświadczalnych.

Równanie transportu dla kinetycznej energii turbulencji k , w modelu *realizable k-ε*, ma postać:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (1.69)$$

natomiast równanie dla szybkości dyssypacji energii turbulentnej:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (1.70)$$

gdzie:

$$C_1 = \max \left[0,43; \frac{\eta}{\eta + 5} \right];$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon};$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}.$$

Stałymi modelu są:

$$C_{1\varepsilon}=1,44;$$

$$C_2=1,9;$$

$\sigma_k=1,0$ (turbulentna liczba Prandtla dla k);

$\sigma_\varepsilon=1,2$ (turbulentna liczba Prandtla dla ε).

Człony S_k oraz S_ε powyższych równań stanowią człony źródłowe definiowane przez użytkownika oprogramowania. Człon w równaniu (1.69) G_k reprezentuje generowanie energii kinetycznej turbulencji ze względu na średnie gradienty prędkości, który oblicza się z:

$$G_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (1.71)$$

Zgodnie z hipotezą z Boussinesqa [5], [30], człon reprezentujący generowanie energii kinetycznej turbulencji można oszacować jako:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (1.72)$$

W równaniach (1.69) oraz (1.70) człon G_b reprezentuje generację energii kinetycznej turbulencji na skutek masowych sił grawitacyjnych i oblicza się go z zależności [5]:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (1.73)$$

W równaniu (1.73) Pr_t oznacza turbulentną liczbę Prandtla i w przypadku modelu *realizable k-ε* jest ona wartością stałą wynoszącą $Pr_t=0,85$. W równaniu (1.73) człon g_i stanowi składową przyspieszenia ziemskiego działającego w kierunku i -tym. Współczynnik rozszerzalności cieplnej β występujący w równaniu (1.73) definiowany jest jako:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (1.74)$$

W przypadku, gdy analizie poddany jest przepływ dla idealnego modelu gazu, równanie (1.73) uprasza się do postaci:

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (1.75)$$

Z równania transportu dla kinetycznej energii turbulencji k (1.69) można wywnioskować, że energia ta będzie miała tendencję do zwiększania się gdy $G_b > 0$ tj. dla przypadków niestabilnej stratyfikacji. W przypadku stabilnej stratyfikacji, $G_b < 0$, wyporność ma tendencję do tłumienia turbulencji. Oprogramowanie *Ansys Fluent* zawsze uwzględnia efekty wyporności na generowanie kinetycznej energii

turbulencji dla przypadków analiz z uwzględnieniem niezerowego pola grawitacji oraz gradientu temperatury lub gęstości [5].

Wpływ efektów wyporności na szybkość dyssypacji energii turbulencji ε są domyślnie zaniechane poprzez przyrównanie w równaniu (1.70) członu G_b do zera. Jednakże użytkownik oprogramowania może uwzględnić wpływ wyporności na ε poprzez wykorzystanie okna dialogowego pozwalającego na definiowanie modeli turbulencji. W takim przypadku w równaniu (1.70) zostanie wykorzystana wartość obliczona na podstawie równania (1.75). Stopień w jakim szybkość dyssypacji energii turbulencji ε zależy od wyporności jest określany przez stałą $C_{3\varepsilon}$. Jednakże stała ta nie jest bezpośrednio określona lecz obliczana na podstawie relacji [5]:

$$C_{e\varepsilon} = \tanh\left|\frac{v}{u}\right| \quad (1.76)$$

gdzie:

v – składowa wektora prędkości przepływu równoległa do wektora siły grawitacji;
 u – składowa wektora prędkości przepływu prostopadła do wektora siły grawitacyjnej.

W równaniu (1.69) człon Y_m reprezentuje sobą udział dylatacji fluktuacyjnej w turbulencji ściśliwej do ogólnego współczynnika rozpraszania [5]. W przypadku przepływów z dużymi liczbami Macha występuje wpływ ściśliwości na turbulencję przepływu przez tzw. „rozpraszanie dylatacyjne”, które jest zwykle pomijane przy modelowaniu przepływów nieściśliwych. W modelach $k-\varepsilon$ człon Y_m jest modelowany zgodnie z formułą zaproponowaną przez Sarkara [5]:

$$Y_m = 2\rho\varepsilon M_t^2 \quad (1.77)$$

W powyższym równaniu człon M_t określa turbulentną liczbę Macha, którą wyznacza się z zależności:

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (1.78)$$

Powyżej w sposób bardziej szczegółowy omówiono model *realizable k-ε*. Został on zwalidowany dla szerokiego zakresu przepływów włączając w to jednorodne strumienie wirujące, przepływy swobodne (również dla warstw mieszających się) oraz dla przypadków przepływów przez kanały zamknięte.

Zastosowany w oprogramowaniu *Ansys Fluent standard k-ω* jest oparty na modelu zaproponowanym przez Wilcoxa. Model zawiera modyfikacje dla przepływów z małymi liczbami Reynoldsa, ściśliwości oraz rozprzestrzeniania się przepływu z uwzględnieniem naprężeń stycznych. Jest to empiryczny model oparty na równaniach transportu dla kinetycznej energii turbulencji k oraz prędkości

dyssypacji turbulentnej energii turbulencji ω . Parametr ω może być również rozumiany jako stosunek $\frac{k}{\varepsilon}$.

Jedną z podstawowych wad modelu Wilcoxa jest duża wrażliwość rozwiązań na wartość kinetycznej energii turbulencji k i prędkości jej dyssypacji ω w obszarze przepływu swobodnego. Zastosowana w oprogramowaniu *Ansys Fluent* modyfikacja modelu pozwoliła na zmniejszenie tej wrażliwości przy zachowaniu dokładności rozwiązań dla przepływów w obszarze warstwy przyściennej.

Model *SST (Shear-Stress Transport) k- ω* został opracowany przez Mentera w celu skutecznego połączenia sformułowań modelu $k-\omega$ w bezpośredniej bliskości omywanych ścian ze sformułowaniami modelu $k-\varepsilon$ dla strumienia swobodnego w dalekim obszarze przepływu od omywanego obiektu. Realizacja tego celu następuje poprzez przekształcenie modelu $k-\varepsilon$ w postać formuł dla modelu $k-\omega$. Standardowy model $k-\omega$ oraz przekształcony $k-\varepsilon$ są przemnażane przez tzw. funkcję mieszania a następnie są one sumowane. Funkcja mieszania jest zaprojektowana jako funkcja zero-jedynkowa. W bezpośredniej bliskości omywanych ścianek ma ona status „1” co oznacza, że włączony jest wtedy model $k-\omega$. Natomiast daleko od ścianek ograniczających przepływ przechodzi ona w stan „0”, w którym aktywny jest przekształcony model $k-\varepsilon$ [5].

Omawiany model zawiera w swoich równaniach człon wyrażający pochodną dyfuzji krzyżowej dla prędkości dyssypacji energii turbulentnej ω . Również cechuje się zmodyfikowaną lepkością turbulentną, która pozwala na uwzględnienie przenoszenia naprężenia ścinającego [5].

Powyżej krótko omówione cechy czynią model *SST k- ω* dokładniejszym i bardziej niezawodnym niż standardowy model $k-\omega$, dla szerszej klasy przepływów jakimi dla przykładu są: przepływy z falami uderzeniowymi, opływy wokół profili czy przypadki przepływów z niekorzystnymi gradientami ciśnienia [5].

Z punktu widzenia mechaniki jednym z trudniejszych zadań jest analiza przepływu w obszarze warstwy przyściennej, zarówno laminarnej jak i turbulentnej. Dotyczy to przede wszystkim oszacowania strat przepływu co wiąże się z koniecznością dokładnej analizy naprężeń stycznych. Na potrzeby numerycznej analizy procesów zachodzących w obszarze warstwy przyściennej opracowano model *Transition k-kl- ω* . Model ten służy do przewidywania rozwoju warstwy przyściennej i obliczania punktu przejścia przepływu z charakteru laminarnego do turbulentnego. Jest on modelem trójrównaniowym dla typu lepkości wirowej zawierający równania transportu dla turbulentnej i laminarnej energii kinetycznej oraz odwrotnej skali turbulentnej. Model ten może być wykorzystywany do skutecznego rozwiązywania problemów przejścia przepływu w obszarze warstwy przyściennej z reżimu laminarnego do turbulentnego [5].

Model *Transition SST* opiera się na sprzężeniu równań transportu kinetycznej energii turbulencji k oraz prędkości dyssypacji turbulentnej energii turbulencji ω modelu *SST* z dwoma oddzielnymi równaniami transportu, jednym dla nieciągłości i drugim dla kryteriów początku przejścia przepływu z reżimu laminarnego do turbulentnego w odniesieniu do wartości liczby Reynoldsa [5]. Na potrzeby funkcjonalności omawianego modelu turbulencji, w oprogramowaniu *Ansys Fluent*, zastosowana korelacja empiryczna (Langtry i Menter) mająca na celu uwzględnienie faktu standardowego przejścia z przepływu laminarnego do turbulentnego w przypadku przepływów o niskiej turbulencji. Dodatkowo, użytkownik oprogramowania może wprowadzić własną funkcję korelacji empirycznej, która może być następnie wykorzystana do kontrolowania grubości warstwy przyściennej zgodnie z równaniem Reynoldsa [5].

Model naprężeń Reynoldsa (*RSM*) jest najbardziej złożonym modelem turbulencji, dostępnym w oprogramowaniu *Ansys Fluent*. Cechą charakterystyczną tego modelu jest rozwiązywanie równania transportu dla naprężeń Reynoldsa jednocześnie z równaniem prędkości dyssypacji energii, z wyłączeniem hipotezy izotropowej lepkości wirowej [5]. Oznacza to, że dla przypadków przepływów dwuwymiarowych wymaganych jest pięć dodatkowych równań, a w przypadku przepływów trójwymiarowych wymaganych jest siedem równań.

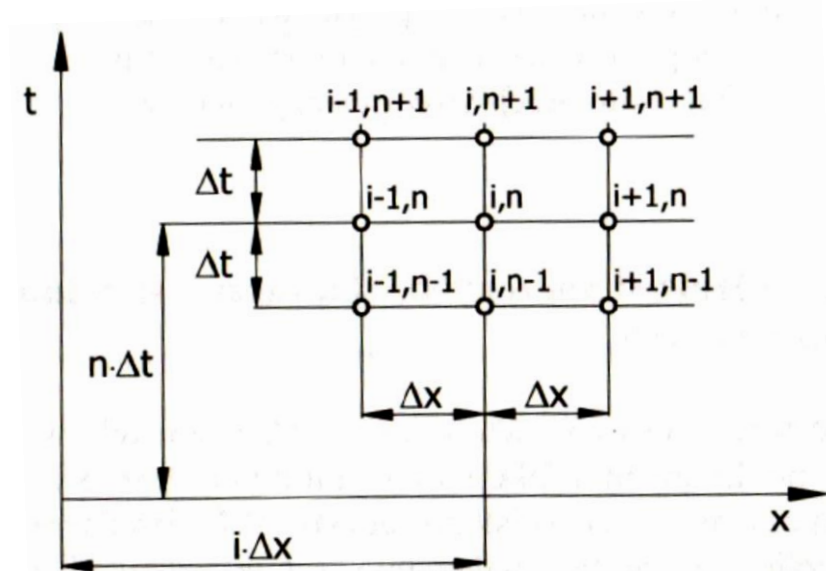
Wyniki numerycznej symulacji przepływu, uzyskane z zastosowaniem modelu *RSM*, mogą nie zawsze być wyraźnie „lepsze” od wyników symulacji przeprowadzonych z wykorzystaniem prostszych modeli turbulencji, we wszystkich klasach przepływów. Wobec powyższego zasadnym jest zastosowanie np. dwurównaniowych modeli turbulencji w przypadku analizy przepływów, w których nie występują np. silnie wiry czy przepływy wtórne, co zmniejszy tzw. koszty obliczeniowe. Jednak stosowanie modelu *RSM* jest konieczne w przypadku numerycznej analizy przepływów zachodzących w np. cyklonach oraz komorach spalania.

1.2.3.3 Metoda różnic skończonych

Metoda różnic skończonych stanowi jedną z najstarszych i jednocześnie najszerzej stosowanych metod numerycznych. Historycznie była ona już rozpatrywana przez Gaussa jednak wiek dwudziesty i rozwój techniki komputerowej pozwolił na pełne wykorzystanie zalet wynikających z jej zastosowania [75]. Metoda różnic skończonych odznacza się swoistą prostotą, jednak w zależności od rozpatrywanego zagadnienia przepływowego ilość obliczeń jakie trzeba wykonać może być zbyt duża do ręcznego wykonania. Jednak jeśli w celu rozwiązania zagadnienia, z wyżej wymienioną metodą numeryczną, wykorzystana jest komputera to wyniki można uzyskać w stosunkowo krótkim czasie.

Metoda różnic skończonych polega na zastępowaniu pochodnych cząstkowych, występujących w równaniach opisujących dane zjawisko

przepływowo, wyrażeniami różnicowymi. Aby wyjaśnić istotę tej metody rozpatrzyć można obszar całkowania numerycznego określony w prostokątnym układzie współrzędnych (x,t) . Obszar ten dzieli się na dyskretną siatkę linii prostych oddalonych od siebie o skończone odległość. W kierunku osi x odległość ta niech wynosi Δx natomiast w kierunku osi t – Δt . Na rysunku 1.18 pokazano schemat prostokątnej siatki numerycznej. Punkty przecięcia tak powstałej linii siatki określa się mianem węzłów, które odpowiednio się numeruje. W kierunku osi x numery węzłów oznaczono $i=1, 2, \dots, I$ natomiast w kierunku osi t $n=1, 2, \dots, N$.



Rys. 1.18. Schemat prostokątnej siatki obliczeniowej [30].

Dla tak przygotowanej siatki oraz zastosowanej numeracji węzłów, ciągłe funkcje u , zależne od współrzędnych x i t , można przedstawić jako dyskretne wartości określone w węzłach. Przy pomocy rozwinięcia w szereg Taylora, w otoczeniu dowolnego punktu na płaszczyźnie (x,t) , można zapisać pochodne funkcji $u(x,t)$ za pomocą zbiorów $u_{i,n}$, w następujący sposób:

$$u(x + \Delta x, t) = u(x, t) + \frac{\partial u}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \frac{(\Delta x)^2}{2!} + \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} \frac{(\Delta x)^3}{3!} + \dots \quad (1.79)$$

$$u(x - \Delta x, t) = u(x, t) - \frac{\partial u}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \frac{(\Delta x)^2}{2!} - \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} \frac{(\Delta x)^3}{3!} + \dots \quad (1.80)$$

$$u(x, t + \Delta t) = u(x, t) + \frac{\partial u}{\partial t} \Delta t + \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \frac{(\Delta t)^2}{2!} + \frac{\partial^3 u}{\partial t^3} \frac{(\Delta t)^3}{3!} + \dots \quad (1.81)$$

Powyższe zależności mogą posłużyć, po odpowiednim przekształceniu, do wyznaczenia pochodnych jak również rzędu dokładności ich aproksymacji różnicą

skończoną [30]. Rozważając równanie (1.79) i stosując aproksymację prawostronną (do przodu) wyrażenia $\frac{\partial u}{\partial x}$ uzyskuje się:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{u(x + \Delta x, t) - u(x, t)}{\Delta x} - \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \cdot \frac{\Delta x}{2} - \dots \quad (1.82)$$

Prostszy zapis zależności (1.82) można uzyskać stosując notację wskaźnikową:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{u_{i+1,n} - u_{i,n}}{\Delta x} - o(\Delta x) \quad (1.83)$$

Pochodną $\frac{\partial u}{\partial x}$ można również wyrazić poprzez wykorzystanie aproksymacji lewostronnej (do tyłu) dla równania (1.80):

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{u(x, t) - u(x - \Delta x, t)}{\Delta x} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \cdot \frac{\Delta x}{2} - \dots \quad (1.84)$$

W notacji wskaźnikowej powyższe równanie przyjmie postać:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{u_{i,n} - u_{i-1,n}}{\Delta x} + o(\Delta x) \quad (1.85)$$

Oznaczenia $o(\Delta x)$ zastosowane we wzorach (1.83) oraz (1.85) wyrażają dokładność z jaką została dokonana aproksymacja pochodnej $\frac{\partial u}{\partial x}$. W obydwu zależnościach aproksymacja dokonana została z dokładnością rzędu Δx czyli kroku przestrzennego Δx – aproksymacja pierwszego rzędu [30].

Aproksymację pochodnej $\frac{\partial u}{\partial x}$ z wyższym rzędem dokładności można uzyskać poprzez zastosowanie tzw. aproksymacji centralnej [21]. W tym celu należy wykorzystać zależności (1.79) oraz (1.80):

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{u(x + \Delta x, t) - u(x - \Delta x, t)}{2\Delta x} - \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} \cdot \frac{\Delta x^2}{6} - \dots \quad (1.86)$$

Wykorzystując zapis wskaźnikowy powyższą zależność sprowadzić do postaci:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{u_{i+1,n} - u_{i-1,n}}{2\Delta x} - o(\Delta x^2) \quad (1.87)$$

Jak widać z zależności (1.87) aproksymacja pochodnej $\frac{\partial u}{\partial x}$ z wykorzystaniem wariantu centralnego jest o rząd wielkości dokładniejsza w porównaniu do aproksymacji prawostronnej czy lewostronnej.

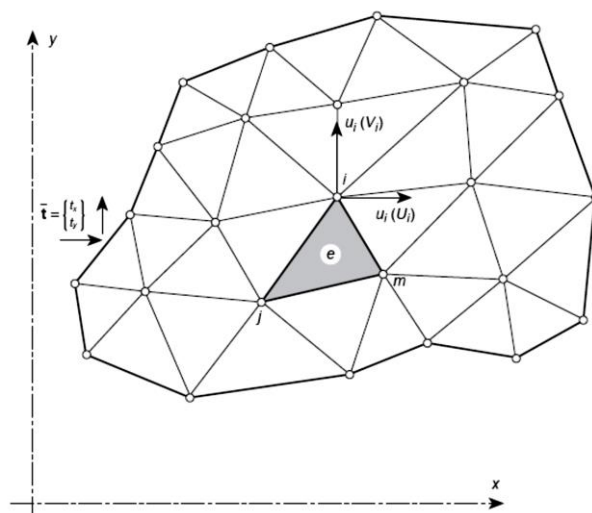
Metodę różnic skończonych stosuje się w wielu algorytmach przeznaczonych do rozwiązywania równań Naviera – Stokesa [23]. W odniesieniu do analizy przepływu przez układy łopatkowe wentylatorów osiowych, metoda ta znajduje zastosowanie m. in. do rozwiązywania zagadnień przepływowych przez palisadę prostoliniową [55].

1.2.3.4 Metoda elementów skończonych

Metoda elementów skończonych, *MES*, (ang. *FEM – Finite Element Method*) jest obecnie jedną z podstawowych metod wykorzystywanych w inżynierskich obliczeniach wytrzymałościowych, jednakże znalazła swoje zastosowanie w komputerowej mechanice płynów. Za „ojca” metody uważa się prof. Zienkiewicza, który dokonał jej szerokiego opisu jak również podał praktyczne zastosowania w rozwiązywaniu zagadnień związanych z mechaniką (m. in. do zagadnień brzegowych i brzegowo - początkowych) [71].

Istotą metody elementów skończonych jest dyskretyzacja rozpatrywanego układu, o nieskończonej liczbie stopni swobody, w celu uzyskania układu o skończonej liczbie stopni swobody. Taka dyskretyzacja ukazuje newralgiczny etap modelowania układów rzeczywistych jakim jest przejście od modelu fizycznego lub geometrycznego do dyskretnego, przy zachowaniu dokładnego odwzorowania zjawisk zachodzących w rozpatrywanym układzie fizycznym.

Po wykonaniu podziału obszaru, w którym będzie wykonywana analiza, na wiele podobszarów dyskretnych o prostym kształcie (np. kwadraty, trójkąty), dokonuje się lokalnej aproksymacji funkcji, definiujących dane zjawisko, w każdym elemencie skończonym (rys. 1.19). Aproksymację wykonuje się za pomocą funkcji ciągłych, których wartości są jednoznacznie określone w tzw. węzłach elementów skończonych.



Rys. 1.19. Podział obszaru ciągłego na elementy skończone [72].

Aproksymacja wielkości fizycznych może zostać wykonana przy pomocy wielomianów, ciągów, funkcji wykładniczych itp. Należy jednocześnie zaznaczyć, iż dla każdego elementu skończonego można zastosować inną funkcję aproksymacyjną (kształtu) jednak funkcję należy dobrać tak, aby zachować ciągłość między innymi funkcjami na brzegach elementów. Dziedzina funkcji kształtu obejmuje jedynie obszar wybranego elementu skończonego.

Aby uzyskać dobrą dokładność obliczeń, wykonanych w oparciu o metodą elementów skończonych, przyjęta funkcja kształtu musi dokładnie odwzorowywać zjawiska rzeczywiste zachodzące w rozpatrywanym układzie. Zazwyczaj funkcje kształtu stanowią wielomiany [54] budowane na podstawie:

- wielomianów Lagrange’a;
- wielomianów Hermite’a;
- wielomianów Czebyszewa.

Zaletą stosowania wielomianów, w celu utworzenia funkcji kształtu, jest łatwość przeprowadzania na nich operacji matematycznych oraz możliwość aproksymacji złożonych przebiegów zmian parametrów definiujących dane zjawisko fizyczne.

Pomimo zalet jakimi charakteryzuje się wyżej omówiona metoda numeryczna odchodzi się od jej stosowania w rozwiązywaniu zagadnień dotyczących zjawisk przepływowych [15]. Najczęściej jest stosowana do analizy zagadnień dotyczących szeroko pojętej wytrzymałości materiałów.

1.2.3.5 Metoda objętości skończonych

Obecnie, w zagadnieniach przepływowych, najczęściej wykorzystywaną metodą numeryczną jest metoda objętości skończonych *MOS* (ang. *FVM – Finite Volume Method*). Metoda ta polega na bezpośredniej dyskretyzacji i rozwiązywaniu równań wyrażających zasady zachowania w domenie fizycznej [56]. Wobec

powyższego podstawowe równania mechaniki płynów, dla metody objętości skończonych, wymagają zapisu w formie całkowej – zachowawczej. I tak:

- równanie zachowania masy (ciągłości):

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dV + \iint_S \operatorname{div}(\rho \vec{u}) dS = 0 \quad (1.88)$$

- równanie zachowania pędu:

$$\frac{d}{dt} \left(\iiint_V \rho \vec{u} dV \right) = \iint_S \vec{p}_n dS + \iiint_V \rho \vec{F}_m dV \quad (1.89)$$

- równanie zachowania energii:

$$\frac{d}{dt} \left[\iiint_V \rho e dV \right] = \iint_S \vec{p}_n \vec{u} dS + \iiint_V \rho \vec{F}_m \vec{u} dV + \iint_S \dot{q}_n dS + \iiint_V \dot{q}_m \rho dV \quad (1.90)$$

gdzie:

$$e = c_v T + \frac{u^2}{2};$$

\vec{p}_n – siła powierzchniowa.

Zapis równań sprowadzony do postaci diwergentnej daje określone korzyści przy konstruowaniu schematów rozwiązań dla potrzeb komputerowego algorytmu obliczeniowego [68]. Oczywistym jest, iż do powyższych równań zachowania należy dopisać równania domykające, którymi mogą być np. równanie stanu gazu doskonałego w sensie termodynamicznym:

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (1.91)$$

Pomimo znacznego rozwoju techniki komputerowej, równania (1.88) – (1.90) zapisane z zachowaniem pochodnych lokalnych dla zagadnień nieustalonych, nadal nie mogą być rozwiązywane numerycznie, ze względu na niewystarczające do tego celu możliwości obliczeniowe współczesnych komputerów. W celu ich rozwiązania koniecznym jest zapis równań w formie uśrednionej np. *RANS*.

Ze względu na to, iż metoda objętości skończonych jest podstawową metodą wykorzystywaną w komputerowej mechanice płynów, jak również stanowi trzon kodu obliczeniowego komercyjnego oprogramowania *Ansys Fluent*, wykorzystywanego w niniejszej pracy, zostanie ona szerzej omówiona.

Jednym z założeń metody objętości skończonych jest to, że jeśli w każdej elementarnej komórce bilans masy, pędu i energii zostanie spełniony to bilanse te

zostaną również spełnione w całej rozpatrywanej objętości. W metodzie tej, podział obszaru obliczeniowego może być dokonywany zarówno z wykorzystaniem nieortogonalnych i niejednorodnych siatek jak również siatek ortogonalnych i jednorodnych [43].

Równania zachowania (1.88) – (1.90) mogą zostać zapisane w ogólnej formie dla pewnej niewiadomej wielkości skalarnej B . Jeśli teraz strumień konwekcyjny niewiadomej B wyrazi się poprzez $div(\rho B \vec{u})$ to w odniesieniu do równań zachowania pędu oraz energii strumień ten musi być uzupełniony wyrażeniem opisującym strumień dyfuzyjny czyli $div(\alpha \cdot grad B)$. Powyżej sformułowane opisy strumieni konwekcyjnego i dyfuzyjnego prowadzą do następującej postaci ogólnego równania zachowania dla niewiadomej wielkości skalarnej B :

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho B dV + \iiint_V \left[div(\rho B \vec{u}) - div(\alpha \cdot grad B) \right] dV = \iiint_V K dV \quad (1.92)$$

Należy wspomnieć, iż w powyższym równaniu V oznacza objętość elementarnej komórki dyskretnego podziału przestrzeni fizycznej. Człon B oznacza wielkość skalarną, która podlega zmianom wewnątrz objętości V . Natomiast K stanowi źródło wywołujące zmiany wielkości skalarnej B .

Korzystając z interpretacji twierdzenia Gaussa-Greena-Ostrogradskiego [30], [56], drugą całkę w równaniu (1.92) można zapisać w postaci:

$$\iiint_V \left[div(\rho B \vec{u}) - div(\alpha \cdot grad B) \right] dV = \iint_S \left(\rho B \vec{u} \cdot \vec{n} - \alpha \cdot \vec{n} \cdot grad B \right) dS \quad (1.93)$$

Powyższy zapis jawnie ukazuje, iż bilansowaniu w drugiej całce równania (1.92) podlegają strumienie konwekcyjny i dyfuzyjny przez powierzchnię S elementarnej komórki dyskretnego podziału przestrzeni.

Na potrzeby dalszej analizy metody objętości skończonych, równania zachowania (1.88) – (1.90) można sprowadzić do jednego równania [58]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \Phi dV + \iint_S \mathbf{H} ds = \iiint_V \mathbf{R} dV \quad (1.94)$$

W równaniu (1.94) wyrażenia Φ , \mathbf{H} , \mathbf{R} są wektorami kolumnowymi o następującej postaci:

$$\Phi = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho \vec{u} \\ \rho e \end{bmatrix} \quad \mathbf{H} = \begin{bmatrix} \vec{\rho u} \\ -\vec{p}_n \\ -\vec{p}_n \vec{u} - \dot{q}_n \end{bmatrix} \quad \mathbf{R} = \begin{bmatrix} 0 \\ \rho \vec{F}_m \\ \rho \vec{F}_m \vec{u} + \dot{q} \rho \end{bmatrix} \quad (1.95)$$

Wektor Φ jest wektorem stanu, którego elementami są: masa, pęd i energia całkowita jednostki objętościowej. Zaznaczyć należy, iż są to podstawowe wielkości charakteryzujące stan fizyczny płynu. Człon równania (1.94) $\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \Phi dV$ wyraża zmiany stanu fizycznego płynu w jednostce czasu spowodowane działaniem źródeł zewnętrznych. Całka powierzchniowa $\iint_S \mathbf{H} ds$ stanowi człon konwekcyjny i określa strumienie tych wielkości przez powierzchnię zewnętrzną. Prawy człon równania (1.94) jest nazywany członem źródłowym i zawiera człony dyfuzyjne – pod znakiem dywergencji.

Jak już wcześniej wspomniano, istotą metody objętości skończonej jest dyskretyzacja całej objętości fizycznej. Niech teraz objętość fizyczna o objętości V otoczona zamkniętą powierzchnią S będzie podzielona na K ograniczonych objętości kontrolnych V_k :

$$V = \sum_{k=1}^K V_k \quad (1.96)$$

Każdy k -ty podobszar jest otoczony powierzchnią S_k , która składa się z powierzchni wszystkich boków, które mogą być wyłącznie bokami „wewnętrznymi” gdy podobszar leży wewnątrz całej objętości V , lub niektóre mogą być bokami „zewnętrznymi” gdy podobszar leży na brzegu obszaru V [58]. W przypadku gdy boki „zewnętrzne” k -tego podobszaru brzegowego mają powierzchnie S_k to:

$$S = \sum_{k=1}^{K^*} S_k \quad (1.97)$$

gdzie:

K^* - liczba podobszarów brzegowych – „zewnętrznych”.

Zgodnie z tak zdefiniowanym podziałem obszaru fizycznego oraz założeniami metody objętości skończonej, równanie (1.94) można zapisać dla każdej z objętości kontrolnej:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V_i} \Phi dV + \iint_{S_i} \mathbf{H} ds = \iiint_{V_i} \mathbf{R} dV \quad (1.98)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V_2} \Phi dV + \iint_{S_2} \mathbf{H} ds = \iiint_{V_2} \mathbf{R} dV$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V_k} \Phi dV + \iint_{S_k} \mathbf{H} ds = \iiint_{V_k} \mathbf{R} dV$$

W powyższym układzie równań całki powierzchniowe występują dwukrotnie na każdym zewnętrznym boku, przy czym strumień ze znakiem dodatnim na jednym boku stanowi ten sam strumień na boku podobszaru przyległego lecz ze znakiem ujemny (strumień wypływający przez jedną powierzchnię stanowi strumień wpływający dla powierzchni przyległego podobszaru). W konsekwencji, suma całek powierzchniowych daje strumień wektora \mathbf{H} tylko przez powierzchnię S . Natomiast suma całek po objętości V_k stanowi całkę po objętości V . Taki tok rozumowania pozwala na stwierdzenie poprawności dekompozycji równania (1.94) na k -tą liczbę równań (1.98). Jednocześnie można zauważyć iż wyrażenie:

$$\sum_{k=1}^K \iint_{S_k} \mathbf{H} dS = \iint_S \mathbf{H} dS \quad (1.99)$$

można wykorzystać do oceny dokładności przeprowadzanych analiz numerycznych [26].

Powołując się na założenia metody objętości skończonych, dowolne z równań (1.98) można przedstawić w formie dyskretnej:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\Phi_k V_k) + \sum_{l=1}^{L_k} \mathbf{H}_l \cdot S_l = \mathbf{R}_k \cdot V_k \quad (1.100)$$

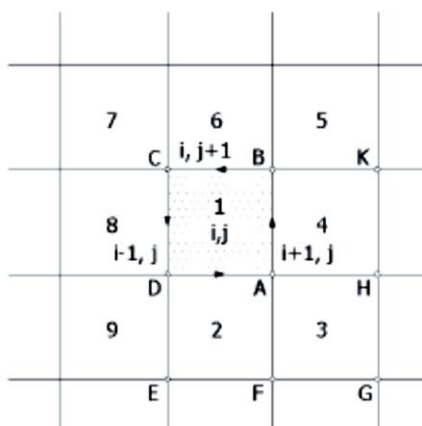
gdzie:

$\sum_{l=1}^{L_k}$ – oznacza sumę strumieni wektora \mathbf{H} na wszystkich L_k bokach podobszaru k .

Na rysunku 1.20 pokazano podział pewnego obszaru przepływu płaskiego na czworokąty. Dla czworokąta $ABCD$ (oznaczonego na rysunku $I(i,j)$), wektor stanu Φ_k można zapisać w postaci:

$$\Phi_k = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ \rho e \end{bmatrix} \quad (1.101)$$

Dla przypadku pokazanego na rysunku 1.20 podziału, oznaczenie V_k stanowi pole czworokąta S_{ABCD} , natomiast strumienie $(H_l \cdot S_l)_k$ należy sumować po wszystkich bokach danego czworokąta: AB, BC, CD, DA .



Rys. 1.20. Podział obszaru całkowania na podobszary czworokątne [58].

Równanie (1.78) ukazuje różnice istniejące pomiędzy metodą objętości skończonych a wcześniej opisywanymi metodami różnic i elementów skończonych [26]. W metodzie objętości skończonych:

- wartości liczbowe wektora stanu Φ_k nie dotyczą wyłącznie czworokąta $I(i,j)$ (rys. 1.20), lecz stanowią wartość średnią w podobszarze V_k . Jednocześnie pierwszy człon równania (1.100) określa tempo zmian parametrów stanu, uśrednionych w danym podobszarze,
- współrzędne węzłów siatki są wykorzystywane do obliczania objętości (w przypadku płaskim powierzchni) podobszarów oraz powierzchni (w przypadku płaskim długości) ich boków – umożliwia to stosowanie dowolnych siatek numerycznych;
- w przypadku braku członów źródłowych $R_k=0$, z równania (1.100) wynika, że zmiana uśrednionych parametrów zachodząca w przedziale czasu Δt , równa się różnicy strumieni dopływających i odpływających przez brzegi podobszaru. Dla przepływu ustalonego bez źródeł zewnętrznych uśrednione parametry nie ulegają zmianie, a wzór (1.100) wyraża bilans strumieni przez

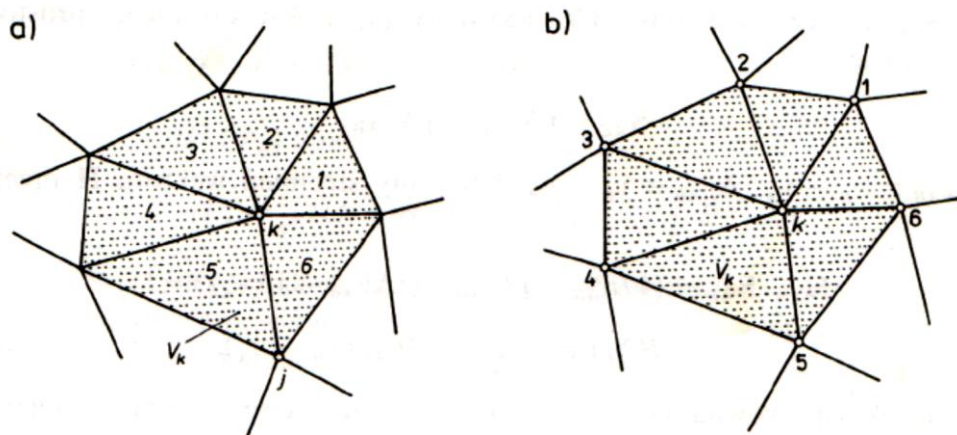
$$\text{wszystkie boki podobszaru } \left(\sum_{l=1}^{L_k} \mathbf{H}_l \cdot S_l = 0 \right).$$

W metodzie objętości skończonych wyróżnia się dwa sposoby dyskretyzacji obszaru obliczeniowego i numeracji podobszarów, a co za tym idzie numeracji dyskretnych wartości parametrów przepływu: dyskretyzację różnicową i elementową.

Dyskretyzacja różnicowa charakteryzuje się tym, że węzły siatki stanowią punkty przecięcia dwóch zbiorów linii ciągłych, utożsamianych z liniami współrzędnych [26]. Przykładem takiej siatki jest siatka pokazana na rysunku 1.20. Z tego powodu położenie węzłów siatki definiuje się poprzez podanie współrzędnych punktów przecięcia. Zaznaczyć należy, iż metoda ta umożliwia podawanie dla węzłów współrzędnych krzywoliniowych.

W dyskretyzacji elementowej podział obszaru płaskiego wykonuje się przy zastosowaniu podobszarów czworokątnych lub trójkątnych. W przypadku przepływu przestrzennego podobszarami mogą być sześciiany, czworościany lub ostrosłupy. W takim przypadku węzły siatki nie leżą na liniach współrzędnych i wymagana jest ich indywidualna numeracja prowadzona w określonym porządku. Przykład dyskretyzacji elementowej pokazano na rysunku 1.21.

Po wyborze sposobu dyskretyzacji obszaru obliczeniowego należy zdecydować, w którym miejscu podobszaru będą dokonywane obliczenia wartości zmiennych stanu. W tym miejscu można wyróżnić dwie możliwości: wariant centralny (rys. 1.21a) oraz wierzchołkowy (rys. 1.21b). W przypadku wariantu centralnego wartości zmiennych stanu obliczane są jako średnie dla podobszarów i są reprezentatywne dla dowolnego punktu z tego podobszaru. Dla wariantu wierzchołkowego zmienne stanu obliczane są w węzłach stanowiących wierzchołki podobszaru z jednym wspólnym punktem.



Rys. 1.21. Rodzaje dyskretyzacji elementowej obszaru płaskiego wraz z numeracją węzłów.
Zacienione pola oznaczają podobszar należący do węzła k [26].

Niewątpliwą zaletą metody objętości skończonych jest naturalny sposób w jaki metoda ta włącza niektóre warunki brzegowe. Przykładem takiego warunku brzegowego, dla nieprzepuszczalnych ścianek, jest zerowanie strumieni mas w kierunku normalnym. Dodatkowo metoda ta pozwala na stosowanie nieortogonalnych i niejednorodnych siatek obliczeniowych co ma duże znaczenie w przypadku analiz numerycznych obiektów o skomplikowanych kształtach jakimi są m. in. układy łopatkowe wentylatorów osiowych.

1.3 Aktualny stan zagadnień projektowania wentylatorów osiowych

Wraz z opracowaniem pierwszych wentylatorów osiowych dążono do uzyskiwania dla nich jak największych sprawności przy zachowaniu oczekiwanych parametrów pracy takich jak np. przyrost ciśnienia całkowitego dla wymaganego objętościowego natężenia przepływu. Literatura [22] podaje, że w latach 60 XX wieku udawało się konstruować wentylatory osiowe o sprawności dochodzącej do

88%. Jednakże taka sprawność może być osiągnięta jedynie przez pojedyncze wieńce wirnikowe traktowane jako części izolowane. W przypadku gdy uwzględnimy sprawność wentylatora osiowego traktowanego jako całość układu wyposażonego w: wlot, silnik elektryczny, wieńce wirnikowe, dyfuzor z ewentualnymi kierownicami, sprawność ta będzie zdecydowanie niższa. Stąd w roku 2011 ukazało się Rozporządzenie Komisji Unii Europejskiej [50] w sprawie wykonania dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady nr 2009/125/WE w odniesieniu do wymogów dotyczących ekoprojektu dla wentylatorów napędzanych silnikiem elektrycznym o poborze mocy od 125W do 500kW. Rozporządzenie to definiuje wymagania dotyczące sprawności wentylatorów osiowych, promieniowych jak i poprzecznych oraz o przepływie mieszanym. W przypadku wentylatorów osiowych eksploatowanych po roku 2015, ich sprawność całkowita nie może być niższa niż ta, która jest definiowana zależnością [50]:

$$\begin{aligned} \eta_c &= 2,74 \cdot \ln(P) + 51,67 && \text{dla } 0,125 \leq P \leq 10 \\ \eta_c &= 0,78 \cdot \ln(P) + 56,12 && \text{dla } 10 < P \leq 500 \end{aligned} \quad (1.102)$$

gdzie:

P – moc silnika elektrycznego w [kW].

Dlatego też nowo projektowane wentylatory muszą cechować się konstrukcją spełniającą powyższe wymagania. Na chwilę obecną, wyłączając zwiększenie sprawności działania silników elektrycznych, poprawę sprawności wentylatorów można osiągnąć poprzez zastosowanie wieńców łopatkowych o odpowiednim układzie aerodynamicznym jak również właściwie opracowanych urządzeń pomocniczych takich jak konfuzory i dyfuzory.

Do niedawna, podczas projektowania układów łopatkowych wentylatorów osiowych, posługiwano się jedynie modelem palisady prostoliniowej uzupełnionego wynikami badań doświadczalnych. W efekcie powstające konstrukcje charakteryzowały się niższymi osiągnięciami niż zakładane co było wynikiem stosowania uproszczeń, dotyczących zjawisk fizycznych, w metodzie analitycznej. Fakt ten uległ zmianie wraz z rozwojem metod numerycznych i stworzeniem szeregu programów obliczeniowych dedykowanych dla komputerowej mechaniki płynów, z których wyróżnia się komercyjny pakiet *Ansys Fluent*. Metody numeryczne pozwalają na dokładniejsze oszacowanie zakładanych wyników projektów wentylatorów osiowych oraz wprowadzanie zmian konstrukcyjnych, w wypadku nieosiągnięcia zakładanych parametrów, już na etapie projektu. Obecnie projekty wentylatorów osiowych opierają się na metodzie analitycznej wynikającej z modelu palisady prostoliniowej jednak stanowią one jedynie wyjście do budowy modeli wentylatorów na potrzeby komputerowej analizy przepływu. Ocena efektów projektu dokonywana jest na podstawie numerycznych symulacji przepływu a nie na drodze doświadczalnej jak to było przed rozwojem metod komputerowych.

Podczas analizy literatury przedmiotu znaleziono wiele przykładów możliwości zastosowania metod numerycznych do analizy przepływu przez wieńce łopatkowe wentylatorów osiowych. Wyniki symulacji numerycznych prezentowane są zazwyczaj w postaci charakterystyk pracy wentylatorów osiowych jak również w postaci rozkładów pól przepływu w obranych przekrojach kontrolnych (np. za wieńcem wirnikowym czy w określonym przekroju łopatki).

Znaczna część literatury poświęcona jest problemowi numerycznego wyznaczania charakterystyk pracy wentylatorów osiowych, rozkładów ciśnień na łopatkach oraz pól przepływu w określonych przekrojach kontrolnych [19], [51], [63]. W procesie wykonywania symulacji numerycznych autorzy publikacji posługują się zarówno modelami całych wieńców wirnikowych i wieńców kierowniczych wentylatorów osiowych [33] jak i ich wycinkami [13] (np. kanałami przepływowymi dla jednej łopatki). Przedstawiane wyniki symulacji numerycznych cechują się dobrą zgodnością z wynikami badań doświadczalnych. W niektórych przypadkach [44] powstające rozbieżności między wynikami numerycznymi a doświadczalnymi są niwelowane do minimum poprzez korekcję prędkości obrotowej dla modelu numerycznego [27].

Część publikacji poświęcona jest wpływowi elementów konstrukcyjnych układów łopatkowych na osiągi wentylatorów osiowych. W literaturze spotyka się wyniki symulacji numerycznych dla różnych geometrii wierzchołka łopatki. Interesującym zagadnieniem jest kształtowanie wierzchołka łopatki poprzez wykonywanie odpowiednich rowków na zewnętrznej powierzchni wierzchołka łopatki [69]. Analizowana literatura zawiera również wyniki numerycznych analiz przepływu przez wieńce wirnikowe wentylatorów osiowych, których łopatki zostały wyposażone w winglety – płyty brzegowe [8]. Pomysł na takie kształtowanie łopatek wirnikowych wywodzi się z układów łopatkowych turbinowych silników odrzutowych. Płyty brzegowe, znajdujące się na wierzchołkach łopatek wieńców wirnikowych, mają za zadanie poprawić osiągi wentylatorów osiowych poprzez redukcję tzw. oporu indukowanego wynikającego z różnicy ciśnień między powierzchnią wklęsłą i wypukłą łopatki.

Rozpatrywana jest również wielkość szczeliny wierzchołkowej. Jednym ze sposobów zmian luzu wierzchołkowego, podawanego przez literaturę przedmiotu, jest zmniejszenie wysokości łopatki przy zachowaniu stałej średnicy osłony wirnika [41]. W tym przypadku takie sterowanie wartością szczeliny wierzchołkowej wydaje się problematyczne. Konsekwencją skrócenia łopatki jest zmniejszenie efektywnej powierzchni wytwarzającej przyrost ciśnienia całkowitego. Innym podejściem do analizy wpływu wartości szczeliny wierzchołkowej na charakterystyki pracy wentylatorów osiowych jest zmiana luzu promieniowego poprzez modyfikację średnicy obudowy wentylatora. Podejście to jest rozpatrywane w literaturze w odniesieniu do sprężarek [53]. W tym przypadku należy pamiętać, że w tego typu maszynach sprężających, luz wierzchołkowi jest zdecydowanie mniejszy, często wynoszący dziesiąte części milimetra, niż w przypadku przemysłowych

wentylatorów osiowych. Odmienne są również parametry pracy sprężarek które pracują przy zdecydowanie wyższych prędkościach obrotowych i wytwarzają większe przyrosty ciśnień niż wentylatory.

Jak się okazuje, znaczny wpływ na charakterystyki wentylatorów osiowych ma grubość oraz kształt krawędzi spływu łopatki wirnikowej. Zazwyczaj krawędzie spływu łopatek są zaokrąglane. Z punktu widzenia aerodynamiki, najefektywniejszym wirnikiem byłby wirnik wyposażony w łopatki o zerowej grubości krawędzi spływu. Jednakże konstrukcja taka jest niemożliwa do wykonania ze względu na ograniczenia technologiczne. W literaturze napotkać można wyniki analiz numerycznych dla łopatek o zaokrąglonej krawędzi spływu (o skończonej grubości) [12]. Dostępna literatura ogranicza się jedynie do łopatek których grubość krawędzi spływu wynosi 2% cięciwy zastosowanego profilu (zmienna grubość wzdłuż rozpiętości łopatki) [12]. W szczególnych przypadkach wentylatorów osiowych, dla tak zdefiniowanej grubości krawędzi spływu, mogą występować ograniczenia w wykonaniu łopatek spowodowane kwestiami technologicznymi jak również ekonomicznymi. Wobec tego, dla pełnego rozpatrzenia zagadnienia, również w nawiązaniu do technologii wykonania, analizy numeryczne powinny być przeprowadzone dla przypadków ostro ściętej krawędzi spływu, jak również o inne przypadki grubości krawędzi spływu zarówno łopatki wirnikowej jak i kierowniczej. Warto zaznaczyć w tym miejscu, iż opisane powyżej kształtowanie krawędzi spływu łopatek wirnikowych nie jest jedynym rozważanym aspektem. Na rynku branżowym dostępne są wentylatory osiowe wyposażone w „ząbkowaną” krawędź spływu. Przykładem takich rozwiązań konstrukcyjnych są wentylatory hiszpańskiej firmy *Novovent* z serii *Winder* [74]. Wykorzystując informacje zawarte w danych katalogowych firmy „ząbkowana” krawędź spływu łopatki powoduje wzrost osiągow wieńca wirnikowego przy jednoczesnej redukcji generowanego hałasu.

W literaturze dostępne są również wyniki badań doświadczalnych, w oparciu o metodę *PIV*, wpływu zmiany lokalnej grubości profilu łopatek wirnikowych [2]. Lokalną zmianę grubości łopatek uzyskano poprzez wykonanie specjalnego „wybrzuszenia” jej wklęsłej powierzchni. Analizie poddano zestaw wieńców wirnikowych wyposażonych w łopatki charakteryzujących się lokalną zmianą, tak przygotowanej geometrii, w kierunku od krawędzi natarcia do krawędzi spływu. Wyniki potwierdzają, iż takie kształtowanie łopatek poprawia osiągi wieńców wirnikowych. W szczególności należy znaleźć optymalne położenie takiego „wybrzuszenia” wklęsłej krawędzi profilu dla określonych warunków pracy.

Oprócz rozważań numerycznych jak i doświadczalnych nad geometrią krawędzi spływu łopatek prowadzi się również analizy dla modyfikowanej krawędzi natarcia łopatek wirnikowych. Analizy takie są prowadzone przede wszystkim dla łopatek turbin wiatrowych [6], [11] ale również i dla łopatek wirnikowych wentylatorów osiowych. Ciekawym zagadnieniem jest analiza opływu łopatki wieńca wirnikowego wentylatora osiowego której „ząbkowana” geometria krawędzi natarcia została zdefiniowana przebiegiem sinusoidalnym. Rozważania nad taką

geometrią łopatek wynikają z kształtu jakie posiadają płetwy wielorybów co jest szczególnie podkreślane w dostępnej literaturze [17]. Okazuje się bowiem, że dla łopatek o tak ukształtowanej krawędzi natarcia występujące zjawisko oderwania na dużych kątach natarcia cechuje się o wiele łagodniejszym przebiegiem niż jak to jest w przypadku łopatek o klasycznej krawędzi natarcia. Jednakże z dostępnych analiz numerycznych wynika, iż przepływ czynnika roboczego symulowano jedynie dla izolowanej łopatki, która nie realizowała ruchu obrotowego, jak to jest w przypadku maszyny wirnikowej.

Oczywistym jest również to, iż kąt ustawienia profilu wzdłuż rozpiętości łopatki zarówno wirnikowej jak i kierowniczej, istotnie wpływa na zmiany charakterystyk pracy wentylatorów osiowych. W literaturze można spotkać numeryczne analizy przepływu dla różnych kątów ustawienia łopatek w piaście [13], [63]. Wnioski płynące z wyników symulacji numerycznych mogą zostać wykorzystane na potrzeby zagadnień optymalizacyjnych [31]. W trakcie projektowania wentylatorów osiowych ustala się kąty ustawienia profili w palisadzie w oparciu o kinematykę przepływu przez palisadę profili. Jak już wcześniej wspomniano, algorytmy analityczne nie uwzględniają w całości fizyki zjawisk przepływowych zachodzących w układach łopatkowych wentylatorów. Analizy numeryczne pozwalają na ocenę przyjętego, wynikającego z rozważań analitycznych, rozkładu kątów ustawienia profili. W przypadku zidentyfikowania negatywnego zjawiska aerodynamicznego (np. oderwanie) w pewnym przekroju łopatki, można dokonać modyfikacji kąta ustawienia profilu lub zastosować inny profil spełniający wymagania przepływowe.

Oprócz wpływu zmiany kąta ustawienia profilu wzdłuż rozpiętości łopatki na charakterystyki, wykonuje się również analizy numeryczne łopatek pochyłonych do „przodu” [70] oraz o wysokim stopniu skręcenia [7]. Pochylenie łopatek jak również ich skręcenie wydatnie wpływa na uzyskiwane charakterystyki pracy. Takie układy aerodynamiczne umożliwiają osiągnięcie przede wszystkim wyższych sprawności. W tym miejscu należy równocześnie podkreślić znaczenie liczby łopatek wirnikowych umieszczonych w piaście. Z analizy wyników zamieszczonych w dostępnej literaturze przedmiotu można stwierdzić, iż większa liczba łopatek wirnikowych w ograniczony sposób wpływa na uzyskiwaną sprawność wentylatora osiowego [42]. W wąskim zakresie zmian liczby łopatek jest możliwe znalezienie optimum z punktu widzenia sprawności wieńca wirnikowego bez konieczności budowy rzeczywistych wirników na potrzeby badań doświadczalnych. Istotny jest również fakt, iż obecne pakiety obliczeniowe jak również programy graficzne z nimi współpracujące pozwalają na dość szybką modyfikację przypadku obliczeniowego.

1.4 Teza i cel pracy

W Instytucie Techniki Lotniczej Wydziału Mechatroniki i Lotnictwa WAT, pod kierownictwem dr hab. inż. Stanisława Września, realizowany był projekt pt. *„Wysokowydajne wentylatory lutniowe nowej generacji dla górnictwa podziemnego*

*i odpylaczy suchych z mechanicznym systemem regeneracji filtrów oraz odpylaczy suchych z mechanicznym systemem regeneracji filtrów*¹. Udział pracowników Wojskowej Akademii Technicznej w tym projekcie to opracowanie układów przepływowych nowych wentylatorów osiowych o znacznie podwyższonej sprawności. W trakcie opracowywania geometrii łopatek wirnikowych i kierowniczych spełniających zakładane wymagania postępowano wg następującego schematu:

- 1) obliczenia analityczne – dobór układu aerodynamicznego łopatki w oparciu o model palisady prostoliniowej;
- 2) analizy numeryczne – sprawdzenie dobranych układów aerodynamicznych pod kątem wymaganych osiągnięć wentylatorów osiowych, wprowadzenie poprawek do geometrii łopatek
- 3) badania doświadczalne – ocena poprawności zastosowanej metody numerycznej w oparciu o badania doświadczalne wentylatorów osiowych na stanowisku znormalizowanym.

W etapie obliczeń analitycznych zdefiniowano kąty ustawienia profili wzdłuż wysokości łopatek, punkty ustawienia profili w palisadzie oraz dokonano doboru profili na łopatki wieńców wirnikowych. Określono również parametry geometryczne łopatek wieńca kierowniczego, konfuzorów oraz dyfuzorów. Powyższe parametry dobrano dla z góry założonych gabarytów wentylatorów oraz nominalnych punktów pracy tak, aby na drodze analitycznego projektowania wentylatorów spełnione zostały wymagania, z określonym marginesem błędu, stawiane nowoprojektowanym wentylatorom dotyczące ich osiągnięć. Następnie, w etapie analiz numerycznych, dokonano oceny wykonanych projektów gazodynamicznych wentylatorów osiowych. Analizując wyniki symulacji przepływu przez wieńce łopatkowe wentylatorów osiowych podejmowano decyzję o konieczności modyfikacji uzyskanej na drodze analitycznej geometrii, w przypadku nie osiągnięcia zakładanych parametrów pracy, lub o możliwości przekazania projektu wentylatora do produkcji.

W etapie końcowym realizowanego projektu dokonywano ostatecznej oceny projektów wentylatorów osiowych pod kątem spełnienia zakładanych parametrów pracy. Podczas realizacji badań doświadczalnych napotkano problemy wynikające z technologii produkcji łopatek wirnikowych. Założono bowiem, że łopatki wieńców wentylatorów będą kute a następnie, w przypadku łopatek wirnikowych, spawane z dwóch części. Taka technologia produkcji wymagała zastosowania stałej grubości krawędzi spływu o wartości pozwalającej na wykonanie dobrej jakości spawu co jak się okazało taka znaczna grubość krawędzi spływu istotnie wpływała na charakterystyki pracy projektowanych wentylatorów. Technologia spawania łopatek

¹ Projekt realizowany wspólnie z firmą SIGMA S.A. z siedzibą w Jastkowie (k/ Lublina), czas trwania projektu 4.12.2013 – 31.12.2015. Projekt współfinansowany ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju oraz Unii Europejskiej w ramach Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego

skutkowała również pewnymi zmianami w geometrii ostatecznego wyrobu w odniesieniu do geometrii wynikającej z projektów gazodynamicznych.

Na podstawie przeprowadzonej analizy literatury przedmiotu jak i doświadczenia nabytego w trakcie realizacji ww. projektu dot. wysokowydajnych wentylatorów osiowych stwierdzić można, iż w trakcie projektowania tego typu maszyn nadal występują istotne problemy, które na etapie projektu analitycznego utrudniają, a często uniemożliwiają, osiąganie zakładanych parametrów pracy. Stosowany w rozważaniach analitycznych model palisady prostoliniowej wydaje się już niewystarczający w kontekście projektowania wentylatorów. Uzupełnieniem obliczeń analitycznych stanowiły do tej pory wyniki badań doświadczalnych, jednakże są one wykonywane na stanowiskach badawczych wyposażonych w kosztowną aparaturę kontrolno-pomiarową. Wykonywanie badań eksperymentalnych w trakcie projektowania układu aerodynamicznego wentylatora osiowego drastycznie zwiększa koszty finalnego egzemplarza wentylatora jak również wydłuża czas potrzeby na przeprowadzenie procesu projektowania. Wobec powyższego znakomitą alternatywę dla wsparcia projektowania stanowią metody komputerowej mechaniki płynów. Dokonując odpowiedniej interpretacji wyników numerycznych symulacji trójwymiarowych przepływów w wieńcach łopatkowych wentylatorów osiowych można wprowadzić modyfikacje układów aerodynamicznych, dzięki którym możliwe będzie uzyskanie zakładanych parametrów pracy projektowanych wentylatorów osiowych. Wskazuje na to przede wszystkim dostępna literatura przedmiotu.

W związku z przeprowadzoną analizą literatury przedmiotu jak również na podstawie doświadczenia nabytego w trakcie realizacji ww. projektu dotyczącego wysokowydajnych wentylatorów lutniowych, postawiono cel pracy, którym jest opracowanie metodyki badań przepływów w kluczowych elementach konstrukcyjnych wentylatorów osiowych pozwalającej na analizę skutków „niewłaściwej aerodynamiki” takich elementów skutkującej niską sprawnością całej konstrukcji.

Dla tak zdefiniowanego celu pracy jej teza brzmi następująco:

„Numeryczna analiza pól przepływu czynnika roboczego w kluczowych elementach wentylatorów osiowych pozwala na skuteczną eliminację obszarów niewłaściwych struktur przepływu wpływających na sprawność wentylatorów”

2. Model analityczny wentylatora osiowego

Ta część pracy poświęcona jest wykonaniu projektów analitycznych dwóch przykładowych wentylatorów osiowych różniących się parametrami nominalnymi. Otrzymane projekty posłużą w późniejszym etapie za jeden z przykładów modelowania trójwymiarowego wieńców łopatkowych. Natomiast wykreślone charakterystyki teoretyczne zostaną porównane z wynikami numerycznych symulacji przepływu, dla obliczonych układów łopatkowych, co stanowić będzie jeden z przykładów zastosowania metod numerycznych w procesie projektowania tego typu maszyn.

2.1 Uwagi wstępne

Podstawowym zadaniem realizowanym podczas analitycznego projektowania wentylatorów osiowych jest wyznaczenie parametrów geometrycznych kanału przepływowego z uwzględnieniem geometrii łopatek wieńca wirnikowego i kierowniczego. Obliczenia przeprowadza się zazwyczaj dla tzw. punktu pracy, który można rozpatrywać na dwa sposoby. Z jednej strony może być on rozpatrywany jako punkt współpracy wentylatora z przyłączoną siecią wentylacyjną lub punkt na charakterystyce, w którym sprawność wentylatora osiąga maximum. Niezależnie od sposobu zdefiniowania punktu pracy, należy określić żądany przyrost ciśnienia całkowitego Δp_c oraz odpowiednie dla tego przyrostu objętościowe natężenie przepływu Q . Oba te parametry są jednocześnie parametrami wyjściowymi dla procesu projektowania.

Oprócz powyżej podanych parametrów stanowiących punkt wyjścia do obliczeń analitycznych wentylatorów osiowych, wprowadza się dodatkowe założenia stanowiące ograniczenia w procesie projektowania. Ograniczeniami tymi mogą być np. gabaryty wentylatora oraz prędkość obrotowa wirnika. Wartość średnicy zewnętrznej i wewnętrznej to ograniczenia wynikające m. in. z przewidywanego sposobu montażu wentylatora, wymiarów silnika stosowanego do jego napędu lub średnicy kanału wentylacyjnego. Ograniczenia prędkości obrotowej wynikają np. z zakresu dopuszczalnych prędkości obrotowych silnika elektrycznego oraz maksymalnego do zaakceptowania poziomu hałasu generowanego przez wentylator.

Dla procesu projektowania wentylatorów osiowych nie istnieje żadna uniwersalna metoda analityczna. Opracowany i przedstawiony dalej algorytm jest zmodyfikowaną wersją algorytmów podawanych w [22], [32], [59], [65], uzupełnioną o dość istotne rozwiązania autorskie [35], [36], dotyczące m. in. szacowania strat przepływu i doboru profili na łopatki oraz wyznaczania charakterystyk teoretycznych, opracowane na potrzeby prac rozwojowych w projekcie dotyczącym wysokowydajnych wentylatorów lutniowych.

Metodyka prowadzenia obliczeń, podawana w wyżej wymienionych pozycjach literatury, jest zbliżona a same algorytmy bazują na wykorzystaniu

modelu palisady prostoliniowej. Ewentualne różnice zaczynają się pojawiać w etapach doboru zakładanych parametrów: sprawności, wypełnień palisad oraz wskaźników sprężu i wydatku. Sytuacja ta wynika z stosowania pewnych uproszczeń czy wspierania obliczeń analitycznych wynikami badań doświadczalnych. Warto wspomnieć, iż nadal w wielu pozycjach literatury, w przykładach obliczeniowych projektów gazodynamicznych wentylatorów osiowych wykorzystuje się dane doświadczalne pochodzące z drugiej połowy XX wieku. Brak jest natomiast prac, które wskazują na opracowywanie nowych zmodyfikowanych algorytmów analitycznych.

W procesie projektowania wentylatorów osiowych, wykorzystuje się zasadę stałego krętu. Ogólnie mówiąc, zasada ta wprowadza skręcenie łopatek, zarówno wirnikowych jak i kierowniczych, co prowadzi do wyeliminowania składowych promieniowych prędkości i otrzymania równowagi promieniowej sił w każdym rozpatrywanym przekroju łopatki. Przeciwdziałanie promieniowemu przemieszczaniu się cząstek czynnika roboczego objawia się przede wszystkim poprawą parametrów przepływowych. Obliczenia wykonuje się zwykle dla przynajmniej trzech przekrojów łopatki wirnikowej jak i kierowniczej.

2.2 Algorytm analityczny projektowania wentylatora osiowego

2.2.1 Parametry wyjściowe

W oparciu o zmodyfikowany algorytm zaprojektowane zostały dwa wentylatory osiowe wyposażone w wieńce wirnikowe i kierownicze bez analizy wpływu konfuzorów oraz dyfuzorów. Uproszczenie w postaci eliminacji z toku obliczeń wymienionych urządzeń pomocniczych wynika z metody oceny uzyskanych wyników pracy układów łopatkowych wentylatorów drogą numerycznych symulacji pól przepływu.

Algorytm analitycznego projektowania wentylatorów osiowych testowano na przykładzie wentylatora o następujących parametrach wyjściowych (nominalnych):

- objętościowe natężenie przepływu $Q = 5 \frac{m^3}{s}$;
- przyrost ciśnienia całkowitego $\Delta p_c = 400 Pa$.

Powyższe parametry wyjściowe wynikają z faktu, iż na wyposażeniu *Laboratorium Mechaniki Płynów ITL WML WAT* znajduje się stanowisko badań wentylatorów z wieńcem wirnikowym firmy *Multi-Wing* serii *Z* [73], który cechuje się podobnymi wartościami nominalnego przyrostu ciśnienia całkowitego przy odpowiadającym mu objętościowym natężeniu przepływu. Można więc było wykonać badania doświadczalne, których wyniki mogą stanowić ostateczną ocenę prac projektowych. Wcześniej analityczny wynik projektu układu łopatkowego sprawdzano drogą numerycznej analizy pól przepływu.

Dla ustalonych głównych parametrów geometrycznych wentylatora osiowego można stosunkowo w prosty sposób dobrać konfuzor jak i dyfuzor na podstawie danych doświadczalnych [59]. Parametry geometryczne wymienionych urządzeń pomocniczych są uzależniane zazwyczaj od średnicy zewnętrznej projektowanego wentylatora. Badania doświadczalne wskazują na konieczność stosowania konfuzorów, w tym właściwy dobór konfuzora dla danej osiowej maszyny wirnikowej [14], [48].

W pierwszym etapie obliczeń analitycznych, dla ustalonych parametrów wejściowych (wydatku i przyrostu ciśnienia całkowitego), wyznacza się wskaźnik szybkobieżności K_n , przy czym jego wartość oblicza się dla trzech wybranych prędkości obrotowych.

$$K_n = 0,0351 \cdot n \cdot Q^{0,5} \cdot \left(\frac{\Delta p_c}{\rho} \right)^{-0,75} \quad (2.1)$$

Dla przypadku projektowanego wentylatora, przyjęte prędkości obrotowe wyniosły:

- $n_1 = 950 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$;
- $n_1 = 1450 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$;
- $n_1 = 2950 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$.

Przyjęte do obliczeń wartości prędkości obrotowych wynikają z charakterystycznych prędkości obrotowych najczęściej stosowanych silników elektrycznych wykorzystywanych do napędu wentylatorów.

Dla obliczonych wartości współczynnika szybkobieżności dobiera się optymalne parametry wentylatorów: sprawność, wskaźnik średnicy, wskaźnik sprężu oraz wskaźnik wydatku. Przebiegi tych parametrów, wynikających z danych statystycznych, w funkcji wskaźnika szybkobieżności [59] poddano aproksymacji funkcjami wielomianowymi. Funkcje te mają następującą postać:

- optymalna sprawność:

$$\eta_{opt} = \begin{cases} 1,6642 \cdot K_n^5 - 8,6548 \cdot K_n^4 + 17,944 \cdot K_n^3 - 18,656 \cdot K_n^2 + \\ + 9,7864 \cdot K_n - 1,1853 \text{ dla } K_n \leq 1,4 \\ 0,0156 \cdot K_n^2 - 0,0809 \cdot K_n + 0,9746 \text{ dla } K_n > 1,4 \end{cases} \quad (2.2)$$

– optymalny wskaźnik średnicy:

$$v_{opt} = \begin{cases} 13,104 \cdot K_n^6 - 54,663 \cdot K_n^5 + 89,581 \cdot K_n^4 - 71,278 \cdot K_n^3 + \\ + 27,054 \cdot K_n^2 - 4,3572 \cdot K_n + 1,1 \text{ dla } K_n \leq 1,1 \\ 0,5 \text{ dla } K_n > 1,1 \end{cases} \quad (2.3)$$

– optymalny wskaźnik sprężu:

$$\psi_{opt} = \begin{cases} 2,5977 \cdot K_n^3 - 6,5845 \cdot K_n^2 + 5,0035 \cdot K_n - 0,5632 \text{ dla } K_n \leq 1,0 \\ -0,0463 \cdot K_n^3 + 0,3423 \cdot K_n^2 - 0,9428 \cdot K_n + 1,0972 \text{ dla } K_n > 1,0 \end{cases} \quad (2.4)$$

– optymalny wskaźnik wydatku:

$$\varphi_{opt} = -0,0195 \cdot K_n^5 + 0,1783 \cdot K_n^4 - 0,6394 \cdot K_n^3 + \\ + 1,1353 \cdot K_n^2 - 0,9812 \cdot K_n + 0,7783 \quad (2.5)$$

Spośród wyznaczonych, wyżej wymienionych, wskaźników wybiera się taki wskaźnik szybkobieżności dla którego uzyskuje się najwyższą sprawność optymalną i konsekwentnie, dla wybranego K_n , pozostałe wskaźniki optymalne. W tabelicy 2.1 przedstawiono przyjęte wartości bezwymiarowych wskaźników przepływu

Tablica 2.1. Przyjęte wartości bezwymiarowych wskaźników przepływu.

Wskaźnik przepływu	Oznaczenie	Jednostka	Wartość
Wybrany wskaźnik szybkobieżności	K_n	[-]	1,482
Wybrana prędkość obrotowa	n	[obr/min]	1450
Wybrany optymalny wskaźnik wydatku	φ_{opt}	[-]	0,457
Wybrany optymalny wskaźnik sprężu	ψ_{opt}	[-]	0,301
Wybrany optymalny stosunek średnic	v_{opt}	[-]	0,500
Sprawność optymalna	η_{opt}	[-]	0,889

W trakcie prowadzenia obliczeń okazało się, iż wybór optymalnej sprawności może powodować wiele problemów związanych z uzyskiwaniem właściwych wyników dotyczących osiąguw projektowanego wentylatora. Związane jest to z samą wartością optymalnej sprawności sięgającej zazwyczaj od 85% do 90%. W takim przypadku warto do dalszych obliczeń wartość sprawności wynikającą z wielomianów Bommesa [22]:

$$\log \eta_i = -0,097358 - 0,0800538 \cdot \log K_n + 0,151771 \cdot (\log K_n)^2 + 0,340467 \cdot (\log K_n)^3 \quad (2.6)$$

Powyższą sprawność wyznacza się dla wskaźnika szybkobieżność, który dobrano ze względu na maksymalną sprawność optymalną obliczoną w poprzednich krokach.

W przypadku projektowania wentylatora osiowego w układzie z konfuzorem oraz dyfuzorem można posłużyć się poniższą zależnością określającą sprawność [65]:

$$\eta_i = \eta_{opt} - \frac{\varphi_{opt}}{\psi_T} \left[\zeta_k + 1 - 0,9 \cdot \eta_D - \left(\frac{A_4}{A_5} \right)^2 \cdot (1 - 0,9 \cdot \eta_D) \right] \quad (2.7)$$

$$\psi_T = \frac{\psi_{opt}}{\eta_{opt} \text{ lub } \eta_i} \quad (2.8)$$

W zależności (2.8) można stosować sprawność optymalną lub wartość sprawności wynikającą z wielomianów Bommesa (2.6). Jednak w toku obliczeń analitycznych korzystniejsze jest stosowanie sprawności wynikającej z zależności (2.6), która w stosunku do sprawności optymalnej jest nieco niższa. Wartość sprawności liczona z wielomianów Bommesa jest bliższa sprawnościom rzeczywistym wieńców wirnikowych. W prezentowanym algorytmie przyjęto do obliczeń sprawność wynikającą z zależności (2.6).

W następnym kroku wyznacza się odpowiednio: objętościowy wskaźnik wydajności, wskaźnik średnicy oraz skorygowaną wartość współczynnika szybkobieżności:

$$\varphi^* = \varphi_{opt} \cdot (1 - v_{opt}^2) \quad (2.9)$$

$$\delta = \varphi^{*-0,5} \cdot \psi_{opt}^{0,25} \quad (2.10)$$

$$K_n^* = \varphi^{*0,5} \cdot \psi_{opt}^{-0,75} \quad (2.11)$$

Ze względu na skorygowaną wartość współczynnika szybkobieżności należy zwykle dokonać korekty wszystkich wyznaczanych dotąd parametrów wentylatora, w tym także parametrów optymalnych.

Następnie sprawdza się spełnienie warunku pracy łopatek wirnikowych wzdłuż całej wysokości w obszarze wiru swobodnego [65]:

$$\frac{\psi_T}{\varphi^*} < 1,25 \cdot \frac{2 \cdot v_{opt}}{1 - v_{opt}^2} \quad (2.12)$$

Spełnienie powyższego warunku zapobiega zjawisku oderwania w obszarze umocowania łopatki do piasty [65]. W tabelicy 2.2 zamieszczono wartości liczbowe wyżej omówionych wskaźników.

Tablica 2.2. Wartości skorygowanych bezwymiarowych wskaźników przepływu

Wskaźnik przepływu	Oznaczenie	Wartość
Sprawność izentropowa liczona z wielomianów Bommesa	η_{iB}	0,785
Objętościowy wskaźnik wydajności	φ^*	0,343
Wskaźnik średnicy	δ_D	1,265
Skorygowana wartość wskaźnika szybkobieżności	K_n^*	1,441
Korekta sprawności izentropowej liczonej z wielomianów Bommesa	η_{ip}^*	0,785
Wybrana sprawność do obliczeń	η_i	0,785

Wyznaczenie wyżej wymienionych parametrów pozwala na zdefiniowanie głównych wymiarów projektowanego wentylatora. W pierwszej kolejności należy wyznaczyć wymaganą prędkość obwodową wierzchołka łopatki:

$$u_z = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_c}{(\eta_{opt} \text{ lub } \eta_i) \cdot \rho \cdot \psi_{opt}}} \quad (2.13)$$

Znając wymaganą wartość prędkości obwodowej możliwe jest wyznaczenie średnicy zewnętrznej a w konsekwencji, z wykorzystaniem optymalnego wskaźnika średnic średnicy wewnętrznej:

$$D_z = \frac{60 \cdot u_z}{\pi \cdot n} \quad (2.14)$$

$$D_w = v_{opt} \cdot D_z \quad (2.15)$$

Znając główne wymiary wentylatora można przejść do etapu kształtowania łopatek wieńca wirnikowego oraz kierowniczego. W tabelicy 2.3 zamieszono przyjęte główne wymiary wentylatora.

Tablica 2.3. Przyjęte średnice projektowanego wentylatora.

Określenie wymiarów wentylatora	u_z	[m/s]	52,573
	D_z	[mm]	692,456
	D_w	[mm]	346,228
Optymalna średnica zewnętrzna - przyjęta	D_z	[mm]	710
Optymalna średnica wewnętrzna - przyjęta	D_w	[mm]	355

Należy jednak pamiętać, że w trakcie prowadzenia obliczeń może się okazać iż dobrane średnice nie będą poprawne dla danego przypadku obliczeniowego, inaczej mówiąc nie spełnią wymagań dotyczących parametrów nominalnych. W takim przypadku należy dokonać korekty wartości średnicy wewnętrznej i zewnętrznej.

2.2.2 Obliczenia geometrii łopatki wirnikowej

W pierwszym etapie obliczeń geometrii układu łopatkowego wieńca wirnikowego, określa się prędkość osiową powietrza przepływającego przez wentylator:

$$c_m = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D_z^2 - D_w^2)} \quad (2.16)$$

Następnie wyznacza się składową osiową prędkości z uwzględnieniem warstwy przyściennej [32]:

$$c_a = \frac{c_m}{1 - \frac{2 \cdot \delta}{D_z - D_w}} \quad (2.17)$$

W większości dostępnych algorytmów analitycznych dot. projektowania wentylatorów osiowych dokonuje się założeń co do grubości warstwy przyściennej. Natomiast wiadomym jest, że grubość warstwy przyściennej zmienia się w funkcji m. in. prędkości przepływu. W przypadku szacowania wartości tego parametru można posłużyć się zależnością dla płaskiej płytki w przepływie turbulentnym:

$$\delta = 0,37 \cdot D_z \cdot \sqrt[5]{\frac{\nu}{c_m \cdot D_z}} \quad (2.18)$$

gdzie:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \text{ oraz } \mu = (17,1 + 0,048 \cdot T) \cdot 10^{-6} \quad [45];$$

T – temperatura w [°C].

W tablicy 2.4. zamieszczono uzyskane wartości dotyczące obliczeń prędkości osiowej oraz warstwy przyściennej.

Tablica 2.4. Obliczona wartość prędkości osiowej oraz grubości warstwy przyściennej

Parametr	Oznaczenie	Jednostka	Wartość
Prędkość osiowa	c_m	[m/s]	16,84
Grubość warstwy przyściennej	δ_0	[mm]	6,12
Przyjęta grubość warstwy przyściennej	δ	[mm]	6,00
Składowa osiowa z uwzględnieniem warstwy przyściennej	c_a	[m/s]	17,44

W omawianym algorytmie obliczenia prowadzono dla siedmiu przekrojów łopatki, dla których wyznaczono prędkość obwodową oraz przyrost składowej obwodowej prędkości przepływu:

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \quad (2.19)$$

$$\Delta c_u = \frac{\Delta p_c}{\eta_i \cdot \rho \cdot u} \quad (2.20)$$

Wyznaczone wartości składowych prędkości posłużą, w następnym kroku do obliczenia kątów napływu i spływu z łopatki wirnikowej na obranych przekrojach. Kąt napływu strumienia powietrza na łopatkę określa zależność (2.21) natomiast kąt spływu z łopatki wzór (2.22).

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{c_a}{u}\right) \quad (2.21)$$

$$\beta_2 = \arctg\left(\frac{c_a}{u - \Delta c_u}\right) \quad (2.22)$$

Różnica ww. kątów wynosi:

$$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1 \quad (2.23)$$

a kąt średni:

$$\beta_s = \arctg\left(\frac{c_a}{u - \frac{1}{2}\Delta c_u}\right) \quad (2.24)$$

Następnie wyznacza się prędkości względne napływu, splywu oraz średnią prędkość względną.

$$w_1 = \sqrt{c_a^2 + u^2} \quad (2.25)$$

$$w_2 = \sqrt{c_a^2 + (u - \Delta c_u)^2} \quad (2.26)$$

$$w_s = \sqrt{c_a^2 + \left(u - \frac{\Delta c_u}{2}\right)^2} \quad (2.27)$$

Kąt ustawienia profilu oraz długość jego cięciwy w danym przekroju łopatki zależy między innymi od współczynnika cyrkulacji oraz wypełnienia palisady. Optymalny współczynnik cyrkulacji można obliczyć z formuły Traupela [65]:

$$C_{\Gamma_{opt}} = 0,8 + 0,2 \cdot \left(\frac{\Delta\beta}{100}\right) + 1,435 \cdot \left(\frac{\Delta\beta}{100}\right)^2 \quad (2.28)$$

dla $\Delta\beta < 50^\circ$

Optymalny współczynnik cyrkulacji można również obliczyć z zależności:

$$C_{\Gamma_{opt}} = 2,2 \cdot \left(\frac{w_2}{w_1}\right)^3 \quad (2.29)$$

Należy jednak pamiętać, że współczynnik optymalnej cyrkulacji nie może przekroczyć wartości maksymalnej określonej przez poniższą zależność:

$$C_{\Gamma_{max}} = 3,3 \cdot \left(\frac{w_2}{w_1}\right)^3 \quad (2.30)$$

Optymalne wypełnienie palisady wyznacza się dla dwóch zakresów przepływu: ściśliwego i nieściśliwego. Zakres przepływów ściśliwych i nieściśliwych rozgranicza liczba Macha [45]:

– zakres nieściśliwy:

$$Ma = \frac{w_1}{a} \leq 0,15 \quad (2.31)$$

– zakres ściśliwy:

$$Ma = \frac{w_1}{a} > 0,15 \quad (2.32)$$

Gdy liczba Macha jest mniejsza niż 0,15 nie ma potrzeby dokonywania zmian ciśnienia, temperatury czy prędkości przepływu uwarunkowanych wpływem

ściślności. Mając to na uwadze, optymalne wypełnienia w zakresie nieściśliwym wynosi:

$$\sigma_{opt-n} = \frac{2 \cdot \Delta c_u}{C_{\Gamma opt} \cdot w_s} \quad (2.33)$$

W zakresie ściśliwym optymalne wypełnienie palisady wyznacza się stosując współczynnik korekcyjny [65]:

$$\sigma_{opt} = \sigma_{opt-n} \left(\frac{\sigma_s}{\sigma_n} \right) \quad (2.34)$$

Na potrzeby algorytmu analitycznego projektowania wentylatora osiowego wartość współczynnika poprawkowego uwzględnionego w (2.33) aproksymowano, w oparciu o dane literaturowe [59], funkcją o postaci:

$$\begin{aligned} y &= a_0(\alpha) + a_1(\alpha) e^{b(\alpha)x} \\ a_1(\alpha) &= \gamma_0 + \gamma_1 e^{\gamma_2 \alpha} \\ a_0(\alpha) &= 1 - a_1(\alpha) \\ b(\alpha) &= \beta_0 + \beta_1 e^{\beta_2 \alpha} \end{aligned} \quad (2.35)$$

W tabelicy 2.5 zamieszczono współczynniki funkcji aproksymacyjnej (2.35).

Tablica 2.5. Współczynniki funkcji aproksymacyjnej

β_0	3,2703
β_1	8,7321
β_2	-0,2091
γ_0	0,0744
γ_1	-0,0252
γ_2	0,0176

Wartość wypełnienia optymalnego jest niezbędna do wyznaczenia cięciw profili budujących łopatkę jak również liczby łopatek w wieńcu. Chcąc wyznaczyć niezbędne cięciwy profili należy wyznaczyć tzw. cięciwę obliczeniową:

$$l_{obl} \geq 4 \cdot 10^5 \cdot \frac{v}{w_2} \quad (2.36)$$

a dalej można już określić wymaganą liczbę łopatek:

$$z = \frac{\pi \cdot D \cdot \sigma_{opt-s}}{l_{obl}} \quad (2.37)$$

Przyjęcie większej lub mniejszej liczby łopatek w wieńcu wirnikowym, niż liczba wynikająca z wzoru (2.37), skutkuje zmianą cięciwy geometrycznej profili w poszczególnych przekrojach łopatki (2.38).

$$l = \frac{\pi \cdot D \cdot \sigma_{opt}}{z} \quad (2.38)$$

Należy założyć również wartość szczeliny promieniowej pomiędzy wierzchołkiem łopatki a obudową wentylatora, którą można wyznaczyć w oparciu o poniższą zależność [22]:

$$s_r = 0,03 \cdot \frac{D_z - D_w}{2} \quad (2.39)$$

Wartość szczeliny wierzchołkowej może zostać również z góry założona jeśli mówią o tym np. odpowiednie normy lub znane jest maksymalne wydłużenie łopatek czy ugięcia wału w trakcie normalnej pracy urządzenia. Należy jednak tak dobrać wartość luzu promieniowego aby wyeliminować możliwość tarcia wierzchołów łopatek o wewnętrzną powierzchnię obudowy wentylatora w ustalonych warunkach pracy.

Na potrzeby przeprowadzenia analizy strat przepływu, w dalszych etapach obliczeń analitycznych, wyznacza się wysokość projektowanej łopatki:

$$h = \frac{D_z - D_w}{2} \quad (2.40)$$

W kolejnym kroku dokonano obliczeń parametrów pozwalających na określenie kształtu szkieletowej profilu łopatki oraz jego kąta ustawienia:

- kąt wygięcia szkieletowej:

$$\theta = \frac{\Delta\beta - 4,5}{1 - m \sqrt{\frac{1}{\sigma_{opt}} - 0,3 \cdot \left(\frac{1}{\sigma_{opt}}\right) \left[1 - \left(4 \cdot \left(\frac{x_f}{l} - 0,45\right)\right)\right]}} \quad (2.41)$$

$$m = 0,23 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_f}{l}\right)^2 + 0,1 \cdot \frac{90 - \beta_2}{50} \quad (2.42)$$

- kąt odchylenia strumienia czynnika roboczego:

$$\gamma = m \cdot \theta \cdot \sqrt{\frac{1}{\sigma_{opt}}} \quad (2.43)$$

– kąt natarcia:

$$\alpha = 4,5 - 0,3 \cdot \theta \cdot \left(\frac{1}{\sigma_{opt}} \right) \cdot \left[1 - 4 \cdot \left(\frac{x_f}{l} - 0,45 \right) \right] \quad (2.44)$$

– kąt łopatkowy na wlocie:

$$\beta_1^* = \beta_1 + \alpha \quad (2.45)$$

– kąt łopatkowy na wylocie:

$$\beta_2^* = \beta_2 + \gamma \quad (2.46)$$

– kąt ustawienia profilu:

$$\beta_m = \frac{\beta_1^* + \beta_2^*}{2} \quad (2.47)$$

W ostatnim etapie obliczeń dotyczących geometrii układu łopatkowego wieńca wirnikowego wyznaczono strzałkę ugięcia:

$$f = \frac{l}{2 \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right)} - \frac{l}{2 \operatorname{tg}\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad (2.48)$$

Znając wartość strzałki ugięcia oraz procentowe położenie jej maksymalnej wartości można wyznaczyć geometrię profilu dopasowaną do trójkątów prędkości. W tym przypadku wykorzystano funkcję definiującą współrzędne linii szkieletowej o kształcie parabolicznym [65]:

$$y = \frac{x - x^2}{\frac{1 - 2 \cdot x_f}{f} \cdot x + \frac{x_f^2}{f}} \quad (2.49)$$

gdzie:

x, y – współrzędne szkieletowej.

Dla potrzeb projektowania wentylatora przyjęto, że wartość maksymalnej strzałki ugięcia znajduje się w punkcie odpowiadającym 50% cięciwy profilu.

Przy określaniu współrzędnych linii szkieletowej, dopasowanej do układu trójkątów prędkości, można uwzględnić jednocześnie współrzędne obrysu górnego i dolnego obranego profilu bazowego. W tym celu należy znaleźć odległość między wyżej wymienionymi współrzędnymi linii szkieletowej oraz punktami definiującymi obrys dolny i górny profilu. Aby tego dokonać, należy w pierwszej kolejności, znaleźć równanie prostej prostopadłej do linii szkieletowej w każdym punkcie określającym jej kształt. Można tego dokonać wyznaczając pochodną funkcji (2.49)

względem współrzędnej x . Dla ułatwienia przekształceń wprowadzono następujące oznaczenia:

$$\begin{aligned} A &= \frac{1 - 2 \cdot x_f}{f} \\ B &= \frac{x_f^2}{f} \end{aligned} \quad (2.50)$$

Stosując powyższe oznaczenia funkcja (2.49) przyjmie postać:

$$y = \frac{x - x^2}{A \cdot x + B} \quad (2.51)$$

a jej pochodna będzie równa:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{-A \cdot x^2 - 2 \cdot B \cdot x + B}{(A \cdot x + B)^2} \quad (2.52)$$

Pochodna ta stanowi współczynnik kierunkowy stycznej do krzywej w danym punkcie:

$$C_{\parallel} = \frac{-A \cdot x^2 - 2 \cdot B \cdot x + B}{(A \cdot x + B)^2} \quad (2.53)$$

Współczynnik kierunkowy prostej prostopadłej przechodzącej przez ten punkt określa wyrażenie:

$$C_{\perp} = \frac{(A \cdot x + B)^2}{A \cdot x^2 + 2 \cdot B \cdot x - B} \quad (2.54)$$

Znając współczynnik prostej prostopadłej do szkieletowej w punkcie (x_0, y_0) można zapisać równanie tej prostej:

$$y_0 = C_{\perp} \cdot x_0 + D_{\perp} \quad (2.55)$$

oraz zapisać niewiadomy współczynnik:

$$D_{\perp} = y_0 - C_{\perp} \cdot x_0 \quad (2.56)$$

Jeśli teraz znane są współrzędne punktów definiujących górny i dolny obrys profilu wyjściowego, w odniesieniu do cięciwy geometrycznej pokrywającej się z linią szkieletową (profil symetryczny), można obliczyć współrzędne punktów dla profilu, którego linia szkieletowa jest inna niż w wyżej wymienionym przypadku. Równanie prostej przechodzącej przez szukany punkt obrysu profilu można zapisać:

$$y_s = C_{\perp} \cdot x_s + D_{\perp} \quad (2.57)$$

Odległość pomiędzy szukanym punktem, a punktem leżącym na linii szkieletowej można zapisać w postaci:

$$(x_s - x_0)^2 + (y_s - y_0)^2 = R^2 \quad (2.58)$$

gdzie:

R – odległość między punktami;

x_s, y_s – współrzędne poszukiwanego punktu

Wykorzystując równanie prostej (2.57) i wstawiając je do (2.58) uzyskuje się równanie kwadratowe względem x_s (2.59), którego rozwiązaniem (2.60) są współrzędne na osi odciętej poszukiwanego punktu:

$$x_s^2 \cdot (1 + C_{\perp}^2) + x_s \cdot [-2 \cdot x_0 + 2 \cdot C_{\perp} \cdot (D_{\perp} - y_0)] + x_0^2 + (D_{\perp} - y_0)^2 - R^2 = 0 \quad (2.59)$$

$$x_{s1} = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} \quad x_{s2} = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4 \cdot a \cdot c}}{2 \cdot a} \quad (2.60)$$

gdzie:

$$a = (1 + C_{\perp}^2);$$

$$b = [-2 \cdot x_0 + 2 \cdot C_{\perp} \cdot (D_{\perp} - y_0)];$$

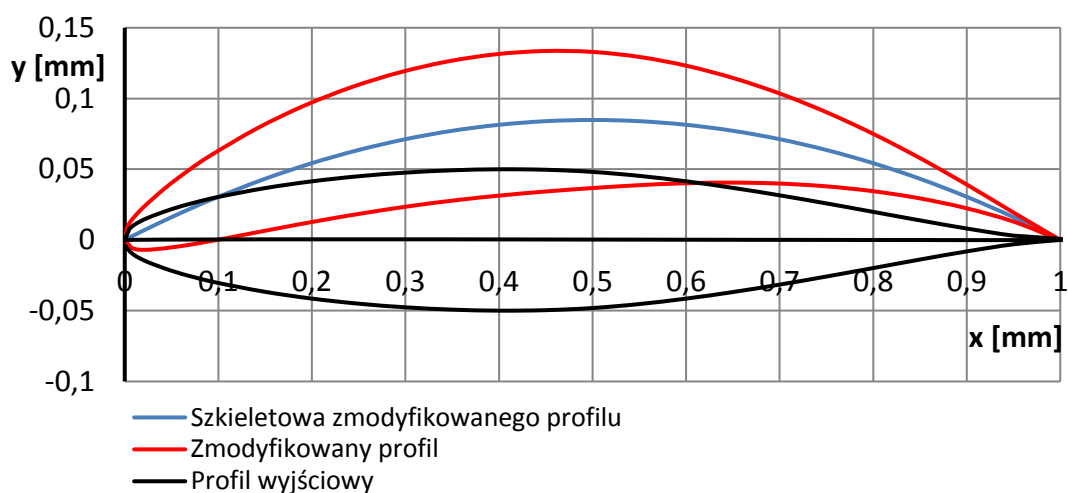
$$c = x_0^2 + (D_{\perp} - y_0)^2 - R^2.$$

W niniejszej pracy profilem wyjściowym zarówno dla łopatek wieńca wirnikowego jak i kierowniczego był profil *NACA 65-010*, którego współrzędne przedstawiono w tabelicy 2.6.

Na rysunku nr 2.1 pokazano przykładową modyfikację profilu wyjściowego dla strzałki ugięcia $0,0848 \text{ mm}$ w odniesieniu do cięciwy wynoszącej 1 mm .

Tablica 2.6. Współrzędne profilu NACA 65-010 [20].

x [%]	y [%]	x [%]	y [%]
0,00	0,000	40	4,996
0,50	0,772	45	4,963
0,75	0,932	50	4,812
1,25	1,169	55	4,530
2,50	1,574	60	4,146
5,00	2,177	65	3,682
7,50	2,647	70	3,156
10	3,040	75	2,584
15	3,666	80	1,987
20	4,143	85	1,385
25	4,503	90	0,810
30	4,760	95	0,306
35	4,924	100	0,000



Rys. 2.1. Przykładowa modyfikacja profilu wyjściowego dla potrzeb projektowania wentylatora.

Wyżej opisana procedura pozwala na obliczenie geometrii łopatki wirnikowej projektowanego wentylatora osiowego.

Wyniki obliczeń parametrów geometrycznych i kinematycznych dla siedmiu wybranych przekrojów zestawiono w tablicy 2.7.

Tablica 2.7. Parametry geometryczne i kinematyczne stopnia wirnikowego.

Parametr	Oznaczenie	Jednostka	Przekrój						
			Wewnętrzny	1	2	Średni	3	4	Zewnętrzny
Średnica	D	[mm]	355	426	497	532,5	568	639	710
Składowa obwodowa	u	[m/s]	26,95	32,34	37,73	40,43	43,12	48,51	53,90
Przyrost obwodowej	Δc_u	[m/s]	15,43	12,86	11,02	10,29	9,65	8,57	7,72
Kąt napływu	β_1	[°]	32,90	28,33	24,81	23,33	22,02	19,77	17,93
Kąt spływu	β_2	[°]	56,55	41,83	33,14	30,05	27,52	23,59	20,69
Kąt średni	β_m	[°]	42,20	33,94	28,42	26,30	24,48	21,52	19,21
Kąt zmiany kierunku	$\Delta\beta$	[°]	23,65	13,50	8,34	6,72	5,50	3,82	2,76
Względna prędkość wlotowa	w ₁	[m/s]	32,10	36,74	41,57	44,03	46,52	51,55	56,66
Względna prędkość wylotowa	w ₂	[m/s]	20,90	26,15	31,90	34,82	37,75	43,58	49,37
Średnia prędkość względna	w _s	[m/s]	25,96	31,23	36,64	39,36	42,08	47,54	53,00
Optymalna cyrkulacja	C _{Γopt}	[-]	0,93	0,85	0,83	0,82	0,82	0,81	0,81
Optymalne wypełnienie zakres nieściśliwy	σ_{opt-n}	[-]	1,28	0,97	0,73	0,64	0,56	0,45	0,36
Liczba Macha	Ma	[-]	0,09	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16
Współczynnik korygujący	δ_s/δ_n	[-]	1,01	1,01	1,02	1,02	1,02	1,03	1,03
Optymalne wypełnienie zakres ściśliwy	σ_{opt}	[-]	1,30	0,98	0,74	0,65	0,57	0,46	0,37

Tablica 2.7. Parametry geometryczne i kinematyczne stopnia wirnikowego, cd.

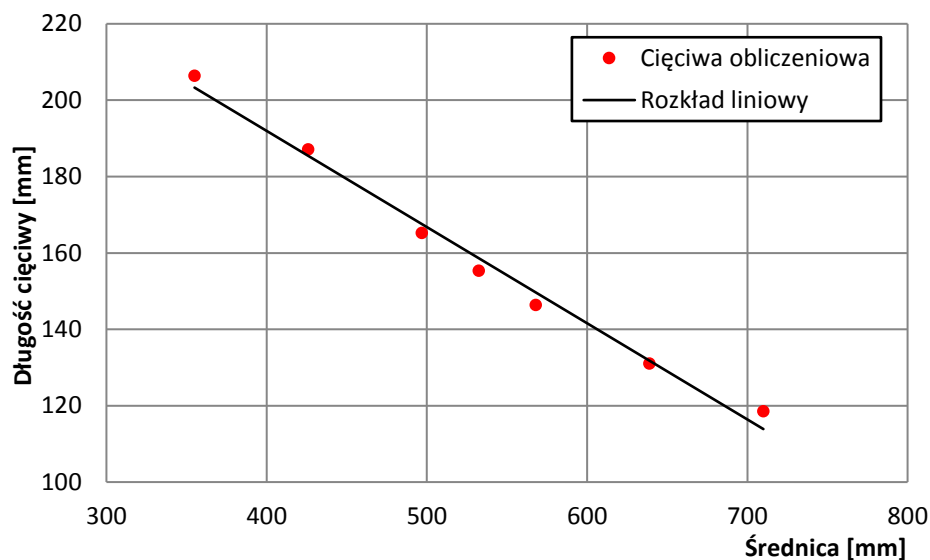
Parametr	Oznaczenie	Jednostka		Przekrój						
				Wewnętrzny	1	2	Średni	3	4	Zewnętrzny
Przyjęte położenie maksymalnej strzałki ugięcia	x_f/l	[-]	0,5							
Parametry szkieletowej	$1/\sigma_{opt}$			0,77	1,02	1,35	1,54	1,74	2,19	2,69
	m	[-]		0,30	0,33	0,34	0,35	0,35	0,36	0,37
	θ	[°]		34,58	21,18	13,87	11,28	8,77	11,05	6,99
Kąt odchylenia strugi powietrza	γ	[°]		9,02	6,99	5,54	4,90	4,11	5,93	4,23
Kąta natarcia	α	[°]		-1,91	-0,69	0,01	0,33	0,83	-1,30	-0,01
Kąt łopatkowy na wlocie	β_1^*	[°]		31,00	27,64	24,81	23,67	22,85	18,47	17,92
Kąt łopatkowy na wylocie	β_2^*	[°]		65,57	48,82	38,68	34,95	31,63	29,52	24,91
Kąt ustawienia profilu w palisadzie	β	[°]		48,29	38,23	31,75	29,31	27,24	23,99	21,41
R=f+x	x	[mm]		326,55	495,77	688,61	802,56	975,30	680,80	931,58
Promień krzywizny szkieletowej	R	[mm]		342,00	504,36	693,69	806,46	978,17	683,98	933,32
Strzałka ugięcia	f	[mm]		15,45	8,59	5,07	3,91	2,86	3,18	1,74
Bezwymiarowa strzałka ugięcia	\hat{f}	[-]		0,076	0,046	0,030	0,025	0,019	0,024	0,015

Tablica 2.7. Parametry geometryczne i kinematyczne stopnia wirnikowego cd.

Parametr	Oznaczenie	Jednostka		Przekrój						
				Wewnętrzny	1	2	Średni	3	4	Zewnętrzny
Obliczeniowa cięciwa profilu - z warunku	l_{oblwar}	[mm]	169,35							
Przyjęta obliczeniowa cięciwa profilu	l_{obl}	[mm]	170							
Obliczeniowa liczba łopatek	Z_{obl}	[-]	6,40							
Wybrana liczba łopatek	z	[-]	7							
Obliczeniowy rozkład cięciw	l_r	[mm]		206	187	165	155	146	131	119
Liniowy rozkład cięciw	l	[mm]		203	185	168	159	150	132	114
Szczelina promieniowa	s_{robl}	[mm]	5,33							
Wybrana szczelina promieniowa	s_r	[mm]	5							
Wysokość łopatki	h	[mm]	177,5							

Zmianę cięciw profili wzdłuż rozpiętości łopatki można przyjąć stosując rozkład liniowy [59].

Na rysunku 2.2 pokazano cięciwy łopatki wirnikowej uzyskane dla wybranych średnic (przekrojów).



Rys. 2.2. Cięciwy łopatki wirnikowej.

2.2.3 Obliczenia geometrii łopatki kierowniczej

Obliczenia parametrów geometrycznych oraz aerodynamicznych dla wieńca kierowniczego prowadzi się w podobny sposób jak w przypadku wieńca wirnikowego. W pierwszym etapie obliczeń określa się trójkąty prędkości dla kierownicy:

- kąt napływu na kierownicę:

$$\alpha_3 = \arctg\left(\frac{c_a}{\Delta c_u}\right) \quad (2.61)$$

- kąt spływu z kierownicy:

$$\alpha_4 = 90^\circ \quad (2.62)$$

- kąt zmiany kierunku przepływu

$$\Delta\alpha = \alpha_4 - \alpha_3 \quad (2.63)$$

W następnym kroku wyznacza się bezwzględną prędkość wlotową oraz średnią prędkość bezwzględną.

$$c_1 = \frac{c_a}{\sin \alpha_3} \quad (2.64)$$

$$c_s = \sqrt{c_a^2 + \left(\frac{\Delta c_u}{2}\right)^2} \quad (2.65)$$

Dla wieńca kierownic, podobnie jak w przypadku wieńca wirnikowego, określono wartość optymalnej cyrkulacji:

$$C_{\Gamma opt} = 0,8 + 0,2 \cdot \left(\frac{\Delta \alpha}{100}\right) + 1,435 \cdot \left(\frac{\Delta \alpha}{100}\right)^2 \quad (2.66)$$

Mając ten parametr wyznaczono współczynnik optymalnego wypełnienia palisady:

$$\sigma_{opt} = \frac{2 \cdot \Delta c_u}{C_{\Gamma opt} \cdot c_s} \quad (2.67)$$

W przypadku kształtowania pióra łopatki kierowniczej postępuje się podobnie jak w przypadku łopatki wirnikowej podstawiając do zależności (2.41÷2.47) dane dla kierownic. Kształt profilu spełniający trójkąty prędkości otrzymano w oparciu o funkcję paraboliczną (2.49) i procedurę przedstawioną wcześniej dla łopatki wirnikowej.

Obliczeniową cięciwę łopatki kierowniczej wyznacza się z warunku:

$$l_{obl} \geq 3 \cdot 10^5 \frac{v}{c_{s_{\dot{s}r}}} \quad (2.68)$$

natomiast liczbę łopatek kierowniczych z zależności:

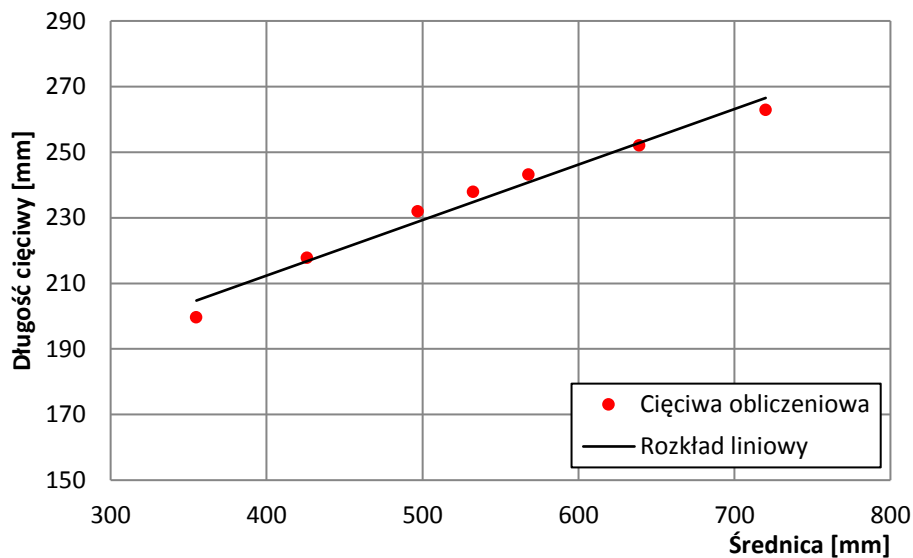
$$z = \frac{\pi \cdot D_{\dot{s}r} \cdot \sigma_{\dot{s}r}}{l_{obl}} \quad (2.69)$$

Przyjmując całkowitą liczbę łopatek można wyznaczyć długości cięciw na obranych przekrojach łopatki kierowniczej:

$$l = \frac{\pi \cdot D}{z} \sigma_{opt} \quad (2.70)$$

W przypadku kierownicy również przyjęto liniową zmianę cięciw wzdłuż średnicy projektowanego wieńca (przekrojów łopatki).

Na rysunku 2.3 pokazano cięciwy łopatki kierowniczej (cięciwy obliczone oraz liniową zmianę cięciw).



Rys. 2.3. Cięciwy łopatki kierowniczej.

W celu zestawienia ze sobą obu wieńców – wirnikowego i kierowniczego – pozostaje jeszcze określenie odległości między nimi, którą można wyznaczyć z zależności [22]:

$$s_z = (0,5 \div 0,7) \cdot l_{sr} \quad (2.71)$$

Na tym etapie kończy się obliczenia dotyczące wieńca kierowniczego.

W tabelicy 2.8 zamieszczono uzyskane parametry geometryczne oraz kinematyczne wieńca kierowniczego.

Tablica 2.8. Parametry geometryczne i kinematyczne stopnia kierowniczego.

Parametr	Oznaczenie	Jednostka		Przekrój						
				Wewnętrzny	1	2	Średni	3	4	Zewnętrzny
Średnica	D	[mm]		355	426	497	532,5	568	639	720
Kąt napływu	α_3	[°]		48,49	53,59	57,70	59,46	61,05	63,82	66,13
Kąt spływu	α_4	[°]		90	90	90	90	90	90	90
Kąt zmiany kierunku	$\Delta\alpha$	[°]		41,51	36,41	32,30	30,54	28,95	26,18	23,87
Bezwzględna prędkość wlotowa	c_1	[m/s]		23,29	21,67	20,63	20,25	19,93	19,43	19,07
Średnia prędkość bezwzględna	c_s	[m/s]		19,07	18,59	18,29	18,18	18,09	17,96	17,86
Optymalna cyrkulacja	$C_{\Gamma_{opt}}$	[-]		1,13	1,06	1,01	0,99	0,98	0,95	0,93
Optymalne wypełnienie zakres nieściśliwy	σ_{opt-n}	[-]		1,43	1,30	1,19	1,14	1,09	1,00	0,93
Przyjęte położenie maksymalnej strzałki ugięcia	x_f/l	[-]	0,5							
Parametry szkieletowej	$1/\sigma_{opt}$			0,70	0,77	0,84	0,88	0,92	1,00	1,08
	m	[-]		0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23
	θ	[°]		57,81	51,96	47,35	45,42	43,69	40,79	38,48
Kąt odchylenia strugi powietrza	γ	[°]		11,11	10,47	9,99	9,79	9,63	9,36	9,18

Tablica 2.8. Parametry geometryczne i kinematyczne stopnia wirnikowego cd.

Parametr	Oznaczenie	Jednostka		Przekrój						
				Wewnętrzny	1	2	Średni	3	4	Zewnętrzny
Kąta natarcia	α	[°]		-5,19	-5,08	-5,06	-5,08	-5,12	-5,25	-5,44
Kąt łopatkowy na wlocie	α_3^*	[°]		43,30	48,51	52,64	54,38	55,93	58,57	60,70
Kąt łopatkowy na wylocie	α_4^*	[°]		101,11	100,47	99,99	99,79	99,63	99,36	99,18
Kąt ustawienia profilu w palisadzie	α	[°]		72,21	74,49	76,31	77,09	77,78	78,97	79,94
R=f+x	x	[mm]		185,44	222,42	260,92	280,54	300,32	340,00	381,77
Promień krzywizny szkieletowej	R	[mm]		211,83	247,42	284,89	304,12	323,56	362,74	404,36
Strzałka ugięcia	f	[mm]		26,39	25,00	23,98	23,57	23,24	22,74	22,59
Bezwymiarowa strzałka ugięcia	f̂	[mm]		0,1289	0,1153	0,1048	0,1004	0,0965	0,0899	0,0848
Obliczeniowa cięciwa profilu - z warunku	l_{oblwar}	[mm]	243,25							
Przyjęta obliczeniowa cięciwa profilu	l_{obl}	[mm]	245							
Obliczeniowa liczba łopatek	z_{obl}	[-]	7,767232							
Wybrana liczba łopatek	z	[-]	8							
Obliczeniowy rozkład cięciw	l_{obl}	[mm]		200	218	232	238	243	252	263
Liniowy rozkład cięciw	l	[mm]		205	217	229	235	241	253	267
Odległość między wieńcami	s_z	[mm]	79							

2.2.4 Analiza strat przepływu

Omówiony algorytm projektowania wentylatora osiowego obejmuje również zagadnienia dotyczące analizy strat przepływu, z których wyróżnia się:

- straty profilowe;
- straty wywołane szczeliną wierzchołkową.

Straty profilowe w wieńcu wirnikowym wyznacza się z zależności:

$$S_w = \rho \cdot \Delta c_u \cdot \varepsilon \cdot \frac{u \cdot \operatorname{ctg} \beta_w + c_a}{1 + \varepsilon \cdot \operatorname{ctg} \beta_w} \quad (2.72)$$
$$\operatorname{ctg} \beta_w = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_1} + \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_2} \right)$$

W prezentowanym algorytmie wartość współczynnika względnego oporu (strat profilowych) ε przyjęto jako stałą wynoszącą [32]:

$$\varepsilon = 0,025 \quad (2.73)$$

Powodem przyjęcia stałej wartości współczynnika względnego oporu był brak dostępności wartości współczynników aerodynamicznych profili w układzie palisadowym, dla obliczonych kątów ustawień profili w palisadzie. Warto w tym miejscu przypomnieć, iż algorytm wykorzystuje metodę modyfikacji linii szkieletowej profili odpowiadającej wyznaczonym trójkątom prędkości.

Obliczenia wartości strat przeprowadza się na wszystkich obranych przekrojach łopatki wirnikowej i ostatecznie wyznacza średnie straty profilowe:

$$S_{\dot{s}r-w} = \frac{\sum_{k=1}^n S_{wk}}{n} \quad (2.74)$$

Straty profilowe w wieńcu kierownic wyznacza się z zależności:

$$S_k = \rho \cdot \Delta c_u \cdot c_a \cdot \varepsilon \cdot \frac{1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \operatorname{ctg} \alpha_k} \quad (2.75)$$
$$\operatorname{ctg} \alpha_k = \frac{\Delta c_u}{2 \cdot c_a}$$

W przypadku wieńca kierownic postępuje się podobnie jak w przypadku wieńca wirnikowego i obliczenia przeprowadza się na wszystkich obranych przekrojach, wyznaczając średnie straty przepływu:

$$S_{\dot{s}r-k} = \frac{\sum_{k=1}^n S_{kk}}{n} \quad (2.76)$$

Ostatecznie straty profilowe zachodzące podczas przepływu przez wieńiec kierownic, wyznacza się z zależności:

$$S_{k-p} = \left(1 + \frac{10 \cdot \delta}{R_z - R_w} \right) \cdot S_{\dot{s}r-k} \quad (2.77)$$

Następnym krokiem jest wyznaczenie teoretycznego przyrostu ciśnienia całkowitego:

$$\Delta p_{tc} = \rho \cdot u_{\dot{s}r} \cdot \Delta c_{u-\dot{s}r} \quad (2.78)$$

Teoretyczny przyrost ciśnienia całkowitego obliczono dla przekroju średniego. Znając wartość strat profilowych w przepływie przez wieńiec wirnikowy i kierowniczy obliczono przyrost ciśnienia całkowitego z uwzględnieniem wyżej wymienionych strat:

$$\Delta p_c \hat{=} \Delta p_{tc} - S_{\dot{s}r-w} - S_{k-p} \quad (2.79)$$

Analiza strat przepływu, w projektowanym wentylatorze osiowym, może zostać rozszerzona o straty wynikające z szczeliny wierzchołkowej. Obecność luzu wierzchołkowego wpływa bezpośrednio na spadek przyrostu ciśnienia całkowitego (1.29), sprawności (1.30) oraz zmniejszenie objętościowego natężenia przepływu (1.31). Zmniejszenie przyrostu ciśnienia całkowitego wywołane obecnością szczeliny wierzchołkowej wyznaczono z zależności:

$$\frac{\Delta p_c(s_r)}{\Delta p_c(s_r=0)} = 1 - 4,5 \cdot \frac{s_r}{h} \cdot \frac{l_w + l_z}{2 \cdot h} \cdot \sqrt{\frac{w_{s-\dot{s}r}}{u_{\dot{s}r}}} \quad (2.80)$$

natomiast zmniejszenie wartości sprawności z zależności:

$$\frac{\eta(s_r)}{\eta(s_r=0)} = 1 - 2,4 \cdot \frac{s_r}{h} \cdot \frac{\sqrt{\frac{w_{s-\dot{s}r}}{u_{\dot{s}r}}}}{1 - \frac{h}{D_z}} \quad (2.81)$$

W przypadku analizy wpływu szczeliny wierzchołkowej na zmniejszenie objętościowego natężenia przepływu należy posłużyć się zależnością (1.31) oraz

wynikami badań doświadczalnych [59]. Zmniejszenie wydatku przepływającego czynnika roboczego przez wentylator osiowy wyznacza się z zależności:

$$\frac{Q(s_r)}{Q(s_r=0)} = f\left(\frac{s_r}{(D_z^2 - D_w^2)} \cdot \sqrt{\psi_{opt} \cdot \left(\frac{w_{s-sr}}{u_{sr}}\right) + (\varphi^*)^2}\right) \quad (2.82)$$

Na podstawie wyników badań doświadczalnych [59] funkcję opisaną zależnością (2.82) aproksymowano wielomianem drugiego stopnia. Po aproksymacji zależności (2.82) można zapisać w postaci:

$$\begin{aligned} \frac{Q(s_r)}{Q(s_r=0)} &= 0,044 \cdot A^2 - 0,144 \cdot A + 1 \\ A &= \frac{s_r}{(D_z^2 - D_w^2)} \cdot \sqrt{\psi_{opt} \cdot \left(\frac{w_{s-sr}}{u_{sr}}\right) + (\varphi^*)^2} \end{aligned} \quad (2.83)$$

Znając wartości strat profilowych oraz wpływ szczeliny wierzchołkowej można przejść do oszacowania mocy wymaganej do napędu projektowanego wentylatora.

Moc napędową można wyznaczyć z zależności [32]:

$$P = P_N + \Delta P_W + k\Delta P_z + 0,03P_N \quad (2.84)$$

Poszczególne człony zależności (2.84) wyznacza się w następujący sposób:

$$P_N = Q(s_r) \cdot \rho \cdot u_{sr} \cdot \Delta c_{u-sr} \quad (2.85)$$

$$\Delta P_W = \pi \cdot \frac{D_w}{2} \cdot \delta \cdot c_a \cdot \frac{\rho}{2} u_w^2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta c_{u-w}}{u_w}\right) \quad (2.86)$$

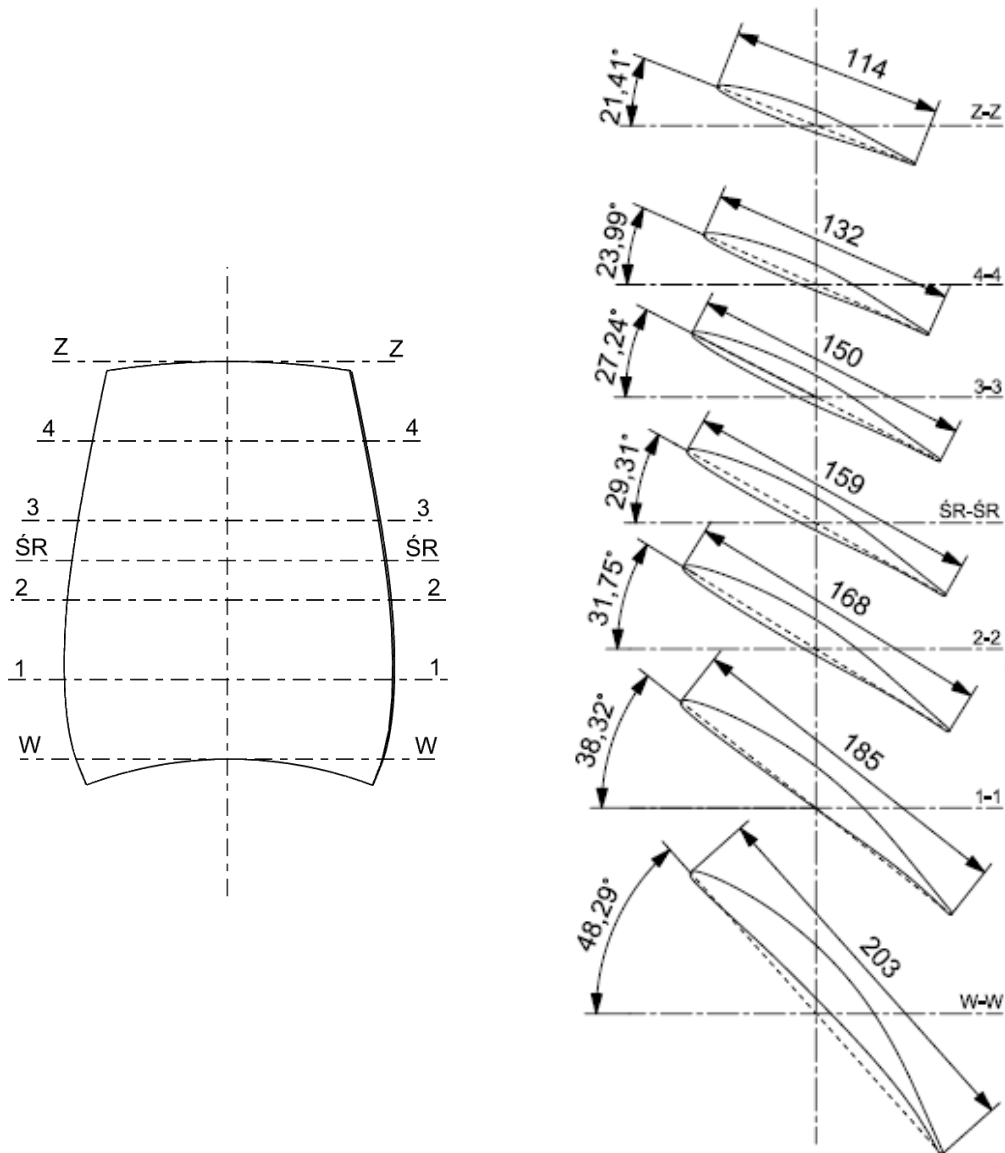
$$\Delta P_z = \pi \cdot \frac{D_z}{2} \cdot \delta \cdot c_a \cdot \frac{\rho}{2} u_z^2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta c_{u-z}}{u_z}\right) \quad (2.87)$$

Współczynnik k uwzględnia dodatkową moc potrzebną do napędu wentylatora wynikającą z oporu powodowanego przepływami wzbudzonymi w obecności szczeliny wierzchołkowej, stawianego przez końcówki łopatek wirnikowych. Wartość współczynnika przyjmuje się z zakresu $k=1 \div 2$ [32], przy czym dla wysokich łopatek wartość k jest bliższa dolnej granicy. W wyniku przeprowadzonych obliczeń dla wieńca wirnikowego (patrz tabela 2.7) uzyskana łopatka jest stosunkowo niska wobec tego przyjęto wartość $k=2$. Wyniki oszacowania strat przepływu oraz mocy potrzebnej do napędu wentylatora zamieszczono w tabeli 2.9.

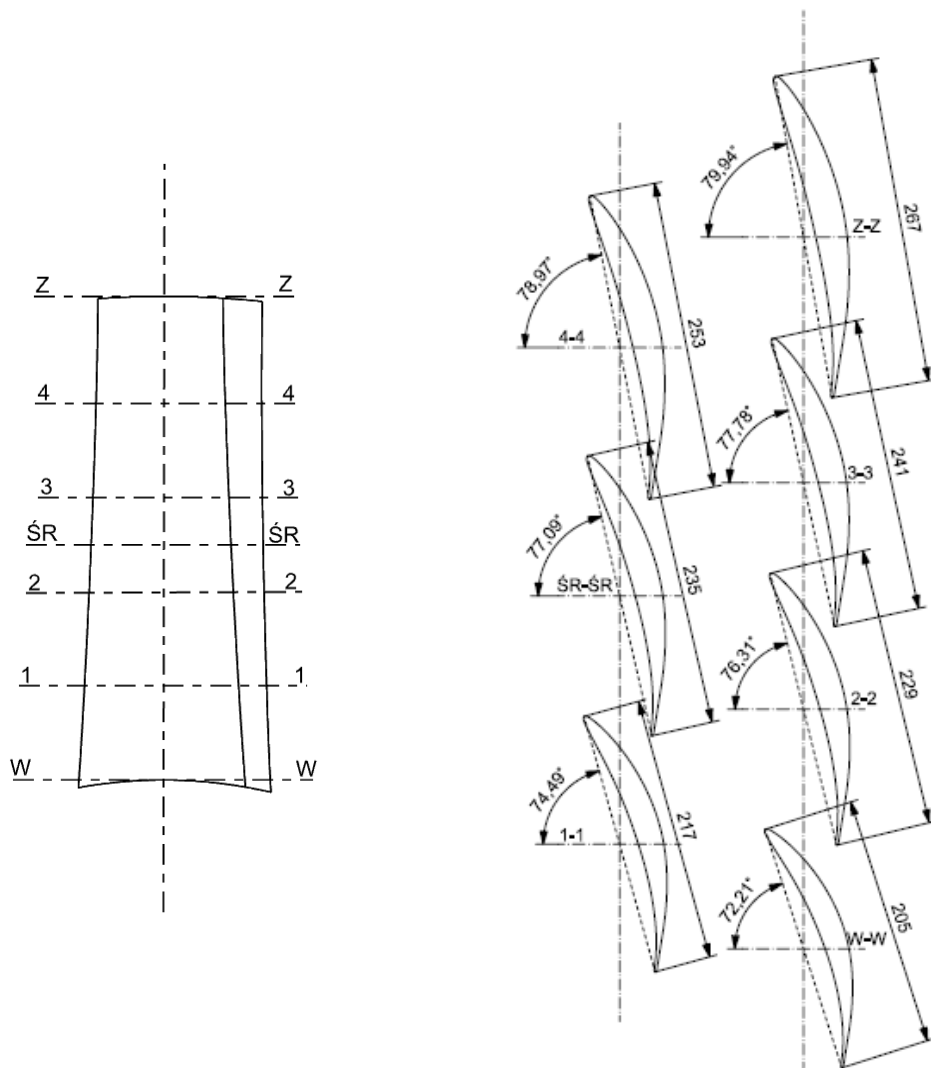
Tablica. 2.9. Wyniki szacowania strat przepływu oraz mocy potrzebnej do napędu wentylatora.

Parametr		Oznaczenie	Jednostka	Przekrój	Przekrój						
					Wewnętrzny	1	2	Średni	3	4	Zewnętrzny
Straty profilowe	Wieniec wirnikowy	$ctg\beta_w$	[-]		1,103	1,486	1,848	2,023	2,196	2,536	2,870
		S_w	[Pa]		21,695	24,873	28,125	29,763	31,405	34,687	37,955
		$\Sigma S_{\dot{s}r-w}$	[Pa]	29,786							
	Wieniec kierownic	$ctg\alpha_k$	[-]		0,442	0,369	0,316	0,295	0,277	0,246	0,221
		S_k	[Pa]		9,749	7,731	6,425	5,930	5,508	4,826	4,299
		$\Sigma S_{\dot{s}r-k}$	[Pa]	8,500							
Teoretyczny przyrost ciśnienia całkowitego		Δp_c	[Pa]	509,554							
Przyrost ciśnienia całkowitego z uwzględnieniem strat profilowych		$\Delta p_c^`$	[Pa]	471,268							
Analiza strat wynikających ze szczeliny promieniowej	Zmniejszenie wydatku	$f(\varphi, \psi, R_{w-\dot{s}r})$	[-]	0,007487							
		$Q(s_r)/Q(s_r=0)$	[-]	0,9989							
	Wydatek rzeczywisty	$Q(s_r)$	[m ³ /s]	4,9946							
	Zmniejszenie przyrostu ciśnienia	$\Delta P_c^`(s_r)/\Delta P_c^`(s_r=0)$	[-]	0,888							
	Rzeczywisty przyrost ciśnienia	$\Delta P_c^`(s_r)$	[Pa]	418,614							
	Zmniejszenie sprawności	$\eta(s_r)/\eta(s_r=0)$	[-]	0,911							
Analiza mocy potrzebnej do napędu wieńca wirnikowego		ΔP_w	[W]	11,095							
		ΔP_z	[W]	177,957							
		P_n	[W]	2545,0302							
	Moc całkowita	P	[kW]	2,99							
Sprawność ogólna wentylatora		η_c	[-]	0,64							

Na rysunku nr 2.4 przedstawiono projekt konstrukcyjny łopatki wirnikowej a na rysunku nr 2.5 projekt konstrukcyjny łopatki kierowniczej. Podane tu parametry geometryczne wynikają z obliczeń wykonanych z wykorzystaniem opracowanego algorytmu analitycznego projektowania wentylatorów osiowych.



Rys. 2.4. Projekt konstrukcyjny łopatki wirnikowej projektowanego wentylatora o parametrach znamionowych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ oraz $\Delta p_c=400\text{Pa}$.



Rys. 2.5. Projekt konstrukcyjny łopatki kierowniczej projektowanego wentylatora o parametrach znamionowych $Q=5m^3/s$ oraz $\Delta p_c=400Pa$.

2.2.5 Charakterystyki teoretyczne

Ostatnim etapem obliczeń jest wyznaczenie charakterystyk teoretycznych dla obliczonych parametrów geometrycznych wentylatora oraz założonej prędkości obrotowej. Obliczenie charakterystyk teoretycznych można przeprowadzić na dwa sposoby. Pierwszy z nich polega na określeniu przyrostu ciśnienia całkowitego, mocy napędowej i sprawności dla wydatków mniejszych i większych od wydatku wynikającego z założeń wstępnych (nominalnego). Jednak metoda ta wymaga znajomości charakterystyk aerodynamicznych zastosowanego profilu w układzie palisadowym oraz dokładnej wartości kąta odchylenia strugi czynnika roboczego $\Delta\beta$ dla nowych układów wektorów prędkości, wynikających z przyjętych wydatków. Wspomniana metoda wyznaczania charakterystyk teoretycznych projektowanych wentylatorów osiowych jest omówiona w [32] oraz [59]. Druga metoda polega na wyznaczaniu osiągu wentylatora dla przyrostów ciśnienia całkowitego mniejszych i większych od wartości nominalnej. Założeniem upraszczającym do tej metody jest

brak zmian kąta odchylenia strumienia czynnika roboczego $\Delta\beta$, a układ trójkątów prędkości, w całym zakresie charakterystyki, wynika tylko i wyłącznie z kąta ustawienia profilu wzdłuż wysokości łopatki. Jednocześnie w tej metodzie nie uwzględnia się wpływu kierownic na układ trójkątów prędkości (wieniec kierownic wprowadza jedynie straty przepływu).

W tej części pracy zostanie opisana dalej procedura wyznaczania charakterystyk teoretycznych projektowanego wentylatora bez znajomości charakterystyk aerodynamicznych profili stosowanych w łopatkach wirnika.

W pierwszym etapie obliczeń zakładano wartości przyrostów ciśnienia całkowitego dla założonego zakresu charakterystyki, a obliczenia prowadzono dla wszystkich przyjętych przekrojów łopatki.

Dla danej wartości przyrostu ciśnienia całkowitego Δp_c obliczono przyrost obwodowej składowej prędkości:

$$\Delta c_u = \frac{\Delta p_c}{\rho \cdot u} \quad (2.88)$$

Składową osiową prędkości przepływu wyznaczono z zależności:

$$c_m = (u - \Delta c_u) \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (2.89)$$

W powyższej zależności kąt β jest kątem ustawienia profilu na obranych przekrojach obliczeniowych. Znając wartość składowej osiowej prędkości przepływu czynnika roboczego można wyznaczyć składową osiową z uwzględnieniem warstwy przyściennej (2.90). Zakłada się w tym miejscu, że grubość warstwy przyściennej nie uległa zmianie w porównaniu z jej grubością dla nominalnego (obliczeniowego) punktu pracy projektowanego wentylatora [32], [59].

$$c_a = \frac{c_m}{1 - \frac{2 \cdot \delta}{D_z - D_w}} \quad (2.90)$$

Znając wartość składowej osiowej prędkości przepływu, prędkości obwodowej oraz przyrostu składowej obwodowej wyznaczyć można średnią względną prędkość przepływu:

$$w_s = \sqrt{c_a^2 + \left(u - \frac{\Delta c_u}{2}\right)^2} \quad (2.91)$$

W następnych krokach wyznaczono kąt napływu czynnika roboczego na łopatkę (w danym przekroju) (2.92), wskaźnik wydatku (2.93) oraz objętościowy wskaźnik wydatku (2.94).

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{c_a}{u}\right) \quad (2.92)$$

$$\varphi_v = \frac{c_a}{u} \quad (2.93)$$

$$\varphi_v^* = \varphi_v \cdot (1 - v_{opt}) \quad (2.94)$$

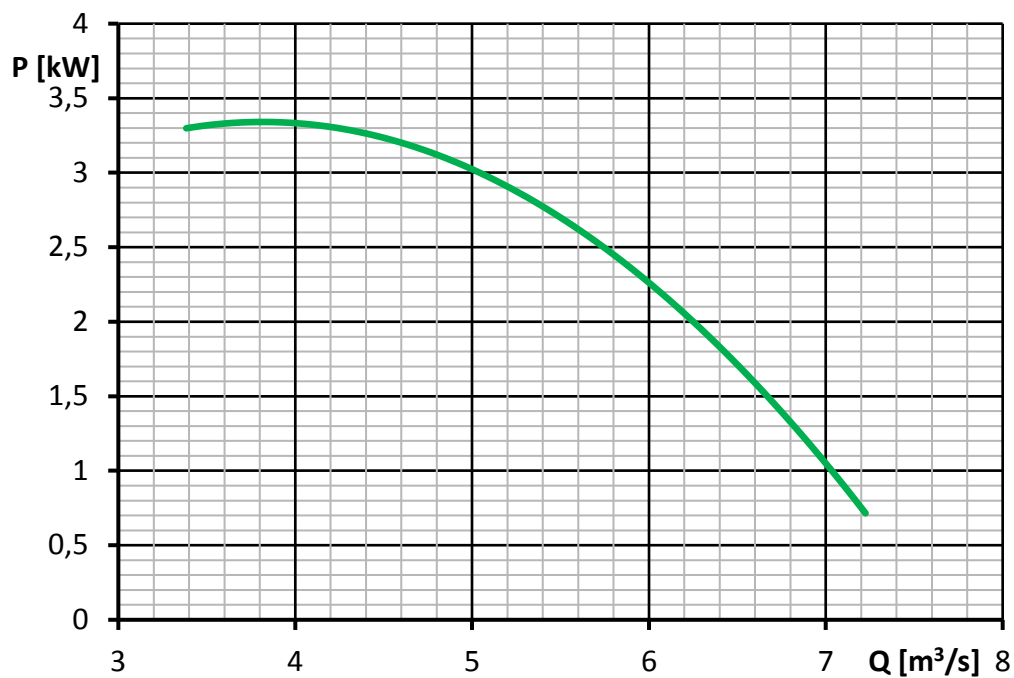
Objętościowe natężenie przepływu dla obranego przyrostu ciśnienia całkowitego wynosi:

$$Q = c_a \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_z^2 - D_w^2) \quad (2.95)$$

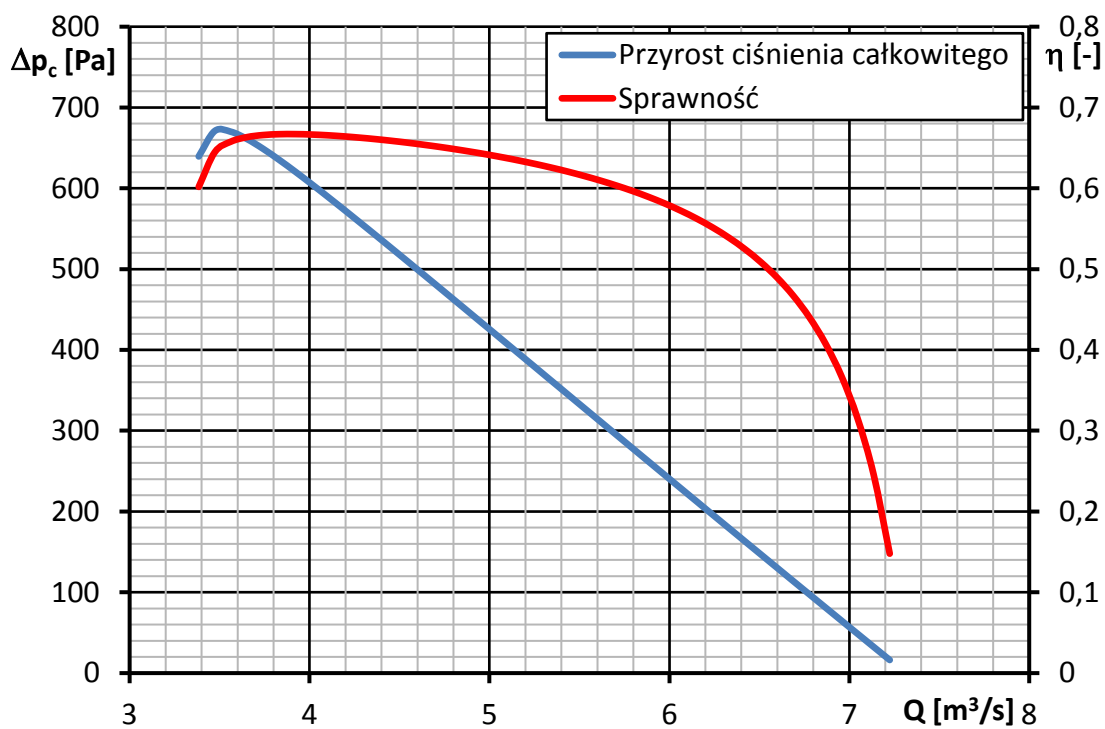
Wartość objętościowego natężenia przepływu (2.95) wyznaczono dla wszystkich rozpatrywanych przekrojów łopatki i obliczono średnią wartość z uzyskanych wyników. Wartość średnia wydatku stanowi objętościowe natężenie przepływu dla danego punktu charakterystyki.

W kolejnych krokach obliczono straty przepływu wynikające ze strat profilowych w wieńcu wirnikowym i wieńcu kierownic, powodowanych obecnością luzu wierzchołkowego oraz wyznaczono moc niezbędną do napędu projektowanego wentylatora. Obliczenia prowadzono wykorzystując zależności (2.72) ÷ (2.87). Efektem końcowym jest uzyskanie zestawu teoretycznych charakterystyk pracy projektowanego wentylatora takich jak:

- moc niezbędną (rys. 2.6);
- sprawności całkowitej i przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu (2.7).



Rys. 2.6. Charakterystyka mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu dla projektowanego wentylatora osiowego o parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ oraz $\Delta p_c=400\text{Pa}$.



Rys. 2.7. Charakterystyka przyrostu ciśnienia całkowitego oraz sprawności całkowitej w funkcji objętościowego natężenia przepływu dla projektowanego wentylatora osiowego o parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ oraz $\Delta p_c=400\text{Pa}$.

Należy zwrócić uwagę na to, iż zgodnie z teoretyczną charakterystyką przyrostu ciśnienia całkowitego oraz wcześniej wykonanymi obliczeniami w punkcie znamionowym, osiągnięty został założony przyrost ciśnienia całkowitego na

poziomie $\Delta p_c = 400 Pa$ dla $Q = 5 m^3/s$. W całym zakresie wydatków uzyskana sprawność całkowita nie przekracza $\eta = 68\%$. Z punktu widzenia wymogów stawianych wentylatorom [50] taki projekt wentylatora byłby nie do zaakceptowania. Główny wpływ na poziom sprawności projektowanego wentylatora (jak i przyrost ciśnienia całkowitego) ma zgodnie z algorytmem analitycznym szczelina wierzchołkowa. Wpływ wartości szczeliny wierzchołkowej na osiągi wentylatora osiowego zostanie omówiony w dalszej części pracy poświęconej ocenie analitycznego projektu gazodynamicznego wentylatora osiowego metodami numerycznymi.

Na potrzeby wspomnianej oceny zaprojektowano drugi wentylator, w oparciu o ten sam algorytm analityczny, dla następujących parametrów nominalnych:

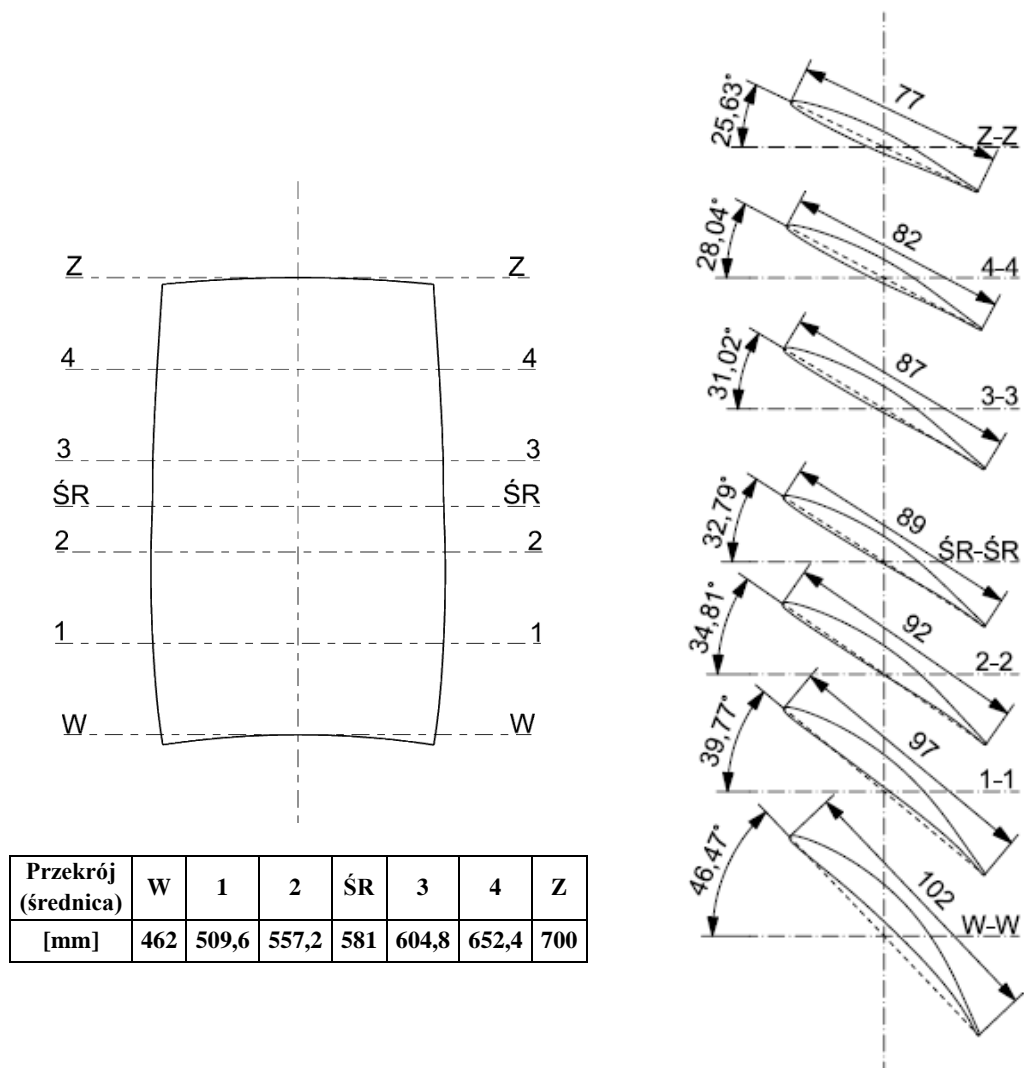
- objętościowe natężenie przepływu $Q = 8 \frac{m^3}{s}$;
- przyrost ciśnienia całkowitego $\Delta p_c = 3300 Pa$;
- prędkość obrotowa $n = 2950 \frac{obr}{min}$.

W tabelicy 2.10 zamieszczono podstawowe parametry geometryczne uzyskane w oparciu o obliczenia ujęte we wcześniej omówionym algorytmie analitycznym.

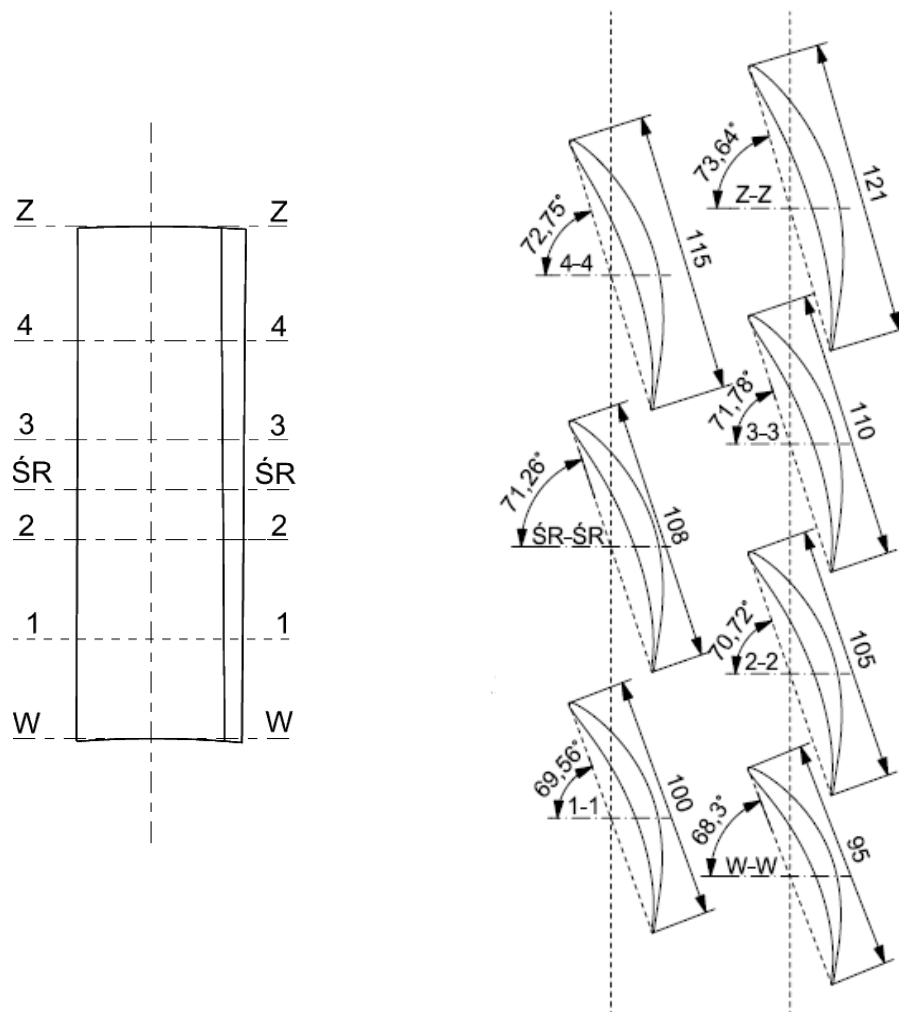
Tablica 2.10. Podstawowe parametry geometryczne wentylatora o parametrach znamionowych $Q = 8 m^3/s$ oraz $\Delta p_c = 3300 Pa$.

Parametr	Oznaczenie	Jednostka	Przekrój
Średnica zewnętrzna	D_z	[mm]	700
Średnica wewnętrzna	D_w	[mm]	462
Luz wierzchołkowy	s_r	[mm]	3,5
Liczba łopatek wieńca wirnikowego	z_w	[-]	23
Liczba łopatek wieńca kierowniczego	z_k	[-]	26
Odległość międzywieńcowa	s_z	[mm]	45

Na rysunku nr 2.8 pokazano projekt konstrukcyjny łopatki wirnikowej natomiast na rysunku nr 2.9 pokazano projekt konstrukcyjny łopatki kierowniczego projektowanego wentylatora dla parametrów nominalnych $Q = 8 m^3/s$ oraz $\Delta p_c = 3300 Pa$.



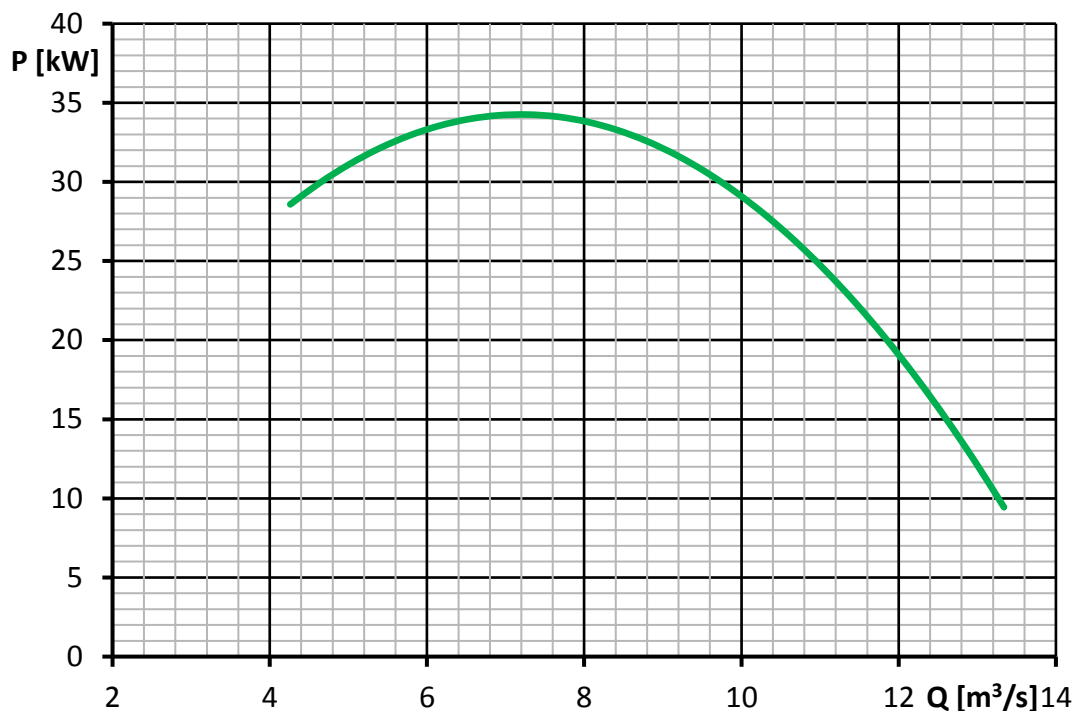
Rys. 2.8. Projekt konstrukcyjny łopatki wirnikowej projektowanego wentylatora o parametrach znamionowych $Q=8m^3/s$ oraz $\Delta p_c=3300Pa$.



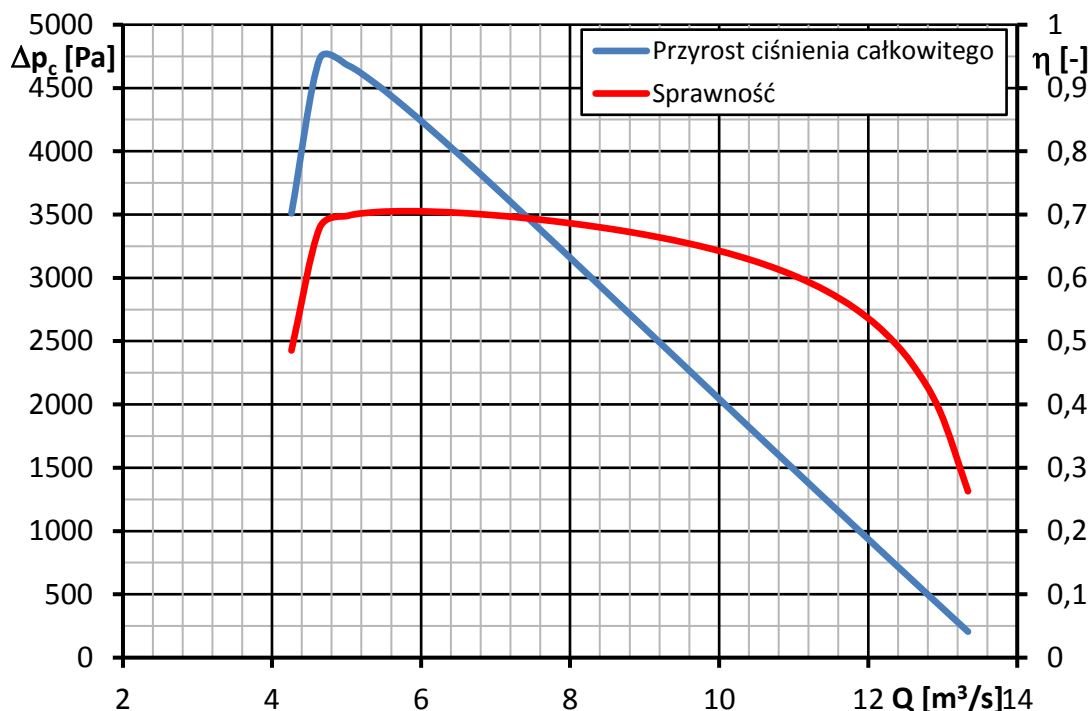
Przekrój (średnica)	W	1	2	ŚR	3	4	Z
[mm]	462	509,6	557,2	581	604,8	652,4	707

Rys. 2.9. Projekt konstrukcyjny łopatki kierowniczej projektowanego wentylatora o parametrach znamionowych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ oraz $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.

Dla projektowanego wentylatora o parametrach znamionowych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ oraz $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ wyznaczono również charakterystyki teoretyczne. Na rysunku nr 2.9 pokazano charakterystykę mocy, natomiast na rysunku 2.10 charakterystykę przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu.



Rys. 2.10. Charakterystyka mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu dla projektowanego wentylatora osiowego o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ oraz $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.



Rys. 2.11. Charakterystyka przyrostu ciśnienia całkowitego oraz sprawności całkowitej w funkcji objętościowego natężenia przepływu dla projektowanego wentylatora osiowego o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ oraz $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.

Również w przypadku projektu wentylatora o parametrach znamionowych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ oraz $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ uzyskana wartość sprawności całkowitej nie jest zadowalająca z punktu widzenia wymogów stawianych wentylatorom o poborze

mocy z zakresu objętego rozporządzeniem komisji Unii Europejskiej [50]. Należy jednak wskazać, że obliczenia analityczne pozwalają na osiągnięcie innych zakładanych (nominalnych) parametrów pracy projektowanego wentylatora.

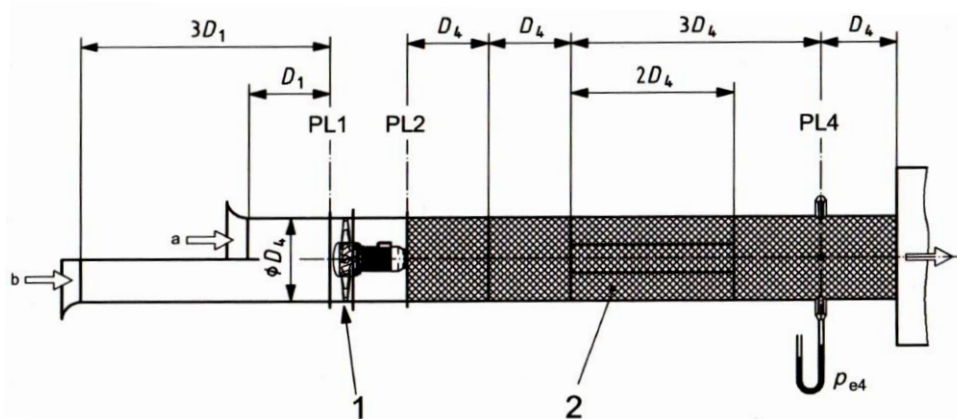
3. Stanowisko doświadczalne do badań wentylatorów osiowych

W niniejszym rozdziale omówiono budowę stanowiska do badań doświadczalnych wentylatorów osiowych oraz metodykę prowadzenia pomiarów. Jak już wcześniej wspomniano, badania doświadczalne prowadzi się na znormalizowanych stanowiskach badawczych umożliwiających wyznaczenie charakterystyk wentylatorów osiowych, do których należą:

- charakterystyka przyrostu ciśnienia całkowitego (statycznego) $\Delta p_c = f(Q)$ ($\Delta p_s = f(Q)$);
- sprawności całkowitej (statycznej) $\eta_c = f(Q)$ ($\eta_s = f(Q)$)
- mocy $P = f(Q)$;

W rozdziale pierwszym pracy podano podział stanowisk znormalizowanych zawarty w normie [45]. Omówiono również ogólną metodykę wyznaczania (obliczania) charakterystyk pracy wentylatorów. Dla konkretnych rozwiązań konstrukcyjnych stanowiska doświadczalnego w kategorii *A*, *B*, *C* lub *D*, norma uwzględnia szczegółową metodykę prowadzenia pomiarów oraz wyznaczania charakterystyk pracy wentylatorów.

W Laboratorium Mechaniki Płynów Instytutu Techniki Lotniczej WML WAT na potrzeby doświadczalnych badań wentylatorów osiowych, zbudowano takie stanowisko zgodnie z wymaganiami normy [45]. Wyznaczanie charakterystyk prowadzi się tu w oparciu o metodykę przewidzianą dla kategorii *D*. Na rysunku nr 3.1. pokazano schemat stanowiska do wykonywania badań doświadczalnych wentylatorów osiowych w przypadku stanowisk typu *D*.

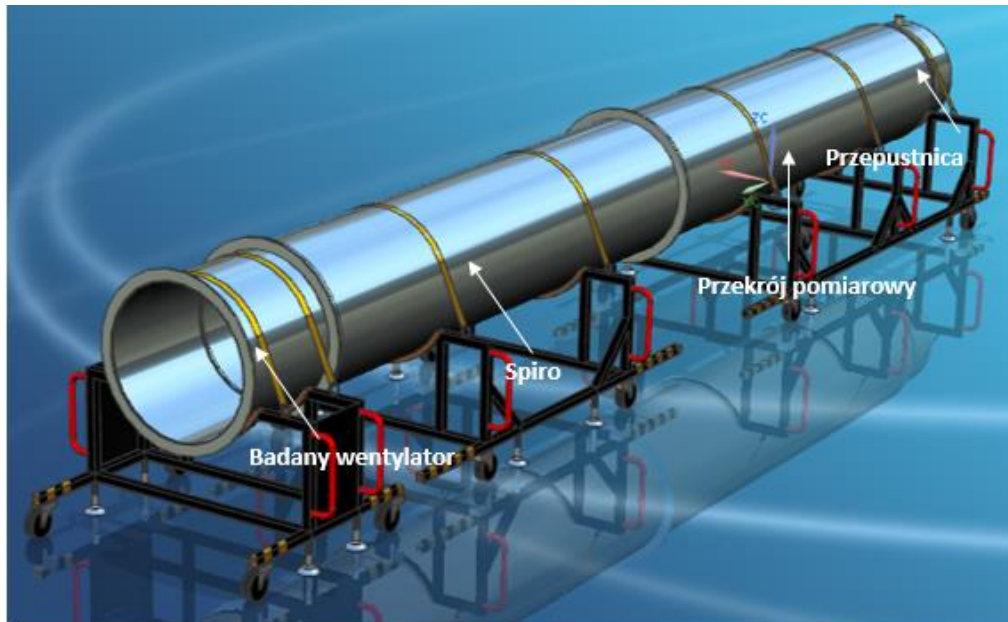


- 1 – badany wentylator;
- 2 – prostownica strumienia;
- PL1 – przekrój wlotowy do wentylatora;
- PL2 – przekrój wylotowy z wentylatora;
- PL4 – przekrój pomiarowy.

Rys. 3.1. Schemat stanowiska do badań doświadczalnych wentylatorów osiowych – kategoria D [45].

3.1 Ogólna charakterystyka stanowiska

Stanowisko do badań wentylatorów osiowych (rys. 3.2) składa się z: obudowy wentylatora wraz z silnikiem elektrycznym, przewodu pomiarowego, przepustnicy oraz zestawu pomiarowego i regulacyjnego.



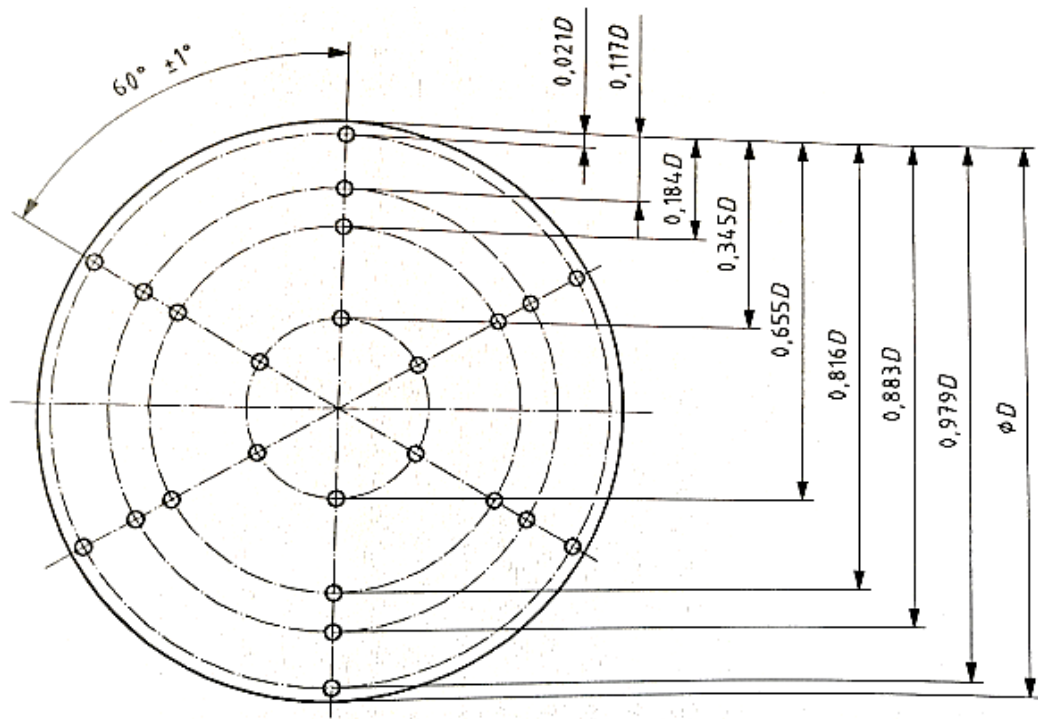
Rys. 3.2. Wizualizacja stanowiska doświadczalnego do badania wentylatorów osiowych [37].

Obudowę wentylatora z silnikiem elektrycznym stanowi fabryczne urządzenie o oznaczeniu *AFC/4-710-400T*, będące osiowym kanałem przepływowym, o nominalnej średnicy 710mm z silnikiem trójfazowym o mocy 4kW . Nominalna prędkość obrotowa silnika wynosi $n=1450\text{obr/min}$. Termin „obudowa wentylatora” wynika z możliwości montażu do piasty silnika elektrycznego różnych wieńców wirnikowych, o maksymalnej średnicy zewnętrznej $D_{zmax}=700\text{mm}$. Możliwość stosowania wieńców wirnikowych o różnych konfiguracjach łopatek czyni urządzenie uniwersalnym obiektem badań.

Zgodnie z normą do takiego układu dołączono przewód pomiarowy w postaci ocynkowanej rury typu „spiro” o średnicy nominalnej równej średnicy nominalnej wentylatora tj. 710mm . Rury tego typu wyróżniają się podwyższoną sztywnością, przy stosunkowo małej grubości ścianki (w przypadku omawianego stanowiska grubość ścianki kanału pomiarowego wynosi $\delta=1,2\text{mm}$). W odległości 1400mm od płaszczyzny wylotu z wieńca łopatkowego, w przewodzie pomiarowym, zamontowano gwiazdową prostownicę strumienia powietrza. Prostownica ta składa się z ośmiu ramion, wykonanych z blachy stalowej o grubości 2mm i długości 1400mm . Wymiary prostownicy, jak również jej odległość od płaszczyzny wylotu z wirnika, wynikają z zapisów zawartych w normie [45].

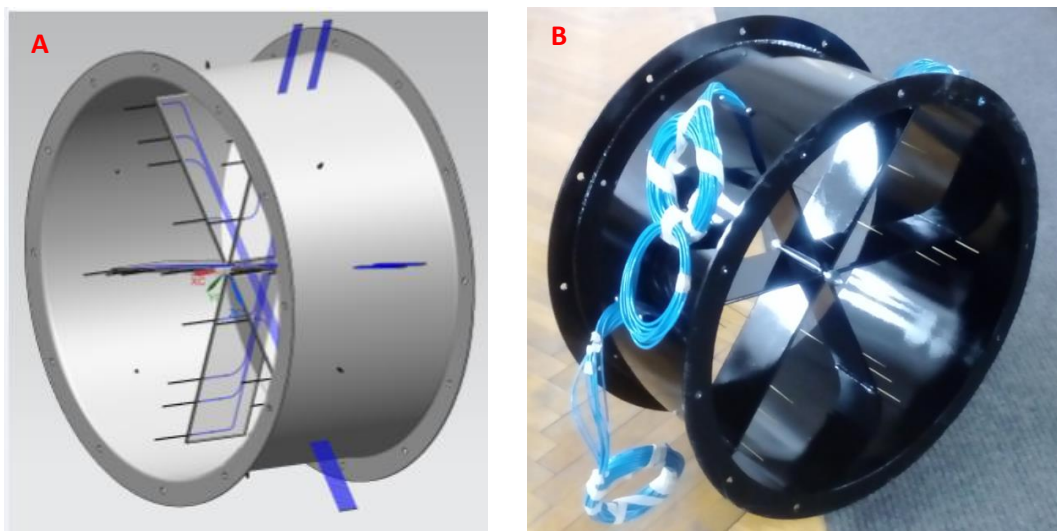
Za prostownicą strumienia, w odległości około 700mm od jej końca, w tzw. przekroju pomiarowym stanowiska, umieszczono sondę służącą do pomiaru ciśnienia

całkowitego i statycznego. Sondę zaprojektowano i zbudowano w oparciu o zalecenia zawarte w normie [45]. Na rysunku nr 3.3 pokazano schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych ciśnienia całkowitego.



Rys. 3.3. Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych ciśnienia całkowitego [45].

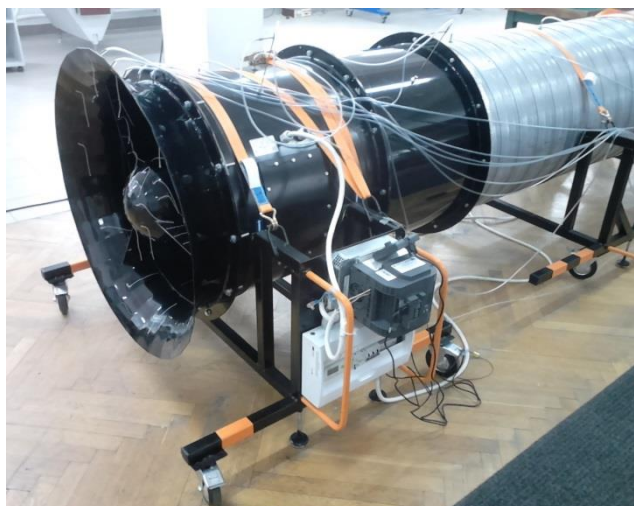
Zaprojektowana sonda wyposażona jest w 6 ramion zawierających po 4 rurki przeznaczone do pomiaru ciśnienia całkowitego. Sonda połączona jest z kanałem pomiarowym za pomocą przeciwkołnierzy. Wewnątrz ramion przebiegają przewody elastyczne, przyłączone do dajników ciśnienia całkowitego, pozwalające na ich podłączenie do miernika ciśnień. Na obwodzie obudowy sondy umieszczonych jest 6 króćców do pomiaru ciśnienia statycznego, umieszczonych między ramionami sondy. Taka konstrukcja sondy umożliwia jednoczesny pomiar ciśnienia w kilku punktach bez konieczności przemieszczania rurki Prandtla w płaszczyźnie pomiaru przepływu. Wizualizację projektu sondy oraz jej rzeczywisty wygląd pokazano na rysunku nr 3.4.



Rys. 3.4. Wizualizacja projektu sondy (A) oraz jej rzeczywisty wygląd (B).

Przewód pomiarowy zakończono przepustnicą soczewkową przeznaczoną do zmiany objętościowego natężenia przepływu. Przepustnica soczewkowa konstrukcyjnie przypomina przesłonę aparatu fotograficznego ponieważ w tego typu przepustnicy kilka płaszczyzn obraca się synchronicznie wokół indywidualnych osi, które wychodzą poza obręb samej przepustnicy. Zaletą takiego rozwiązania jest płynna regulacja pola przekroju poprzecznego kanału.

W skład stanowiska wchodzi również układ pomiarowo – kontrolny składający się z cyfrowego skanera ciśnień oraz falownika. Cyfrowy skaner ciśnień wyposażony jest w 32 kanały pomiarowe zawarte w dwóch bateriach czujników różniący się zakresami mierzonych ciśnień. Spośród 32 kanałów 16 kanałów umożliwia pomiar ciśnienia w zakresie $\pm 5000 Pa$ a pozostałe 16 na pomiar ciśnienia w zakresie $\pm 1500 Pa$. Oprogramowanie skanera ciśnień pozwala na pomiary statyczne i dynamiczne, archiwizację danych w plikach tekstowych oraz ich prezentację w postaci wykresów słupkowych i histogramów. Zastosowany w stanowisku trójfazowy falownik umożliwia płynną regulację obrotów wirnika wentylatora jak również utrzymywanie stałych zadanych obrotów. Dodatkowo falownik umożliwia pomiar wartości napięcia i natężenia prądu pobieranego przez silnik wentylatora co pozwala na wyznaczenie mocy niezbędnej do napędu wirnika, co umożliwia wyznaczenie sprawności wentylatora. Fotografie systemu pomiarowo – kontrolnego pokazano na rysunku nr 3.5.



Rys. 3.5. System kontrolny (falownik) zamontowany na stanowisku do badań doświadczalnych wentylatorów osiowych.

Modułowa budowa stanowiska umożliwia przyłączenie do niego urządzeń pomocniczych (konfuzory i dyfuzory) oraz badanie wpływu tych urządzeń na charakterystyki badanych wirników. Stanowisko zawiera również elementy ruchome umożliwiające przemieszczanie stanowiska, montaż urządzeń pomocniczych itp. Fotografie stanowiska do badań doświadczalnych wentylatorów osiowych pokazano na rysunku nr 5.6.



Rys. 3.6. Stanowisko doświadczalne do badania wentylatorów osiowych.

3.2 Metodyka wyznaczania charakterystyk wentylatorów osiowych na stanowisku doświadczalnym

W celu wyznaczenia charakterystyk wentylatorów osiowych, w oparciu o wyniki badań doświadczalnych, należy dokonać pomiaru niżej wymienionych wielkości:

- ciśnienia całkowitego i statycznego w przekroju pomiarowym;
- mocy elektrycznej niezbędnej do napędu wentylatora.

Poniżej przedstawiono metodykę wyznaczania charakterystyk wentylatorów osiowych z uwzględnieniem wymagań zawartych w stosownej normie [45]. Prędkość przepływu powietrza przez kanał pomiarowy omawianego stanowiska nie przekracza prędkości $Ma=0,15$, a współczynnik ciśnienia, definiowany jako stosunek ciśnienia całkowitego na wylocie z badanego wentylatora do ciśnienia całkowitego na wlocie do badanego wentylatora, jest mniejszy niż $1,02$. W takim przypadku przepływ można traktować jako nieściśliwy i zastosować procedurę wyznaczania charakterystyk dla takich warunków przepływu.

W podawanych dalej zależnościach, niezbędnych do wyznaczenia charakterystyk wentylatora osiowego, zastosowano numerację indeksów dolnych odpowiadającą numerom przekrojów zgodnie ze schematem stanowiska pokazanym na rys. 3.1. Schemat ten odpowiada układowi rzeczywistego stanowiska doświadczalnego.

Proces wyznaczania charakterystyk wentylatorów osiowych rozpoczyna się od wyznaczenia masowego natężenia przepływu w oparciu o pomiary ciśnień (statycznego i całkowitego) w przekroju pomiarowym. Ciśnienie statyczne w przekroju pomiarowym wyznacza się jako średnią arytmetyczną wartości ciśnień zmierzonych w poszczególnych punktach pomiarowych:

$$p_{e4} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n p_{e4j} \quad (3.1)$$

gdzie:

n – liczba punktów pomiarowych (w przypadku omawianego stanowiska $n=6$).

Bezwzględne ciśnienie statyczne wynosi:

$$p_4 = p_{e4} + p_a \quad (3.2)$$

W związku z brakiem uwzględniania wpływu ściśliwości powietrza na parametry przepływu nie ma konieczności dokonywania pomiaru temperatury w przekroju pomiarowym. W takim przypadku bezwzględna temperatura całkowita, w przekroju pomiarowym wynosi:

$$\Theta_{sg4} = T_a + 273,15 \quad (3.3)$$

gdzie:

T_a – temperatura mierzona w otoczeniu stanowiska badawczego w [$^{\circ}C$].

Bezwzględna temperatura całkowita wyznaczona z zależności (3.3) jest równa bezwzględnej temperaturze całkowitej w przekroju wlotu do wentylatora Θ_{sg1} oraz bezwzględnej temperaturze całkowitej w przekroju wylotu z wentylatora Θ_{sg2} :

$$\Theta_{sg4} = \Theta_{sg1} = \Theta_{sg2} = T_a + 273,15 \quad (3.4)$$

Do wyznaczenia wydatku przepływu niezbędne jest obliczenie ciśnienia dynamicznego. Ciśnienie dynamiczne stanowi różnicę między ciśnieniem całkowitym zmierzonym w punkcie, w przekroju pomiarowym, a ciśnieniem statycznym panującym w przekroju pomiarowym co można zapisać:

$$\Delta p_j = p_j - p_{e4} \quad (3.5)$$

gdzie:

p_j – ciśnienie całkowite zmierzone w j -tym punkcie w przekroju pomiarowym zgodnie z rys. 3.3.

Zgodnie z normą [45] wyznacza się średnie ciśnienie dynamiczne w przekroju pomiarowym stanowiska badawczego:

$$\Delta p_m = \left(\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0,5} \right)^2 = \left[\frac{1}{n} \left(\sqrt{\Delta p_1} + \sqrt{\Delta p_2} + \dots + \sqrt{\Delta p_n} \right) \right]^2 \quad (3.6)$$

W zależności (3.6) n należy rozumieć jako liczbę punktów pomiarowych ciśnienia całkowitego (w przekroju pomiarowym stanowiska $n=24$).

W następnym kroku należy określić gęstość czynnika roboczego (powietrza) w przekroju pomiarowym stanowiska doświadczalnego. W tym celu korzysta się w równania stanu gazu doskonałego w postaci:

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R_w \cdot \Theta_{sg4}} \quad (3.7)$$

Ostatecznie masowe natężenie przepływu wyniesie:

$$q_m = \alpha \cdot \varepsilon \cdot A_4 \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_4 \cdot \Delta p_m} \quad (3.8)$$

gdzie:

α – współczynnik przepływu będący funkcją liczby Reynoldsa;

ε – współczynnik ekspansji [45];

A_4 – pole przekroju poprzecznego przekroju pomiarowego stanowiska, w omawianym stanowisku doświadczalnym $A_4 = \frac{\pi \cdot D_4^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,71^2}{4} \approx 0,396 \text{ m}^2$ ($D_4=710 \text{ mm}$).

Współczynnik ekspansji wyznacza się z zależności:

$$\varepsilon = \left[1 - \frac{1}{2k} \frac{\Delta p_m}{p_4} + \frac{k+1}{6k^2} \left(\frac{\Delta p_m}{p_4} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (3.9)$$

Współczynnik przepływu α wyznacza się ze wzoru na liczbę Reynoldsa w przekroju pomiarowym:

$$\text{Re}_{D_4} = \alpha \cdot \varepsilon \cdot D_4 \cdot \frac{\sqrt{2 \cdot \rho_4 \cdot \Delta p_m}}{17,1 + 0,048 \cdot T_4} \cdot 10^6 \quad (3.10)$$

Wyznaczanie masowego natężenie przepływu odbywa się w sposób iteracyjny. W pierwszej iteracji przyjmuje się $\alpha=0,99$ a współczynnik ekspansji oblicza z zależności (3.9). Mając te wielkości można już obliczyć masowe natężenie przepływu z zależności (3.8). W kolejnym kroku wyznacza się liczbę Reynoldsa:

$$\text{Re}_{D_4} = \frac{4 \cdot q_m}{\pi \cdot D_4 \cdot (17,1 + 0,048 \cdot T_a)} \cdot 10^6 \quad (3.11)$$

Znając wartość liczby Reynoldsa w przekroju pomiarowym, przekształcając zależność (3.10), oblicza się następną wartość współczynnika przepływu α oraz masowe natężenie przepływu q_m . Zaleca się aby obliczenia zostały wykonane dla dwóch do trzech iteracji a ostateczną wartość masowego natężenia przepływu należy podawać z dokładnością do trzech miejsc znaczących [45].

Następnym krokiem wyznaczania charakterystyk wentylatora osiowego jest obliczenie wartości ciśnienia całkowitego w płaszczyźnie wylotu z wentylatora. Ciśnienie to wynosi:

$$P_{sg2} = P_4 + \frac{1}{2 \cdot \rho_4} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 \cdot [1 + (\xi_{2-4})] \quad (3.12)$$

Człon równania (3.12) ξ_{2-4} określa współczynnik strat przepływu w kanale pomiarowym na odcinku od płaszczyzny wylotu z wentylatora do przekroju pomiarowego. Współczynnik strat przepływu na wspomnianym odcinku przewodu pomiarowego wynosi [45]:

$$(\xi_{2-4}) = 0,015 + 1,26 \cdot (\text{Re}_{D_4})^{-0,3} + 0,95 \cdot (\text{Re}_{D_4})^{-0,12} \quad (3.13)$$

Zależność na współczynnik strat (3.13) uwzględnia straty na odcinku prostym kanału pomiarowego jak i straty miejscowe na prostownicy strumienia.

W następnym etapie obliczeń charakterystyk wentylatora wyznacza się wartość ciśnienia całkowitego na jego wlocie. W przypadku gdy po stronie wlotowej zostanie zainstalowany dodatkowy odcinek kanału należy dokonać w nim pomiaru ciśnienia statycznego p_3 . W takim przypadku całkowite ciśnienie na wlocie wyniesie:

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2 \cdot \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 \cdot [1 + (\xi_{3-1})] \quad (3.14)$$

Dla omawianego stanowiska $\rho_3 = \rho_4$ oraz $A_3 = A_4$.

Człon równania (3.14) ξ_{3-1} określa współczynnik strat przepływu w kanale po stronie wlotu do wentylatora. Wartość tego współczynnika ten wynosi [45]:

$$(\xi_{3-1}) = -\frac{L}{D_3} \cdot [0,005 + 0,42 \cdot (\text{Re}_{D_4})^{-0,3}] \quad (3.15)$$

gdzie:

$\frac{L}{D_3}$ – stosunek długości przewodu po stronie wlotu do wentylatora do jego średnicy.

W przypadku gdy ciśnienie statyczne po stronie wlotu nie jest mierzone (przypadek tzw. krótkiego wlotu) ciśnienie całkowite na wlocie do wentylatora wynosi:

$$p_{sg1} = p_a + \frac{1}{2 \cdot \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 \cdot [1 + (\xi_{3-1})] \quad (3.16)$$

Ostatecznie przyrost ciśnienia całkowitego wentylatora wyniesie:

$$\Delta p_c = p_{sg2} - p_{sg1} \quad (3.17)$$

a objętościowe natężenie przepływu oraz sprawność:

$$Q = \frac{q_m}{\rho_4} \quad (3.18)$$

$$\eta = \frac{\Delta p_c \cdot Q}{P_e} \quad (3.19)$$

gdzie:

P_e – moc elektryczna pobierana przez silnik wentylatora.

Powyżej opisana procedura prowadzi do obliczenia podstawowych charakterystyk wentylatora osiowego w oparciu o wyniki badań na stanowisku znormalizowanym. Charakterystyki w funkcji wydatków objętościowych przepływu uzyskuje się dokonując pomiaru przy różnych ustawieniach przepustnicy.

4. Numeryczna analiza trójwymiarowych przepływów w kluczowych elementach wentylatorów osiowych

4.1 Uwagi ogólne

Numeryczne analizy przepływów wewnętrznych jak i zewnętrznych (opływu), niezależnie od wybranej metody (metoda elementów skończonych lub metoda objętości skończonych), wymagają wirtualnego obiektu badań. Wirtualne obiekty badań buduje się w specjalizowanych programach CAD (ang. Computer Aided Design – komputerowe wspomaganie projektowania). Stopień zaawansowania obecnych pakietów graficznych pozwala na tworzenie obiektów, których ograniczenia wynikają jedynie z technologii wykonania finalnego produktu lub wyobraźni projektanta. Zazwyczaj, w celu wykonania cyklu symulacji numerycznych oraz prac polegających na optymalizacji obiektu technicznego, w danym pakiecie CAD buduje się jeden model wirtualny, który w miarę potrzeb jest następnie modyfikowany.

Ze względu na prostotę modelowania palisady płaskiej, stanowiącej model wentylatora osiowego (obiekt 2D), w niniejszej pracy omówiono metodę budowy trójwymiarowych modeli wentylatorów osiowych na potrzeby przeprowadzenia symulacji numerycznych.

Proces budowy wirtualnego obiektu badań rozpoczyna się od określenia jego wszystkich parametrów geometrycznych niezbędnych do odpowiedniego zdefiniowania bryły. W odniesieniu do modeli wentylatorów osiowych do takich parametrów należą:

- dane geometryczne profili wykorzystywanych do projektu konstrukcyjnego łopatek;
- kąty ustawienia profili wzdłuż wysokości łopatki;
- liczba łopatek;
- średnica zewnętrzna i wewnętrzna wentylatora.

Przed przystąpieniem do modelowania obiektu badań należy rozważyć możliwość wprowadzenia pewnych uproszczeń geometrii. Uproszczenia mogą przyczynić się do zdecydowanego skrócenia czasu generacji siatek oraz czasu trwania obliczeń. Należy jednak pamiętać, iż uproszczenia nie mogą powodować zmian, które w znacznym stopniu przełożą się na spadek jakości odwzorowania geometrii modelu. Po określeniu ww. parametrów geometrycznych oraz dokonaniu oceny możliwości uproszczenia modelu wirtualnego wprowadza się w programie dane w postaci zbiorów punktów i krzywych na bazie których budowane są powierzchnie, a w ostatnim etapie prac obiekty bryłowe.

Obecne na rynku pakiety obliczeniowe posiadają odpowiednie narzędzia potrzebne do zbudowania dwu- i trójwymiarowych obiektów badań o niemal dowolnym kształcie. Różnice w proponowanych rozwiązaniach modelowania

wynikają przede wszystkim z zastosowanego interfejsu graficznego oraz liczby operacji wymaganych do osiągnięcia finalnej geometrii. W przypadku pakietu *Ansys* narzędziem do budowy obiektów badań, we wcześniejszych wersjach programu, był *Design Modeler*. Od wersji *Ansys v16* rolę tę przejął komponent *Space Claim*. W niniejszej pracy wirtualne obiekty badań zostały zbudowane w specjalizowanym pakiecie *Siemens NX*.

4.2 Budowa modeli badań na podstawie projektu gazodynamicznego

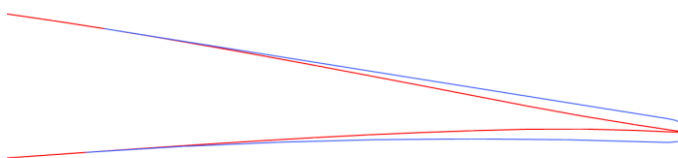
Efektom projektu gazodynamicznego, w oparciu o wcześniej opisany algorytm wykorzystujący model palisady prostoliniowej, jest zestaw parametrów geometrycznych definiujących kształt wieńców wirnikowych i kierowniczych. Proces budowy modeli na potrzeby symulacji numerycznych rozpoczyna się od wprowadzenia do oprogramowania punktów definiujących kształt profili, na poszczególnych przekrojach łopatek. Następnie, w oparciu o zaimportowane punkty, tworzy się odpowiednie krzywe stanowiące obrysy górne i dolne profili. Na rysunku nr 4.1 pokazano odwzorowany profil łopatki wirnikowej wentylatora osiowego o parametrach nominalnych $Q=5\text{ m}^3/\text{s}$ oraz $\Delta p_c=400\text{ Pa}$, na przekroju średnim.



Rys. 4.1. Profil łopatki wirnikowej na przekroju średnim łopatki wieńca wirnikowego wentylatora osiowego o parametrach znamionowych $Q=5\text{ m}^3/\text{s}$ oraz $\Delta p_c=400\text{ Pa}$ - krzywa typu *spline*.

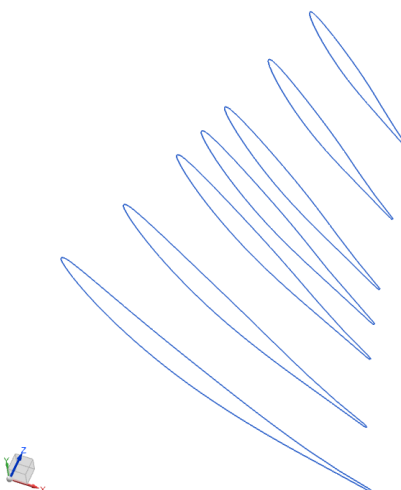
Ponieważ w większości przypadków współrzędne profili są podawane dla zerowej grubości krawędzi spływu, w specjalizowanym oprogramowaniu *NX Unigraphics* dokonano jej pogrubienia. Pogrubienie krawędzi spływu wynika z chęci zachowania rzeczywistego kształtu krawędzi spływu łopatki na co wpływ mają ograniczenia technologiczne wytwarzania łopatek. Wynika to z faktu braku fizycznej możliwości wykonania łopatki o zerowej grubości krawędzi spływu. Krawędź spływu pogrubiono poprzez poprowadzenie stycznej, do punktu reprezentującego krawędź spływu, o długości 1% cięciwy profilu na rozpatrywanym przekroju łopatki. Następnie ze skrajnych punktów wspomnianej stycznej prowadzono łuki styczne do górnego i dolnego obrysu profilu. Tak budowana geometria była niezbędna do wykonania zaokrąglenia krawędzi spływu. Zaokrąglenie to wykonano w odległości 1% długości cięciwy profilu od punktu reprezentującego krawędź spływu o zerowej grubości. Również w tym przypadku wykorzystywano krzywe typu *spline*.

Na rysunku nr 4.2 pokazano efekt końcowy modyfikacji krawędzi spływu łopatki. Kolorem czerwonym oznaczono obrys profilu wyjściowego (o zerowej grubości krawędzi spływu), w obszarze jego krawędzi spływu, natomiast kolorem niebieskim zmodyfikowaną krawędź spływu o grubości wynoszącej 1% długości cięciwy zastosowanego profilu.



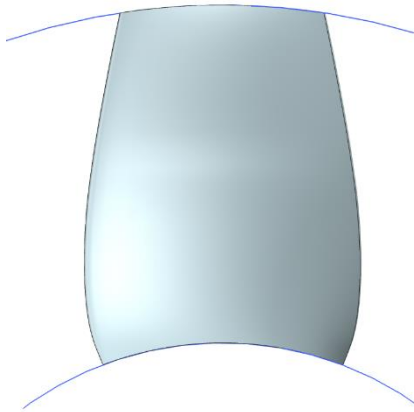
Rys. 4.2. Pogrubiona krawędź sływu profilu na przekroju średnim łopatki wieńca wirnikowego wentylatora osiowego o parametrach znamionowych $Q=5m^3/s$ oraz $\Delta p_c=400Pa$.

W ten sam sposób zbudowano wszystkie profile składające się na określony kształt łopatki wirnikowej wentylatora osiowego o parametrach znamionowych $Q=5m^3/s$ oraz $\Delta p_c=400Pa$. W kolejnym kroku ww. krzywe (profile) ustawiano zgodnie z obliczonymi w etapie projektowania wentylatora kątami ustawienia na obranych przekrojach łopatki zgodnie z tablicą 2.7, a w przypadku łopatki kierowniczej z tablicą 2.8. Na rysunku 4.3 pokazano schematycznie profile określające kształt łopatki wirnikowej.



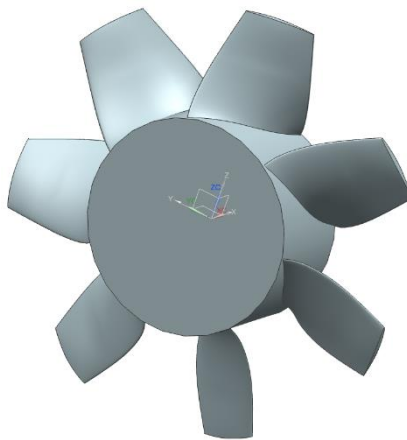
Rys. 4.3. Profile określające kształt łopatki wirnikowej wentylatora osiowego o parametrach znamionowych $Q=5m^3/s$ oraz $\Delta p_c=400Pa$.

Po odpowiednim ustawieniu profilu można przystąpić do budowy wirtualnego modelu łopatki. Sprawdzone praktycznie sposobem wykonania trójwymiarowego modelu łopatki jest wykorzystanie funkcji pozwalającej na zbudowanie bryły w oparciu o utworzone przekroje. Następnie tak wykonaną bryłę „przycina się” okręgami reprezentującymi piastę oraz osłonę wentylatora co zostało pokazane na rysunku nr 4.4.



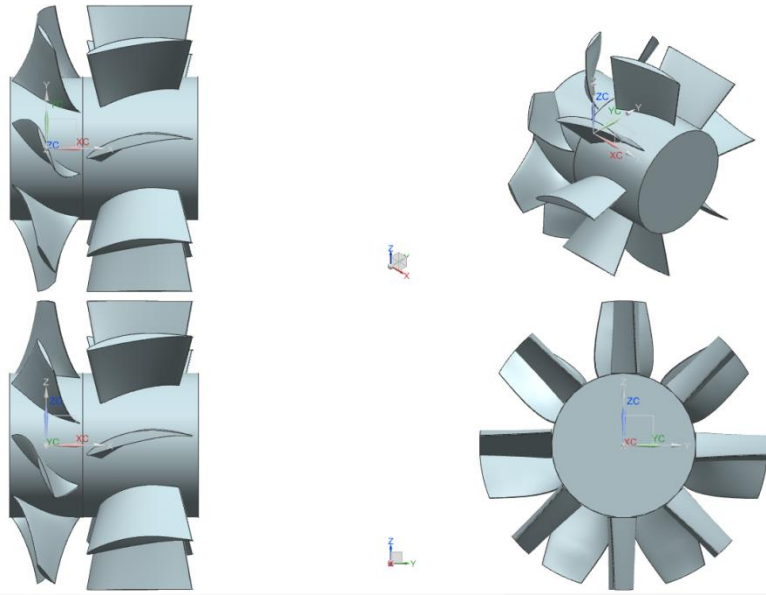
Rys. 4.4. Wykonana łopatką wirnikowej wentylatora osiowego o parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ oraz $\Delta p_c=400Pa$.

W celu odtworzenia całego wieńca wirnikowego należy wykonać kopie łopatki dla określonego przesunięcia kąowego. W opisywanym przypadku wieńiec wirnikowy jest wyposażony w 7 łopatek wobec czego wystarczy wykonać 6 kopii dla przesunięcia kąowego wynoszącego $\frac{360^0}{7}$. Na rysunku nr 3.5 pokazano cały wieńiec wirnikowy projektowanego wentylatora osiowego o parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ oraz $\Delta p_c=400Pa$.

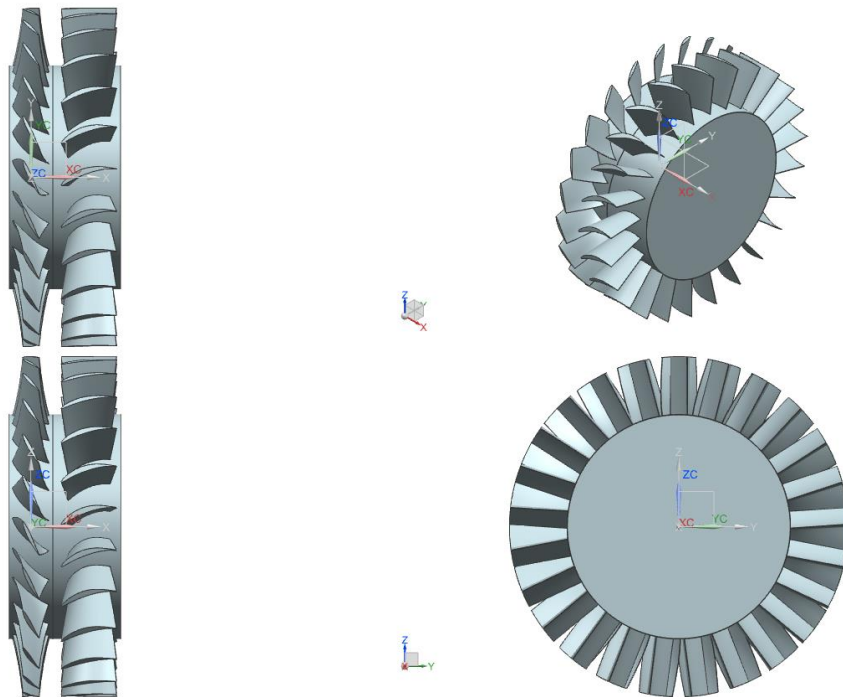


Rys. 4.5. Wieniec wirnikowy wentylatora projektowanego wentylatora osiowego o parametrach znamionowych $Q=5m^3/s$ oraz $\Delta p_c=400Pa$.

Opisany wyżej sposób budowy wirtualnych modeli wentylatora na podstawie danych uzyskanych w etapie analitycznego projektowania wentylatora, wykorzystano przy budowie modelu wieńca kierownic. Na rysunku nr 4.6 pokazano wieńiec wirnikowy wentylatora osiowego wraz z wieńcem kierownic z zachowaniem odpowiedniej odległości międzywieńcowej (tablica 2.8). Natomiast na rysunku 4.7 pokazano model wentylatora osiowego, o parametrach znamionowych $Q=8m^3/s$ oraz $\Delta p_c=3300Pa$, zbudowany w oparciu o wyżej opisaną procedurę.



Rys. 4.6. Model wentylatora o parametrach znamionowych $Q=5m^3/s$ oraz $\Delta p_c=400Pa$.



Rys. 4.7. Model wentylatora o parametrach znamionowych $Q=8m^3/s$ oraz $\Delta p_c=3300Pa$.

4.3 Odwzorowanie geometrii wentylatorów osiowych z wykorzystaniem metod inżynierii odwrotnej

Wykonując przepływowe analizy numeryczne należy zdawać sobie sprawę z tego, iż uzyskiwane wyniki mogą być obarczone błędami wynikającymi z istoty metod numerycznych. Wobec tego niezbędna jest ocena poprawności uzyskiwanych wyników czyli np. porównanie wyników numerycznych z wynikami doświadczalnymi dla tego samego modelu. Takie sprawdzenie pozwala na ocenę

m. in. wpływu „jakości” siatki numerycznej, zastosowanego modelu turbulencji, warunków brzegowych na wyniki symulacji. Oczywiście nie oznacza to konieczności sprawdzenia każdego przypadku obliczeniowego bo wtedy tracą sens metody numeryczne. Należy porównać wybrane przypadki badań numerycznych których liczba wynika głównie z doświadczenia osoby prowadzącej takie symulacje numeryczne.

Na potrzeby oceny poprawności zastosowanych parametrów siatki numerycznej, warunków brzegowych i modelu turbulencji wykonano wirtualne modele trzech rzeczywistych wieńców wirnikowych które zostały poddane badaniom doświadczalnym. Uzyskane wyniki numeryczne i doświadczalne zostaną podane i omówione w dalszej części pracy.

Wirtualne modele wieńców wirnikowych uzyskano stosując nowoczesne techniki inżynierii odwrotnej – skanowanie optyczne. Skan rzeczywistych wieńców wirnikowych wykonano przy użyciu bezdotykowego skanera optycznego *GOM ATOS 2*. Podstawą procesu skanowania jest analiza linii w serii prążków rzutowanych na powierzchnię obiektu. Prążki te są rejestrowane przez kamerę i przetwarzane za pomocą algorytmów uwzględniających parametry układu optycznego skanera [18]. W efekcie uzyskiwany jest zbiór punktów (chmura punktów) o współrzędnych x , y , z stanowiący odwzorowanie powierzchni skanowanego modelu. Moduły programowe dołączone do oprogramowania skanera optycznego pozwalają na zapis skanowanej powierzchni w postaci pliku *STL*, który stanowi siatkę trójkątów utworzonych na bazie chmury punktów. Taka siatka pozwala na przygotowanie wirtualnego modelu obiektu rzeczywistego niezbędnego do przeprowadzenia procesu dyskretyzacji oraz numerycznych symulacji przepływu. Poniżej omówiono proces odtwarzania geometrii wieńca wirnikowego, na przykładzie 12-łopatkowego wieńca wirnikowego wentylatora osiowego, którego łopaty zostały zbudowane w oparciu o profil *NACA 65-810* (rys. 4.8).

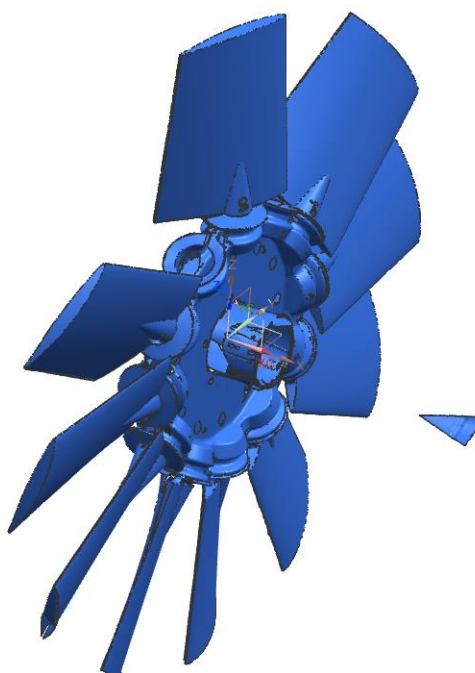


Rys. 4.8. 12-łopatwy wieńec wirnikowy wentylatora osiowego, profil łopat – *NACA 65 810*.

Wieniec ten składa się z piasty firmy *Multiwing*, która umożliwia skokową zmianę kąta nastawy łopatek oraz wymianę samych łopatek. Możliwe kąty

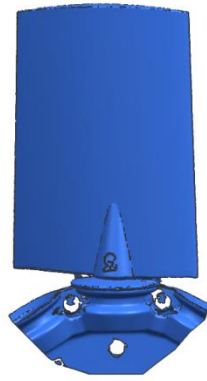
ustawienia łopatek w piaście, ustalone przez producenta, wynoszą: 25° , 30° , $32,5^{\circ}$, $37,5^{\circ}$, 40° , 45° oraz 50° . Średnica wewnętrzna piasty wynosi 285mm natomiast średnica zewnętrzna wirnika (wyznaczona przez wierzchołki łopat) 700mm . Oryginalny profil łopatek został zastąpiony profilem NACA 65-810 poprzez naniesienie na powierzchnię łopatek żywicy, która następnie została poddana obróbce mechanicznej.

Wyniki skanowania obiektu poddano obróbce graficznej w oprogramowaniu *Siemens NX 8.5*. Pierwszym etapem operacji odwzorowania geometrii wieńca wirnikowego wentylatora jest import siatki *STL* do ww. oprogramowania. Na rysunku nr 4.9 pokazano importowaną do oprogramowania *Siemens NX* importowaną geometrię wieńca wirnikowego.



Rys. 4.9. Geometria skanowanego wieńca wirnikowego.

Rozwiązania zastosowane w oprogramowaniu *Ansys Fluent* pozwalają na wykonanie numerycznej symulacji przepływu przez wieńiec wirnikowy w oparciu o jedną łopatkę (z zastosowaniem tzw. periodycznych warunków brzegowych). Taką łopatkę z fragmentem piasty pokazano na rysunku nr 4.10.



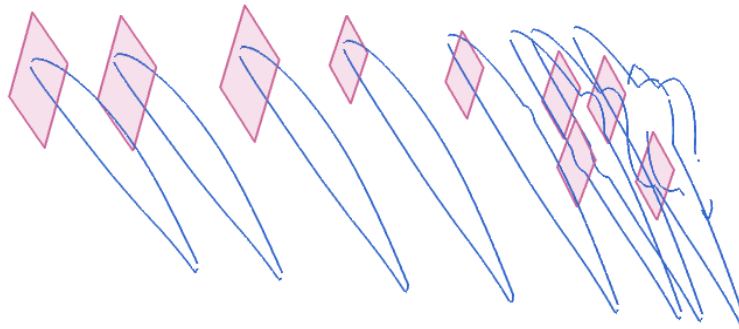
Rys. 4.10. Łopaska z zamkiem.

Obiekt po skanowaniu zawiera wiele typowych, dla tej metody, błędów dotyczących przede wszystkim jakości powierzchni, które należy poprawić. Jedną z najprostszych metod „naprawy” tego typu geometrii jest przecięcie uzyskanego obrazu kilkoma płaszczyznami i utworzenie zestawu przekrojów definiujących odtwarzaną geometrię. Wybrane przekroje pokazano na rysunku 4.11.



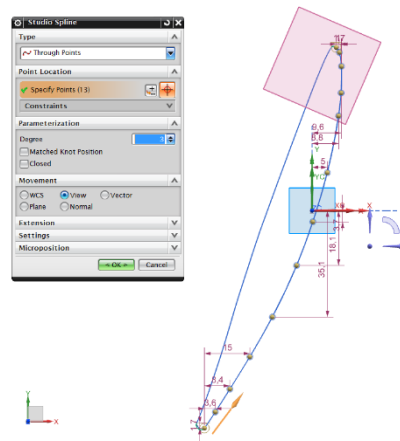
Rys. 4.11. Wybrane przekroje definiujące kształt łopatki.

W celu utworzenia modelu „mało zwichrzonej” łopatki (o stosunkowo małym kącie skręcenia pióra) o jakości niezbędnej do przeprowadzenia symulacji numerycznych, wymagane jest jedynie kilka przekrojów. Ilość krzywych wykorzystywanych do odwzorowania modelu nie może być zbyt duża gdyż w trakcie tworzenia geometrii może dojść do deformacji powierzchni. Wobec powyższego spośród wykonanych przekrojów (rys. 4.11) dokonano wyboru kilku krzywych do dalszego procesu odwzorowywania geometrii. Na rysunku nr 4.12 pokazano krzywe przeznaczone dla dalszego procesu odwzorowywania geometrii.



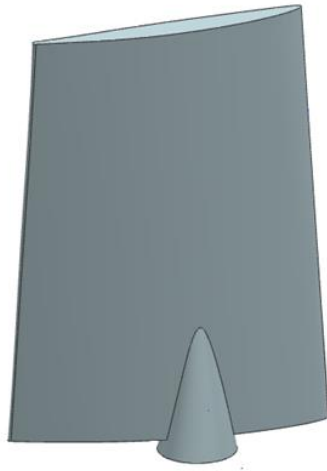
Rys. 4.12. Krzywe przeznaczone do utworzenia geometrii łopatki.

Należy zwrócić uwagę, że pokazane na rysunku nr 4.12 krzywe są „uszkodzone”. Wyraźnie widać nieciągłości, które należy naprawić. W tym celu wykorzystano krzywe typu *spline*, które należy „obrysować” na przygotowanych wcześniej przekrojach co pokazano na rysunku nr 4.13.



Rys. 4.13. Tworzenie krzywych typu *spline* na przekroju zeskanowanej łopatki wentylatora.

Ostatnim etapem prac było sporządzenie nowej geometrii łopatki poprzez tzw. wyciągnięcie po krzywych. Na rysunku nr 4.14 pokazano odwzorowany kształt łopatki wirnikowej 12-łopatkowego wieńca wirnikowego wentylatora osiowego.



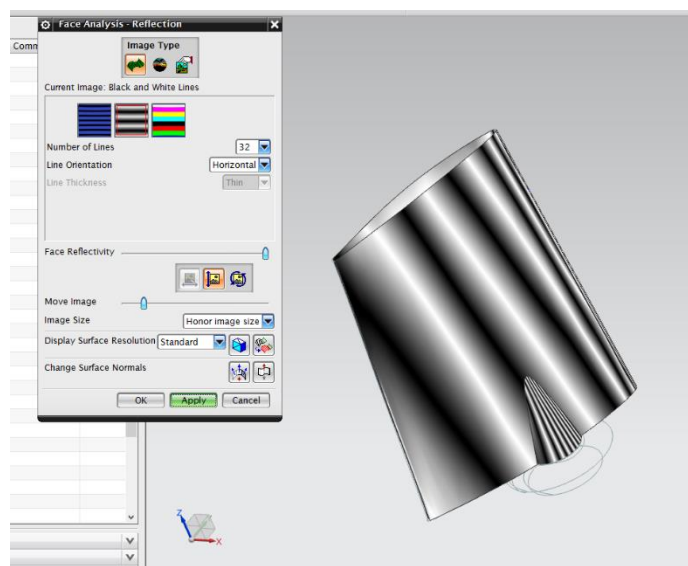
Rys. 4.14. Łopaska wieńca wirnikowego wentylatora osiowego.

Właściwą praktyką jest porównanie wirtualnej łopatki z modelem uzyskanym w wyniku operacji skanowania. Na rysunku nr 4.15 pokazano takie porównanie gdzie kolorem czerwonym oznaczono model po skanowaniu łopatki, a kolorem szarym wirtualny model końcowy. Przenikanie się kolorów świadczy o poprawnym wykonaniu wirtualnego modelu.



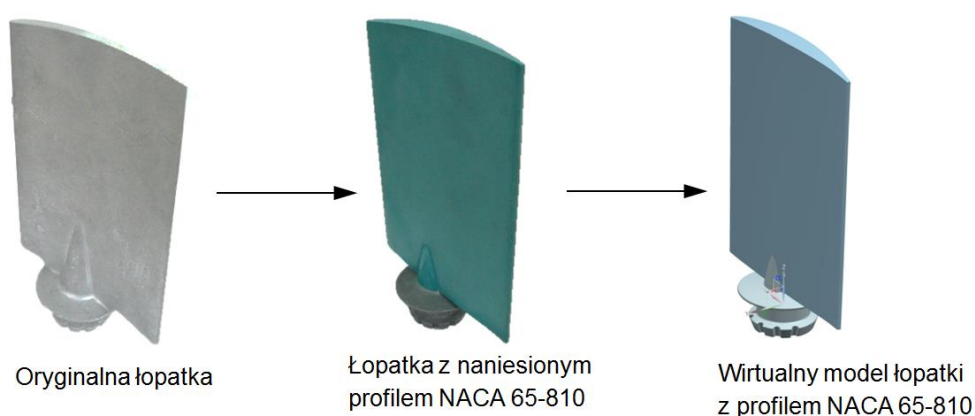
Rys. 4.15. Porównanie geometrii modelu wirtualnego (szary) z modelem uzyskanym w wyniku skanowania (czerwony).

W oprogramowaniu *Siemens NX* możliwe jest dokonanie wizualizacji typu „zebra” na powierzchni modelu co pozwala na wykrycie ewentualnych błędów w modelowanych powierzchniach. Na rysunku nr 4.16 przedstawiono tego typu jakościową analizę, która wykazała brak błędów związanych z „jakością” powierzchni.



Rys. 3.16. Analiza jakości wykonanej powierzchni łopatki wentylatora.

Na rysunku nr 4.17 pokazano schematycznie etapy modyfikacji oryginalnej łopatki firmy *Multiwing* poprzez nałożenie na nią profilu *NACA 65-810* (poprzez mechaniczne naniesienie żywicy) oraz ostateczną geometrię odwzorowanej łopatki.



Rys. 4.17. Łopatka oryginalnego wentylatora firmy *Multiwing*, łopatka wentylatora z naniesionym profilem *NACA 65-810*, wirtualny model łopatki z profilem *NACA 65-810* [40].

W podobny sposób odwzorowano wirtualne modele łopatek wirnikowych innych wieńców wirnikowych wykorzystywanych w badaniach doświadczalnych i numerycznych:

- 6-łopatkowy, profil łopatki *GA(W)-I*;
- 12-łopatkowy, profil łopatki *GA(W)-I*;
- 12-łopatkowy, oznaczenie łopatki *5ZL* (oryginalny wirnik firmy *Multiwing*).

W pracy zawarto również wyniki badań doświadczalnych i numerycznych jednego z wieńców wirnikowych objętych wcześniej wspomnianym projektem dot. wysokowydajnych wentylatorów osiowych.

Wieńce wirnikowe z profilami *GAW* oraz *NACA* powstały w wyniku naniesienia na oryginalne łopatki firmy *Multiwing* dodatkowego materiału w postaci żywicy epoksydowej. Następnie tak przygotowane powierzchnie poddano obróbce mechanicznej w celu uzyskania żądanego kształtu wynikającego ze współrzędnych definiujących obrys górny i dolny profili *GA(W)-I* oraz *NACA 65-810*.

Na rysunku nr 4.18 pokazano profile łopatek ww. trzech wieńców wirnikowych wykorzystywanych w badaniach doświadczalnych i numerycznych.

Profil *GA(W)-I* Profil *NACA 65-810* Profil *Multiwing*



Rys. 4.18. Profile łopatek trzech wieńców wirnikowych wykorzystywanych w badaniach doświadczalnych oraz numerycznych.

Powyżej opisana procedura stanowi prosty i szybki sposób odwzorowywania geometrii łopatek na podstawie skanowania obiektu rzeczywistego niezbędego do uzyskania modelu o dobrej jakości geometrii niezbędnej do przeprowadzenia numerycznych symulacji przepływu.

4.4 Przygotowanie modeli na potrzeby przeprowadzenia numerycznych symulacji przepływu

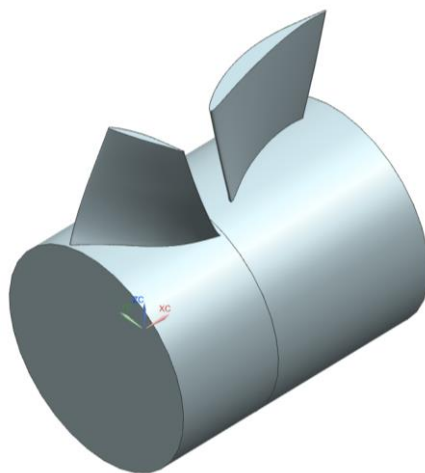
Obiekty wirtualne wykorzystywane w numerycznych symulacjach przepływu wymagają pewnych operacji w zakresie dostosowania ich geometrii do procesu dyskretyzacji obszaru obliczeniowego pól przepływu. W procesie tym należy też przeanalizować dostępne modele obliczeniowe pozwalające m. in. na skrócenie czasu obliczeń oraz czasu generowania siatki obliczeniowej. W przypadku oprogramowania *Ansys Fluent* tymi modelami są: *SRF* (*Single Reference Frame*), *MRF* (*Multiple Reference Frame*) oraz *Sliding Mesh*. Model *SRF* dedykowany jest do symulacji przepływu przez pojedynczy wieniec wirnikowy maszyny przepływowej dla przypadku przepływu ustalonego oraz nieustalonego. Model *MRF* dedykowany jest do modelowania przepływu przez kanały łopatkowe wielowieńcowych maszyn przepływowych. Model *MRF* można stosować dla przypadków przepływu ustalonego jak i nieustalonego. Ostatnim z wymienionych modeli maszyn wirnikowych, *Sliding Mesh*, jest przeznaczony do modelowania

przepływu przez kanały łopatkowe dla przypadku przepływu nieustalonego z silną interferencją pomiędzy wieńcami [3].

Cechą wspólną wyżej wymienionych modeli jest możliwość zastosowania tzw. okresowych (okresowych) warunków brzegowych. Okresowe warunki brzegowe znajdują zastosowanie w przypadku geometrii, w których pewne elementy są powtarzalne jak np. w przypadku wieńców łopatkowych wentylatorów osiowych. Warunki te pozwalają na budowę powtarzalnego „elementu” danej maszyny przepływowej, a zastosowanie okresowych warunków brzegowych umożliwia uwzględnienie interferencji między kolejnymi elementami modelu.

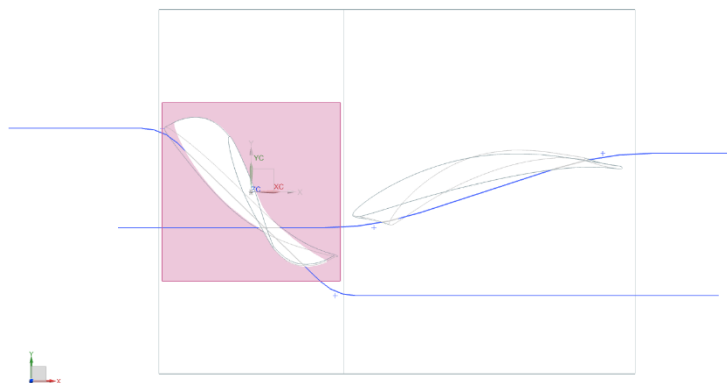
Poniżej przedstawiono metodę przygotowania modeli, na potrzeby numerycznych symulacji przepływu z wykorzystaniem okresowych warunków brzegowych, na przykładzie modelu wirnika wentylatora o parametrach znamionowych $Q=5m^3/s$ oraz $\Delta p_c=400Pa$.

Przygotowanie modelu do przeprowadzenia symulacji numerycznych rozpoczęto od budowy modelu przedstawionego na rys. 4.19, gdzie pokazano obiekt wirtualny zawierający tylko jedną łopatkę wirnikową i kierowniczą.



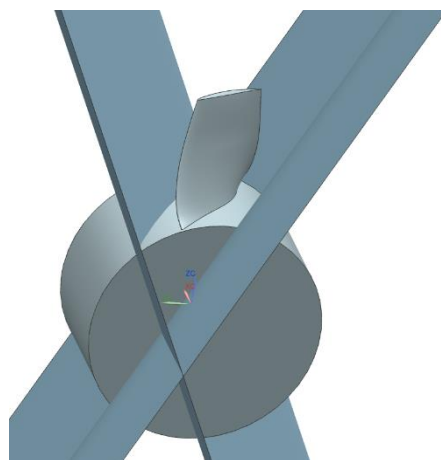
Rys. 4.19. Model do symulacji numerycznych z pojedynczą łopatką wirnikową i kierowniczą.

W następnym etapie tworzy się krzywe przeznaczone do „wycięcia” kanału przepływowego dla pojedynczej łopatki. Krzywe te najlepiej odwzorować na płaszczyźnie utworzonej w miejscu łączenia łopatek z piastą. Kształt krzywych musi wynikać z krzywizny łopatki jak również z planowanej geometrii kanału przepływowego. Kanał ten powinien stanowić wycinek przestrzeni międzyłopatkowej, którego ściany boczne będą w równej odległości od sąsiadujących łopatek. Zapewni to możliwość lepszego rozłożenia siatki numerycznej w danej objętości. Na rysunku 4.20 pokazano wrysowane krzywe dla wieńca wirnikowego i kierowniczego modelu wentylatora o parametrach znamionowych $Q=5m^3/s$ oraz $\Delta p_c=400Pa$.



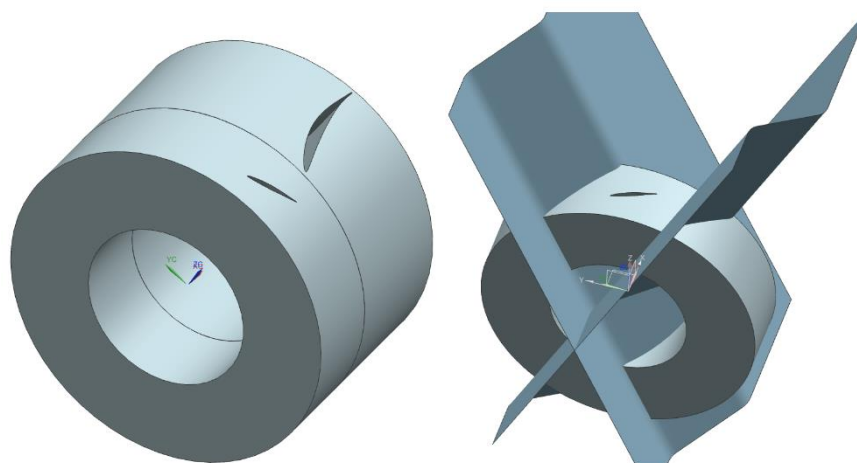
Rys. 4.20. Krzywe przeznaczone do wycięcia kanału przepływowego dla pojedynczej łopatki wirnikowej i kierowniczej.

W oparciu o wyżej wspomniane krzywe zbudowano powierzchnie, które następnie obrócono o zadany kąt, wynikający z liczby łopatek w wieńcu wirnikowym i kierowniczym. W prezentowanym przykładzie wentylator posiada siedem łopatek wirnikowych oraz osiem łopatek wieńca kierownic, wobec tego kąt rozwarcia modelowanego kanału przepływowego powinien wynosić dla wieńca wirnikowego oraz kierowniczego odpowiednio: $51,43^{\circ}$ oraz 45° . Na rysunku nr 4.21 pokazano ww. przygotowane płaszczyzny dla kanału przepływowego pojedynczej łopatki wieńca wirnikowego.



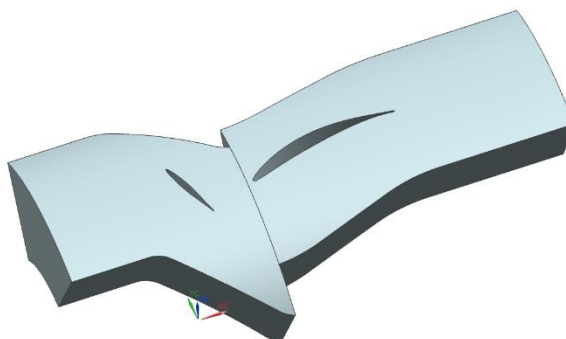
Rys. 4.21. Powierzchnie ograniczające kanał przepływowy dla pojedynczych łopatek na przykładzie wieńca wirnikowego.

W celu utworzenia obszaru obliczeniowego należało następnie „wyciąć” geometrie łopatek od otaczającej ich objętości. W tym celu wykorzystano okręgi definiujące piastę oraz osłonę wentylatora. Poprzez „wyciągnięcie” w programie CAD tych okręgów tworzy się objętość (rys. 4.22) obejmującą łopatkę wirnikową oraz kierowniczą. Następnie obie łopatki usunięto z utworzonej bryły, pozostawiając w miejscach łopatek puste przestrzenie. Na rysunku nr 4.22 pokazano taki obiekt z widocznymi płaszczyznami przeznaczonymi do budowy wycinka modelu wentylatora.



Rys. 4.22. Geometria po wycięciu geometrii łopatek z widocznymi płaszczyznami przeznaczonymi do budowy wycinka modelu wentylatora (na przykładzie geometrii wieńca wirnikowego).

Wykorzystując wcześniej utworzone płaszczyzny uzyskano obszar tzw. domeny obliczeniowej, którą można poddać procesowi dyskretyzacji określając odpowiednie warunki brzegowe. Przy poprawnie wykonanym modelu oraz siatce numerycznej wystarczające jest aby płaszczyznę wlotu i wylotu przesunąć o długość piasty odpowiednio wieńca wirnikowego i kierowniczego. Wskazują na to wyniki symulacji numerycznych [40]. Na rysunku nr 4.23 pokazano finalny model wentylatora po wykonaniu wszystkich operacji przygotowania do procesu dyskretyzacji obszaru przepływowego.



Rys. 4.23. Geometria wentylatora o parametrach znamionowych $Q=5m^3/s$ oraz $\Delta p_c=400Pa$ przygotowana do procesu dyskretyzacji.

Wyżej opisana procedura pozwala na stosunkowo „szybką” budowę modeli wentylatorów osiowych na potrzeby symulacji numerycznych.

4.5 Budowa siatek obliczeniowych, zagadnienia ogólne

Niezwykle trudnym i czasochłonnym procesem jest budowa poprawnej, dostosowanej do analizowanego zagadnienia siatki obliczeniowej. Sam proces budowy siatki jest niezwykle istotny ze względu na oczekiwane wyniki badań – w szczególności dotyczy przypadków analiz numerycznych dla modeli o skomplikowanych kształtach. Proces ten wymaga dużego doświadczenia jak

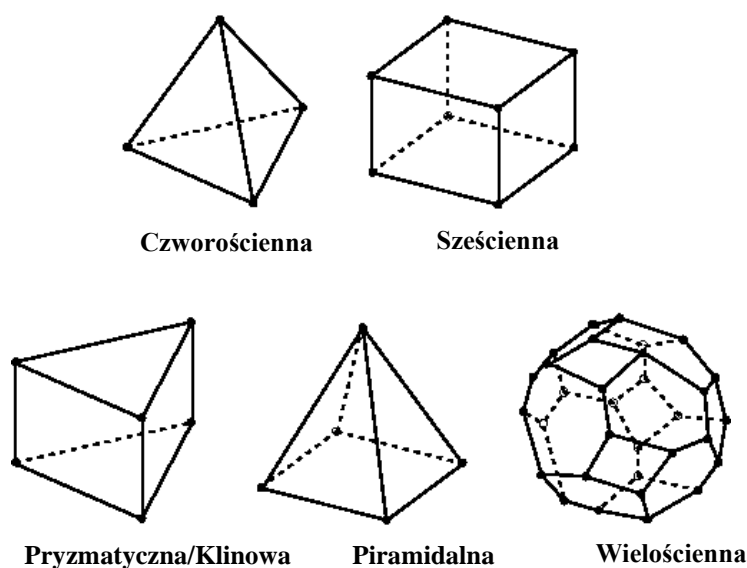
i znajomości istotnych zjawisk fizycznych zachodzących w złożonych zagadnieniach przepływowych. Należy dodać, że sposób konstruowania siatki obliczeniowej warunkuje m. in. właściwe wyniki obliczeń numerycznych.

Ogólne wytyczne dotyczące poprawnej budowy siatek numerycznych można znaleźć w literaturze np.: [4], [30], [56]. Poniżej przedstawiono zasadnicze rodzaje siatek obliczeniowych do których należą:

- siatki strukturalne;
- blokowe siatki strukturalne;
- siatki niestukturalne;
- siatki hybrydowe.

Szerzej przedstawiono proces budowy hybrydowej siatki obliczeniowej dla przypadku analizy przepływu przez wieniec wirnikowy wentylatora osiowego.

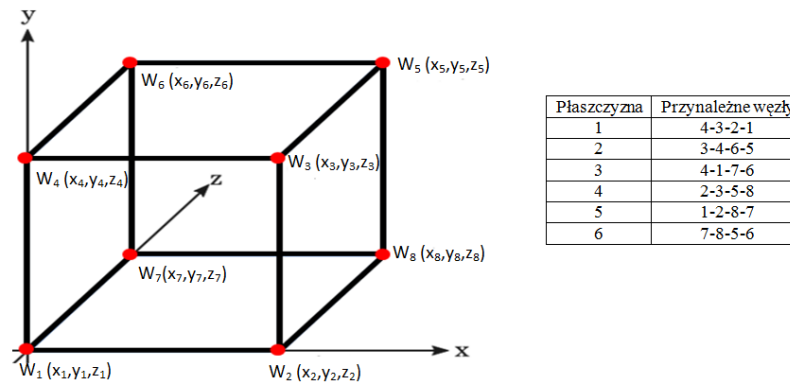
Oprogramowanie *Ansys Fluent* do procesu obliczeń wykorzystuje siatki trójwymiarowe składające się z komórek czworościennych, sześciennych, wielościennych, piramidalnych lub pryzmatycznych/klinowych oraz ich kombinacji. Na rysunku nr 4.24. pokazano wyżej wymienione objętościowe elementy dyskretyzujące.



Rys. 4.24. Objętościowe elementy dyskretyzujące [3].

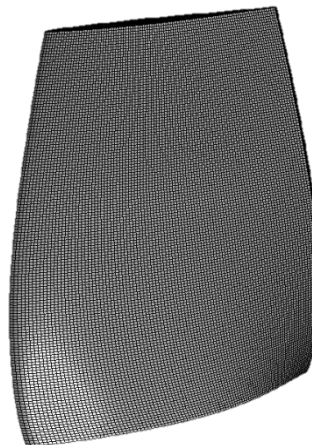
Trójwymiarowe siatki strukturalne są to siatki cechujące się regularną strukturą utworzoną przez rodzinę linii, które są równoległe oraz prostopadłe do opływającego ciała lub do kierunku przepływu – zgodne z przepływem. Własnością rodzin linii jest to, że linie w danej rodzinie się nie przecinają tzn. że rodzina np. linii poziomych nie przecina się wzajemnie a z sąsiednią rodziną linii pionowych każda linia przecina się tylko raz. Dzięki tej własności łatwo jest numerować punkty przecięcia siatki (węzły) w sposób jednoznaczny przy użyciu trzech wskaźników. W przypadku strukturalnych siatek trójwymiarowych wykorzystywane są elementy

sześcienne (rys. 4.24). Sposób numerowania węzłów i płaszczyzn dla elementu sześciennego pokazano na rysunku nr 4.25.



Rys. 4.25. Numerowanie węzłów i płaszczyzn dla sześciennego elementu siatki.

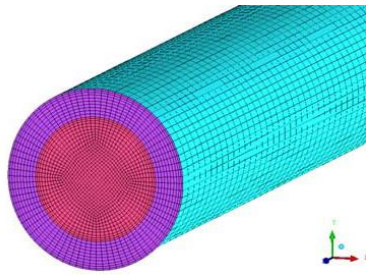
Każda siatka strukturalna jest logicznie równoważna siatce kartezjańskiej, przy czym mogą być one zarówno ortogonalne, nieortogonalne oraz nierównomierne (zagęszczone), np. w obszarze silnych gradientów parametrów gazodynamicznych (obszarze warstwy przyściennej itp.). Wadą tego rodzaju siatek jest uzyskiwanie na nich dobrych wyników wyłącznie dla geometrycznie prostych obszarów obliczeniowych. Na rysunku nr 4.26 pokazano strukturalną siatkę numeryczną wykonaną na powierzchni modelu łopatki wieńca wirnikowego wentylatora osiowego.



Rys. 4.26. Siatka strukturalna wykonana na powierzchni łopatki wieńca wirnikowego wentylatora osiowego.

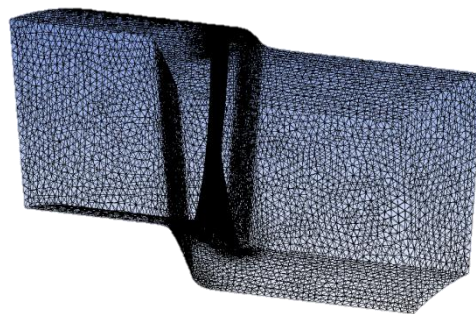
Siatki blokowo-strukturalne pozwalają na podział obszaru obliczeniowego na podobszary dla których budowa siatki jest różna. Sam podział na podobszary wynika z analizowanego zagadnienia przepływowego. Bloki siatki buduje się w taki sposób by możliwe było uzyskanie dokładniejszych wyników w obszarach o znacznych zmianach parametrów przepływu. W tych obszarach zagęszcza się siatkę natomiast w pozostałych wykorzystuje się siatki o większych rozmiarach. Taki sposób budowy siatek numerycznych pozwala na przyspieszenie obliczeń bez utraty poprawności

uzyskiwanych wyników. Na rysunku nr 4.27 pokazano przykład blokowej siatki strukturalnej.



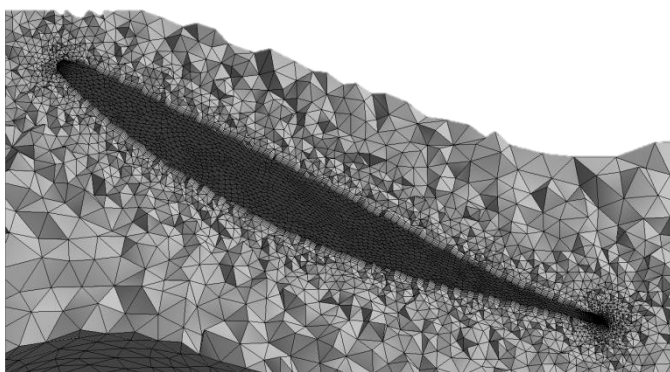
Rys. 4.27. Blokowa siatka strukturalna [41].

Siatki niestructuralne są wykorzystywane do numerycznych analiz pól przepływu wokół obiektów o złożonej geometrii. Ich główną zaletą jest możliwość dobrego „dopasowania” do krzywoliniowych powierzchni obszarów obliczeniowych. W przypadkach trójwymiarowych najczęściej wykorzystywanymi elementami dyskretyzującymi objętość obszarów obliczeniowych są elementy czworosienne lub piramidalne (rys. 4.24), natomiast na brzegach modeli obliczeniowych stosuje się elementy trójkątne (2D). Na rysunku nr 4.28 pokazano przykład trójwymiarowej siatki niestructuralnej wykonanej dla modelu wieńca wirnikowego wentylatora osiowego.



Rys. 4.28. Niestructuralna siatka trójwymiarowa wykonana dla modelu wieńca wirnikowego wentylatora osiowego.

Numeryczne siatki hybrydowe stanowią połączenie siatek strukturalnych i niestructuralnych. Ze względu na dużą złożoność geometryczną analizowanego przypadku zasadnym jest zastosowanie siatek niestructuralnych. Jednak siatki te nie pozwalają na poprawne wyniki w obszarach dużych gradientów parametrów przepływu i mogą być przyczyną uzyskiwania mniej wiarygodnych wyników lub nawet błędnych [3]. Wobec tego w obszarze warstwy przyściennej buduje się siatkę składającą się z elementów pryzmatycznych. Tak zbudowana siatka określana jest mianem siatki hybrydowej, która zapewnia większą wiarygodność uzyskiwanych wyników niż w przypadku zastosowania siatki niestructuralnej bez wydzielenia obszaru warstwy przyściennej. Na rysunku nr 4.29 pokazano przekrój siatki hybrydowej, z widocznymi elementami pryzmatycznymi w obszarze warstwy przyściennej, wykonanej dla modelu wieńca wirnikowego wentylatora osiowego.



Rys. 4.29. Przekrój siatki hybrydowej wykonanej dla modelu wieńca wirnikowego wentylatora osiowego.

Wybór rodzaju siatki zależy przede wszystkim od geometrii modelu jak również od rodzaju realizowanych obliczeń. Dokonując wyboru typu siatki należy rozważyć następujące kwestie:

- czas generowania siatki;
- koszt obliczeniowy;
- dyfuzję numeryczną.

Większość problemów przepływowych dotyczy przepływów wewnętrznych lub zewnętrznych związanych ze złożonymi geometriami. Budowa siatek strukturalnych lub blokowych siatek strukturalnych dla skomplikowanych geometrii może być niezwykle czasochłonna, jeśli nie niemożliwe [3]. Czas przygotowania siatek dla złożonych modeli można zmniejszyć poprzez zastosowanie siatek niestructuralnych z wykorzystaniem np. elementów czworościennych.

Jednak istnieją pewne „zagrożenia” wynikające z zastosowania siatek strukturalnych lub o strukturze blokowej do skomplikowanych geometrii. Zastosowanie ww. rodzajów siatek do złożonych modeli może doprowadzić do nadmiernego uproszczenia ich geometrii i problemów z osiągnięciem „dobrej jakości” siatki.

W przypadkach złożonych geometrii, lub dużej skali długości przepływu, można utworzyć siatkę czworościenną, która będzie posiadała znacznie mniejszą liczbę komórek niż odpowiadająca jej siatka złożona z elementów sześciennych. Jest to spowodowane możliwością grupowania komórek czworościennych w wybranych obszarach utworzonej domeny obliczeniowej w przeciwieństwie do siatek strukturalnych.

Negatywną cechą siatek wykonanych w oparciu o elementy czworościenne jest ich współczynnik kształtu, który wpływa na tzw. „skośność siatki”. Duża skośność siatki może w znacznym stopniu utrudniać uzyskanie zbieżności rozwiązania oraz znacząco wpłynąć na dokładność wyników. Stąd też w przypadku prostych geometrii, w których przepływ odpowiada ich kształtowi (np. długi kanał) lepszym rozwiązaniem jest budowa siatek z elementami sześciennymi. W takim

wypadku siatka będzie posiadać znacznie mniej komórek niż siatka wykonana w oparciu o elementy czworościenne co w praktyce będzie oznaczać skrócenie czasu realizacji obliczeń. Z drugiej strony przekształcenie całej siatki czworościennej w siatkę wielościnną pozwoli na zmniejszenie liczby komórek.

W przypadku wyboru siatki dla rozważanych przypadków obliczeniowych stwierdzono, w wyniku wielu wstępnych obliczeń, iż warto korzystać z ogólnie zalecanych wskazówek zawartych m. in w [3]:

- dla prostych geometrii należy stosować elementy sześciennie;
- dla przypadków umiarkowanie złożonych geometrii stosować niestrukturalne siatki o elementach sześciennych;
- dla stosunkowo złożonych geometrii stosować siatki czworościenne z warstwami pryzmatycznymi (w szczególności w obszarze warstwy przyściennej);
- w przypadku bardzo złożonych geometrii należy używać wyłącznie elementów czworościennych.

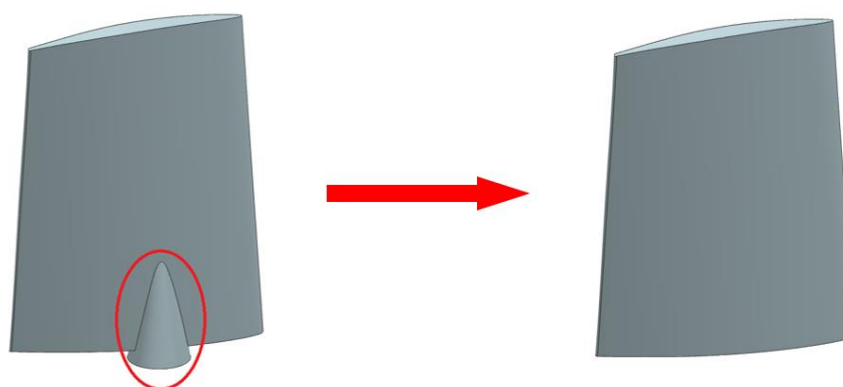
Jednym ze źródeł błędów pojawiających się w trakcie symulacji numerycznych jest tzw. dyfuzja numeryczna. Dyfuzja numeryczna jest często nazywana „fałszywą dyfuzją” a termin ten wynika z faktu, iż nie jest ona rzeczywistym zjawiskiem a jej wpływ na wyniki obliczeń jest analogiczny do zwiększenia rzeczywistego współczynnika dyfuzji [3]. Dyfuzja numeryczna jest najbardziej zauważalna podczas symulacji przepływu przypadków zdominowanych przez konwekcję tj. wtedy gdy rzeczywista dyfuzja jest mała. Wszystkie schematy numeryczne przeznaczone do rozwiązywania zagadnień przepływowych zawierają skończoną liczbę dyfuzji numerycznej. Wynika to z definicji dyfuzji numerycznej, która powstaje w wyniku błędów skracania (błędów dyskretyzacji) będących konsekwencją przedstawiania równań mechaniki płynów w postaci dyskretnej. Ilość dyfuzji numerycznej jest odwrotnie proporcjonalna do rozdzielczości siatki numerycznej, zatem jednym ze sposobów uniknięcia nadmiernej dyfuzji jest poprawa jakości siatki, np. zagęszczenie jej. Najmniejszą dyfuzję numeryczną uzyskuje się w przypadkach wykorzystania siatek strukturalnych. Dotyczy to jednak modeli o mało skomplikowanej geometrii. W przypadkach skomplikowanych kształtów, dla których niezbędne są elementy np. czworościenne w celu ograniczenia dyfuzji numerycznej wykorzystuje się elementy pryzmatyczne w obszarach warstwy przyściennej tworząc tzw. siatki hybrydowe.

4.6 Budowa siatek dla zagadnień trójwymiarowych

Po właściwym przygotowaniu i zamodelowaniu obiektu badań (wg. zasad podanych w pkt. 4.4) można przejść do budowy przestrzennej siatki obliczeniowej. Jest to jeden z ważniejszych procesów przygotowywania modeli do przeprowadzenia symulacji numerycznych.

W przypadku analiz numerycznych przepływu czynnika roboczego przez wieńce łopatkowe wentylatorów osiowych kształt i rozmiar obszaru obliczeniowego jest z góry podyktowany przez kanał przepływowy wentylatora. Należy jednak pamiętać o „przedłużeniu” kanału po stronie wlotu i wylotu w celu wprowadzenia odpowiednich warunków brzegowych. Jednakże nie należy tworzyć zbyt długiego obszaru przed i za wieńcami łopatkowymi, chyba że zachodzi taka konieczność, gdyż wpłynie to na wzrost oporu tarcia i zaniżenie osiągniętych osiągów badanego wentylatora. Następną rzeczą, którą należy rozważyć, to rodzaj siatki zastosowanej w danym przypadku obliczeniowym. Z analizy wielu przypadków obliczeniowych wynika, że zadowalające wyniki symulacji numerycznych przepływu przez wieńce łopatkowe wentylatorów osiowych uzyskuje się stosując siatki hybrydowe. Jak już wcześniej wspomniano, hybrydowe siatki numeryczne pozwalają na właściwą dyskretyzację skomplikowanej geometrii z zagęszczeniem elementów siatki w obszarze, spodziewanych, największych zmian parametrów przepływu. Poniżej zostanie opisany proces budowy tego typu siatki, w module *Mesh* oprogramowania *Ansys*, dla modelu wieńca wirnikowego wentylatora osiowego na przykładzie wieńca wirnikowego na którego łopatki obrano profil *NACA 65-810*.

Przed przystąpieniem do procesu dyskretyzacji modelu należy się zastanowić nad możliwością uproszczenia geometrii. W tym przypadku usunięto z modelu łopatki trzpień stanowiący wzmocnienie pióra łopaty w miejscu łączenia z zamkiem. Efekt uproszczenia geometrii pokazano na rysunku 4.30.

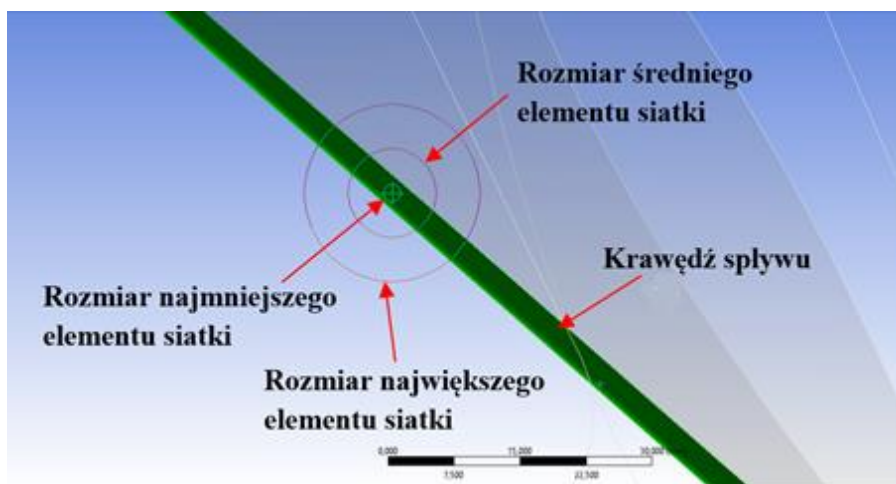


Rys. 4.30. Uproszczenie geometrii łopatki wirnikowej – usunięcie trzpienia.

Po utworzeniu modelu wentylatora wraz z odpowiednim dla niego obszarem obliczeniowym (wg pkt. 4.4), w pierwszym etapie dyskretyzacji, należy zbudować siatkę na powierzchniach łopatek oraz płaszczyznach brzegowych ograniczających kanał przepływowy (obszaru obliczeniowego). W przypadku stosunkowo prostych

geometrii obiektów przeznaczonych do analiz numerycznych możliwa jest budowa siatki strukturalnej. W konsekwencji istnieje możliwość budowy tego typu siatki w całym obszarze obliczeniowym, której zalety jak i wady zostały omówione powyżej. W przypadkach skomplikowanych kształtów budowę siatki obliczeniowej należy stosować elementy trójkątne lub czworokątne. W prezentowanym przykładzie, jak już wcześniej wspomniano, zaprezentowany zostanie proces budowy siatki hybrydowej, składającej się z elementów trójkątnych (na powierzchniach brzegowych) oraz elementów pryzmatycznych w obszarze warstwy przyściennej.

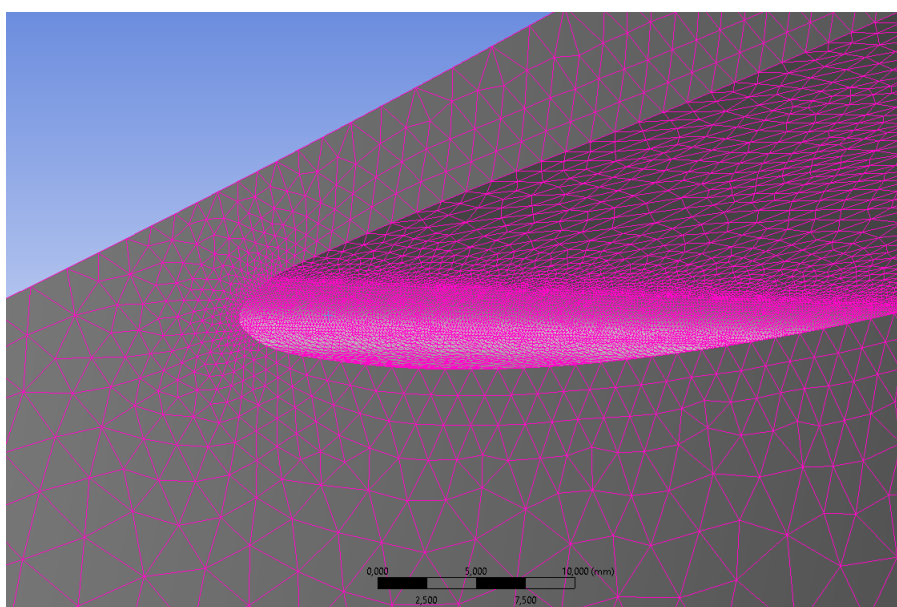
Przy budowie siatki trójkątnej, na powierzchniach bocznych, należy pamiętać o jej odpowiednim zagęszczeniu w miejscach, w których można się spodziewać dużych gradientów parametrów gazodynamicznych jak również w miejscach w których geometria cechuje się dużą krzywizną lub płaszczyznami o znacząco mniejszej powierzchni w porównaniu do pozostałych płaszczyzn. W przypadku łopatki wieńca wirnikowego wentylatora osiowego tymi newralgicznymi obiektami są krawędź spływu, krawędź natarcia oraz wierzchołek łopatki (w przypadku analiz z uwzględnieniem szczeliny wierzchołkowej). Z tego też powodu wygodniej jest aby ww. geometrie zostały zamodelowane jako indywidualne powierzchnie, dla których będzie można oddzielnie zdefiniować rozmiar elementów siatki. Znając np. promień zaokrąglenia krawędzi spływu można dobrać taką wielkość siatki trójkątnej aby na danym przekroju łopatki znalazło się np. 10 elementów siatki. W przypadku braku znajomości powyższego parametru można posłużyć się wskaźnikiem oprogramowania składającego się z 3 okręgów symbolizujących rozmiar najmniejszego, średniego oraz największego elementu siatki. Średnice okręgów, określają globalne rozmiary elementów siatki i za ich pomocą można, wizualnie, definiować wymagane lokalne rozmiary elementów siatki. Jednakże w obu przypadkach wymagane jest od użytkownika doświadczenie w budowie siatki i jej lokalnym zagęszczeniu. Sposób wykorzystania wskaźnika rozmiaru elementów siatki pokazano, na przykładzie krawędzi spływu, na rysunku 4.31.



Rys. 4.31. Zastosowanie wskaźnika wielkości elementów siatki.

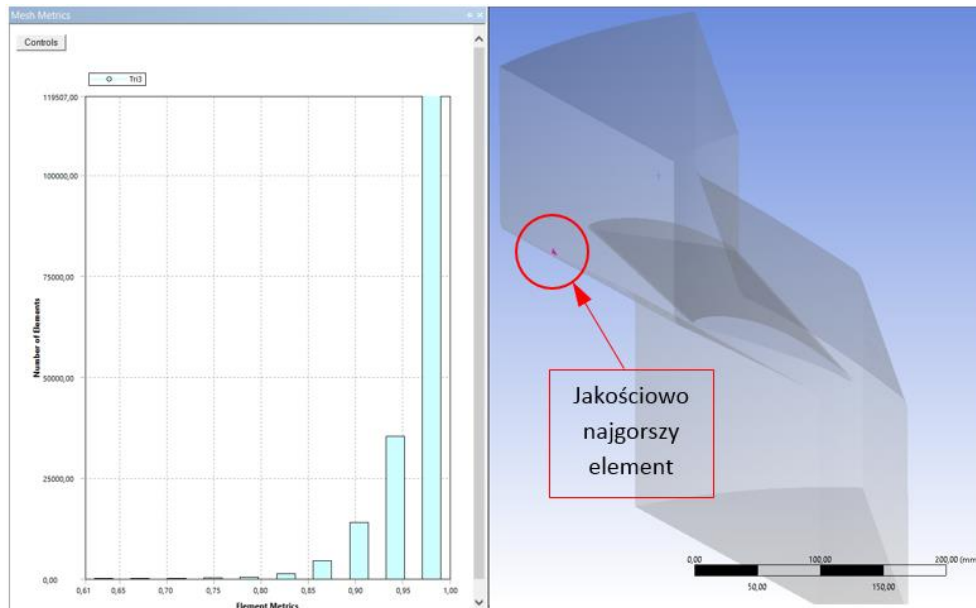
Po zdefiniowaniu lokalnych rozmiarów elementów siatki dobrą praktyką jest wygenerowanie podglądu siatki na powierzchniach obszaru obliczeniowego w celu jakościowej oceny poprawności „rozłożenia” siatki obliczeniowej. Czynność ta pozwala na oszczędzenie czasu budowy siatki gdyż dokonywanie jej modyfikacji po wygenerowaniu w całej objętości wymaga znacznie więcej czasu niż modyfikacje siatki po wykonaniu jej podglądu na powierzchniach obszaru obliczeniowego. Doświadczenie wynikające z wielokrotnej budowy siatek pokazuje, że w przypadku prawidłowego określenia wielkości elementów siatki na powierzchniach obszaru obliczeniowego, właściwa również zostanie wykonana siatka w całej objętości domeny (z zachowaniem odpowiednich ustawień globalnych wielkości elementu siatki).

Podczas jakościowej oceny rozłożenia siatki na powierzchniach obszaru obliczeniowego należy zwrócić szczególną uwagę na odwzorowanie małych krzywizn modelu oraz ewentualne zniekształcenia małych powierzchni. Na rysunku nr 4.32 pokazano podgląd siatki numerycznej, utworzonej z wykorzystaniem elementów trójkątnych, z widoczną krawędzią natarcia spełniającej wymagania dotyczące właściwego rozmieszczenia elementów siatki i odwzorowania powierzchni.



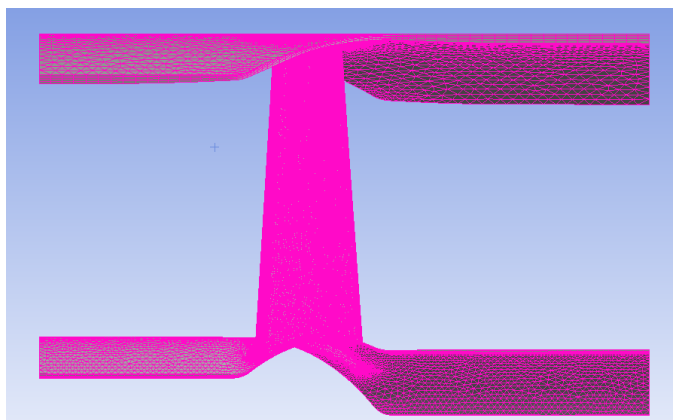
Rys. 4.32. Podgląd siatki numerycznej wykonanej na brzegach obszaru obliczeniowego.

Po zbudowaniu siatki na powierzchniach obszaru obliczeniowego dobrą praktyką jest wstępne sprawdzenie wskaźników jakości wykonanej siatki. Na rysunku nr 4.33 pokazano rozkład elementów siatki pod względem jakości, w funkcji liczby jej elementów wraz z widocznym, najgorszym jakościowo, elementem siatki. Element ten znajduje się daleko od łopatki wirnikowej wokół której siatka z założenia ma być jakościowo najlepsza. W przypadku gdy jakość elementów siatki jest niewystarczająca lub występują niedoskonałości w odwzorowaniu powierzchni należy zmniejszyć rozmiar elementów siatki.



Rys. 4.33. Rozkład jakości siatki wykonanej na powierzchniach obszaru obliczeniowego.

Po sprawdzeniu siatki wykonanej na powierzchniach obszaru obliczeniowego i upewnieniu się co do jakości jej elementów, w przypadku siatek hybrydowych, należy przystąpić do budowy elementów pryzmatycznych w obszarze warstwy przyściennej. W przypadku analiz przepływu przez wieńce łopatkowe maszyn wirnikowych konieczne jest utworzenie warstwy elementów pryzmatycznych na powierzchniach łopatek, piasty oraz osłon ww. maszyn. Na rysunku nr 4.34 pokazano 5 warstw elementów pryzmatycznych utworzonych w obszarze warstwy przyściennej. Jak wykazały doświadczenia [40] jest to wystarczająca liczba warstw tych elementów zapewniająca odpowiednią dokładność obliczeń.



Rys. 4.34. Warstwy elementów pryzmatycznych w obszarze warstwy przyściennej.

Wielkość elementu pryzmatycznego znajdującego się w bezpośrednim sąsiedztwie powierzchni na której jest tworzony zależy od wcześniej zdefiniowanej wielkości elementu trójkątnego. Wielkość kolejnych elementów w warstwach zależy od wybranego przez użytkownika postępu geometrycznego tworzenia się tych

elementów. Również w tym przypadku należy dokonać oceny jakościowej i ilościowej wygenerowanych elementów pryzmatycznych.

Po upewnieniu się co do jakości wykonanej, na powierzchniach obszaru obliczeniowego siatki trójkątnej oraz elementów pryzmatycznych w obszarze warstwy przyściennej, można przejść do wygenerowania siatki w całej objętości domeny obliczeniowej. Jednakże po jej utworzeniu należy jeszcze raz sprawdzić jakość elementów uzyskanej siatki, gdyż to ona w głównej mierze rzutuje na dokładność obliczeń. Głównymi wskaźnikami jakości siatki, które należy sprawdzić jest skośność oraz ortogonalność elementów. Zaleca się [4] aby dla siatek hybrydowych skośność była mniejsza od 0,95 natomiast ortogonalność większa od 0,05. Siatki, których elementy cechują się wskaźnikami zawierającymi się w powyższy granicach są „akceptowalne” do prowadzenia na nich badań numerycznych.

Dobłą praktyką jest nazwanie odpowiednich powierzchni reprezentujących warunki brzegowe w późniejszych symulacjach numerycznych. W module *Mesh*, oprogramowania *Ansys*, nazwy te można nadać zarówno przed jak i po utworzeniu siatki numerycznej. Wykorzystuje się do tego celu instrukcję *Create Named Selection*. Po wywołaniu tej instrukcji można nadać dowolną nazwę dla wybranej powierzchni. Jednak dowolne nazwy wymagają zweryfikowania żadanego warunku brzegowego przed inicjalizacją obliczeń. Warto w tym przypadku nadawać nazwy zgodne z warunkami brzegowymi przypisanymi w oprogramowaniu *Ansys Fluent*. Dlatego też po utworzeniu siatki nadano następujące nazwy dla wspomnianych powierzchni:

- wlot do wentylatora: *Mass Flow Inlet* (w zakresie wysokich wydatków przepływu) oraz *Pressure Inlet* (dla zakresu średnich i niskich wydatków przepływu)
- wylot z wentylatora: *Pressure Outlet*;
- piasta: *Hub*;
- osłona zewnętrzna: *Shroud* (lub *Casing*);
- łopatka: *Blade*.

O ile dwie pierwsze nazwy powierzchni są bezpośrednio powiązane z warunkami brzegowymi oprogramowania *Ansys Fluent*, tj. masowe natężenie przepływu i ciśnienie na wlocie oraz ciśnienie na wylocie, to dla pozostałych, nierozpoznawalnych, zostanie przypisany warunek typu *Wall*, co z punktu widzenia prowadzenia symulacji numerycznych jest prawidłowe. Powyższe warunki brzegowe są typowymi warunkami brzegowymi dla zagadnień przepływu przez wieńce łopatkowe wentylatorów osiowych [3], [19], [33], [40] [44].

4.6.1 Numeryczna analiza wpływu ilości elementów siatki obliczeniowej na wyniki symulacji przepływu

Niżej przedstawiono analizę wpływu liczby elementów dyskretyzujących na wyniki wartości przyrostu ciśnienia całkowitego wentylatora osiowego. Symulacje numeryczne przeprowadzono dla modelu łopatki wentylatora, z wykorzystaniem siatek hybrydowych, dla trzech wartości wydatków z zakresu statecznej pracy wentylatora. Wartości przyrostu ciśnienia całkowitego uzyskane na podstawie wyników symulacji numerycznych porównano z wynikami badań doświadczalnych.

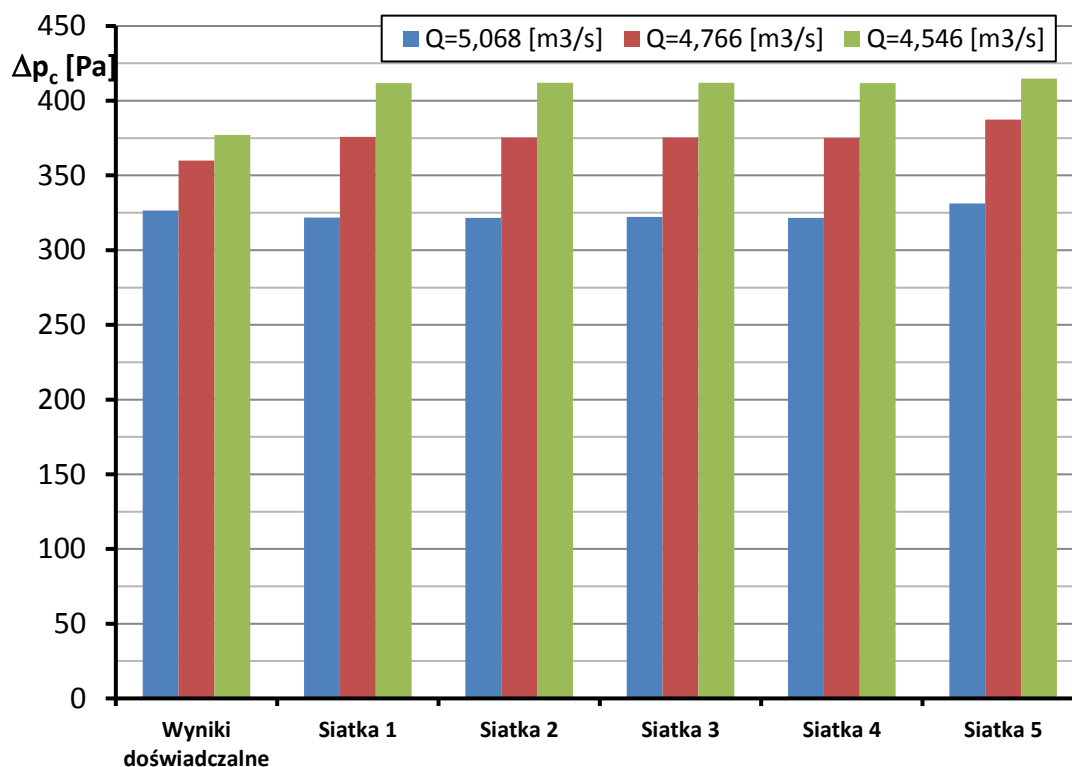
Pierwszym etapem tej części pracy była analiza wpływu liczby elementów pryzmatycznych w obszarze warstwy przyściennej. W tym celu zbudowano 5 siatek hybrydowych różniących się liczbą pryzmatycznych elementów dyskretyzujących w 5 warstwach w obszarze warstwy przyściennej:

- siatka 1 – liczba elementów w obszarze warstwy przyściennej: 770 320 (całkowita liczba elementów siatki 2 677 155)
- siatka 2 – liczba elementów w obszarze warstwy przyściennej: 1 063 980 (całkowita liczba elementów siatki 3 684 589)
- siatka 3 – liczba elementów w obszarze warstwy przyściennej: 1 200 060 (całkowita liczba elementów siatki 4 167 374)
- siatka 4 – liczba elementów w obszarze warstwy przyściennej: 1 650 140 (całkowita liczba elementów siatki 5 662 113)
- siatka 5 – liczba elementów w obszarze warstwy przyściennej: 2 613 055 (całkowita liczba elementów siatki 8 952 637)

Numeryczne symulacje przepływowe zostały przeprowadzone dla wydatków wynoszących: $Q=5,068\text{m}^3/\text{s}$, $Q=4,766\text{m}^3/\text{s}$ oraz $Q=4,546\text{m}^3/\text{s}$. Jak już wcześniej wspomniano, przyjęte ww. wartości objętościowych natężeń przepływu wynikały z zakresu statecznej pracy wentylatora osiowego. W tablicy 4.1 oraz na rysunku 4.35 przedstawiono wartości przyrostu ciśnienia całkowitego uzyskane doświadczalnie oraz numerycznie dla siatek różniących się liczbą elementów w obszarze warstwy przyściennej.

Tablica 4.1. Porównanie wartości przyrostu ciśnienia całkowitego uzyskanych doświadczalnie i numerycznie dla różnej liczby elementów pryzmatycznych w obszarze warstwy przyściennej.

$Q=5,068\text{m}^3/\text{s}$			$Q=4,546\text{m}^3/\text{s}$		
	Δp_c [Pa]	$\delta(\Delta p_c)$ [%]		Δp_c [Pa]	$\delta(\Delta p_c)$ [%]
Wyniki doświadczalne	326,539	-	Wyniki doświadczalne	377,091	-
Siatka 1	321,726	1,47	Siatka 1	411,868	9,22
Siatka 2	321,697	1,48	Siatka 2	412,056	9,27
Siatka 3	322,137	1,35	Siatka 3	412,093	9,28
Siatka 4	321,521	1,54	Siatka 4	411,810	9,21
Siatka 5	331,167	1,42	Siatka 5	414,876	10,02
$Q=4,766\text{m}^3/\text{s}$					
Wyniki doświadczalne	360,031	-			
Siatka 1	375,728	4,36			
Siatka 2	375,402	4,27			
Siatka 3	375,319	4,25			
Siatka 4	375,223	4,22			
Siatka 5	387,459	7,62			



Rys. 4.35. Porównanie wartości przyrostu ciśnienia całkowitego uzyskanych doświadczalnie i numerycznie dla różnej liczby elementów pryzmatycznych w obszarze warstwy przyściennej.

Jak widać, wraz ze wzrostem dławienia wentylatora (spadkiem wydatku przepływu), wyniki symulacji numerycznych zaczynają w znaczący sposób odbiegać się od wyników doświadczalnych, dla wszystkich zbudowanych siatek. W przypadku

objętościowego natężenia przepływu wynoszącego $5,068\text{m}^3/\text{s}$ nie stwierdzono istotnego wpływu liczby elementów w obszarze warstwy przyściennej na otrzymywane wyniki. Dla tej wartości wydatku uzyskano najlepszą zgodność wyników doświadczalnych i numerycznych. Po zmniejszeniu wydatku do poziomu $4,766\text{m}^3/\text{s}$ największą różnicę w uzyskiwanych wynikach odnotowano dla siatki nr 5. Dla tej siatki względna różnica w wynikach wyniosła 7,62%, natomiast dla pozostałych siatek utrzymywała się w granicach $4,22\div 4,36\%$. Wobec powyższego można stwierdzić, że dla pierwszych czterech siatek nie odnotowano istotnego wpływu liczby elementów w obszarze warstwy przyściennej na uzyskiwane wyniki, przy danej wartości objętościowego natężenia przepływu. Dla wydatku wynoszącego $4,546\text{m}^3/\text{s}$ wyniki uzyskiwane numerycznie i doświadczalnie znacząco się różnią, przy czym dla siatki nr 5 ponownie różnica ta jest największa. Również w tym przypadku dla czterech pierwszych siatek nie zaobserwowano znaczącego wpływu liczby elementów w obszarze warstwy przyściennej na uzyskiwane wyniki.

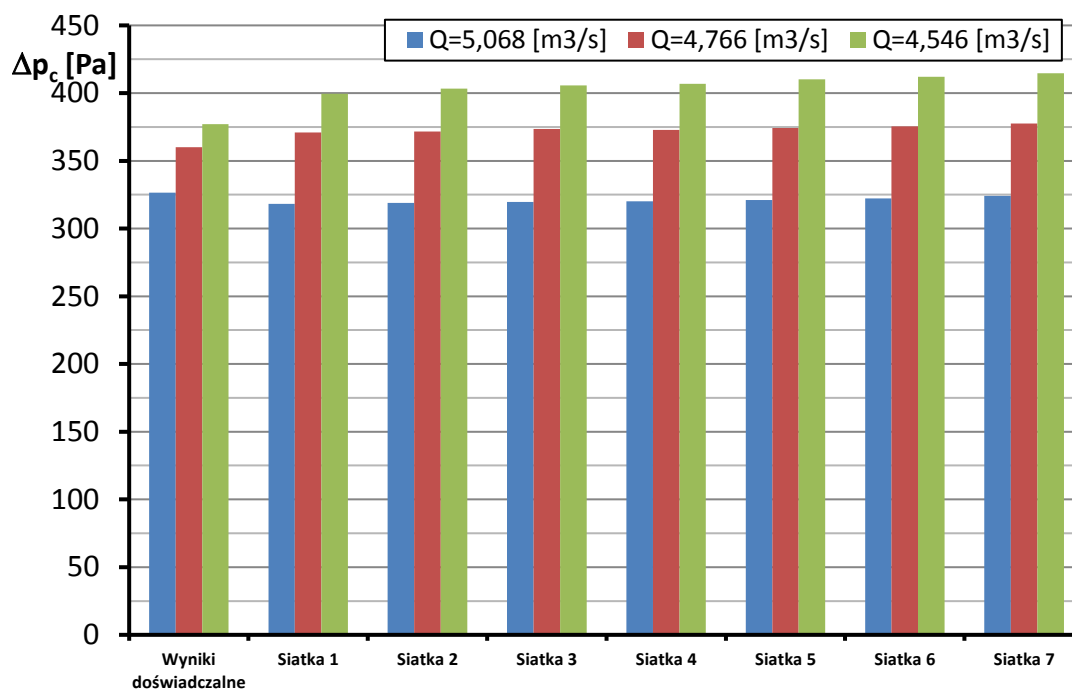
Powyższa analiza wykazała, iż w celu uzyskania zadowalającej zbieżności wyników symulacji numerycznych z wynikami badań doświadczalnych należy stosować wielkość elementów siatki gwarantujące uzyskanie, dla przypadku testowego, około 1 200 000 elementów pryzmatycznych w obszarze warstwy przyściennej. Dodatkowo stwierdzono konieczność przeprowadzenia analizy wpływu całkowitej liczby elementów siatki przy założeniu stałej liczby elementów w obszarze warstwy przyściennej. Z tego względu, w dalszych analizach testowych, przyjęto siatkę nr 3 dla której zwiększono liczbę elementów czworościennych w objętości domeny obliczeniowej przy utrzymywaniu liczby elementów pryzmatycznych w obszarze warstwy przyściennej na poziomie 1 200 000. W celu przeprowadzenia dalszego etapu badań testowych zbudowano kolejnych 6 siatek różniących się liczbą elementów przy utrzymywaniu liczby elementów w obszarze warstwy przyściennej na ww. poziomie. Zastosowano następujące siatki:

- siatka 1 – liczba elementów: 2 827 626;
- siatka 2 – liczba elementów: 3 112 283;
- siatka 3 – liczba elementów: 3 292 293;
- siatka 4 – liczba elementów: 3 519 451;
- siatka 5 – liczba elementów: 3 808 044;
- siatka 6 – liczba elementów: 4 167 374;
- siatka 7 – liczba elementów: 5 343 210.

W tabelicy 4.2 oraz na rysunku 4.36 przedstawiono wartości przyrostu ciśnienia całkowitego uzyskane doświadczalnie oraz numerycznie dla siatek różniących się liczbą elementów w objętości obszaru obliczeniowego przy stałej liczbie elementów w obszarze warstwy przyściennej.

Tablica 4.2. Porównanie wartości przyrostu ciśnienia całkowitego uzyskanych doświadczalnie i numerycznie dla różnej liczby elementów siatki.

$Q=5,068\text{m}^3/\text{s}$			$Q=4,546\text{m}^3/\text{s}$		
	Δp_c [Pa]	$\delta(\Delta p_c)$ [%]		Δp_c [Pa]	$\delta(\Delta p_c)$ [%]
Wyniki doświadczalne	326,539	-	Wyniki doświadczalne	377,091	-
Siatka nr 1	318,211	2,55	Siatka nr 1	399,638	5,98
Siatka nr 2	319,043	2,30	Siatka nr 2	403,280	6,94
Siatka nr 3	319,659	2,11	Siatka nr 3	405,683	7,58
Siatka nr 4	320,192	1,94	Siatka nr 4	406,805	7,88
Siatka nr 5	320,952	1,71	Siatka nr 5	410,097	8,75
Siatka nr 6	322,137	1,35	Siatka nr 6	412,093	9,28
Siatka nr 7	324,126	0,74	Siatka nr 7	414,741	9,98
$Q=4,766\text{m}^3/\text{s}$					
Wyniki doświadczalne	360,031	-			
Siatka nr 1	370,894	3,02			
Siatka nr 2	371,716	3,25			
Siatka nr 3	373,454	3,73			
Siatka nr 4	372,889	3,57			
Siatka nr 5	374,288	3,96			
Siatka nr 6	375,319	4,25			
Siatka nr 7	377,625	4,89			



Rys. 4.36. Porównanie wartości przyrostu ciśnienia całkowitego uzyskanych doświadczalnie i numerycznie dla różnej liczby elementów siatki.

Również dla powyższych wyników badań testowych można zauważyć, iż niezależnie od liczby elementów siatki wraz ze wzrostem poziomu dławienia wentylatora wzrasta różnica w wynikach doświadczalnych i numerycznych. Najmniejsze różnice względne uzyskano dla objętościowego natężenia przepływu wynoszącego $5,068m^3/s$. Przy tym wydatku najlepszą zbieżność wyników uzyskano dla siatki charakteryzującej się największą liczbą elementów. Wraz ze wzrostem dławienia najmniejsze różnice w wynikach uzyskiwanych doświadczalnie i numerycznie osiągnęto z wykorzystaniem siatki nr 1.

Podsumowując symulacje testowe stwierdza się, że najlepszą zgodność wyników można uzyskać wykorzystując numeryczną siatkę hybrydową zawierającą 1 200 000 elementów pryzmatycznych w obszarze warstwy przyściennej, przy ich całkowitej liczbie 3 000 000. Przy czym podane liczby elementów dotyczą danego przypadku obliczeniowego, przeznaczonego do symulacji testowych. Jednak ważne są tu zdefiniowane rozmiary elementów siatki pozwalające na uzyskanie żądanej liczby elementów w całej objętości obszaru obliczeniowego. Wobec powyższego symulacje numeryczne, w dalszej części niniejszej pracy, prowadzone były dla siatek budowanych w oparciu o ustawienia wynikające z analizy badań testowych.

Należy jednocześnie podkreślić, że nie prowadzono dodatkowych zabiegów udoskonalających siatki tj. adaptacji. W pracy [40] wykazano, iż dla poprawnie zbudowanych siatek hybrydowych dodatkowa ich adaptacja, w obszarze warstwy przyściennej czy w obszarach dużych gradientów ciśnień, nie wpływa na wyniki symulacji numerycznych dla umiarkowanych prędkości przepływu.

4.7 Numeryczna analiza wpływu wybranych parametrów geometrycznych wieńców łopatkowych na charakterystyki wentylatorów osiowych

Poniżej przedstawiono wyniki analiz numerycznych wpływu wybranych parametrów geometrycznych wieńców łopatkowych na charakterystyki wentylatorów osiowych. Parametrami tymi były:

- wielkość szczeliny wierzchołkowej;
- grubość krawędzi spływu;
- profilowanie łopatek kierowniczych;
- grubość względna profilu łopatek wirnikowych.
- liczba łopatek wieńca wirnikowego.

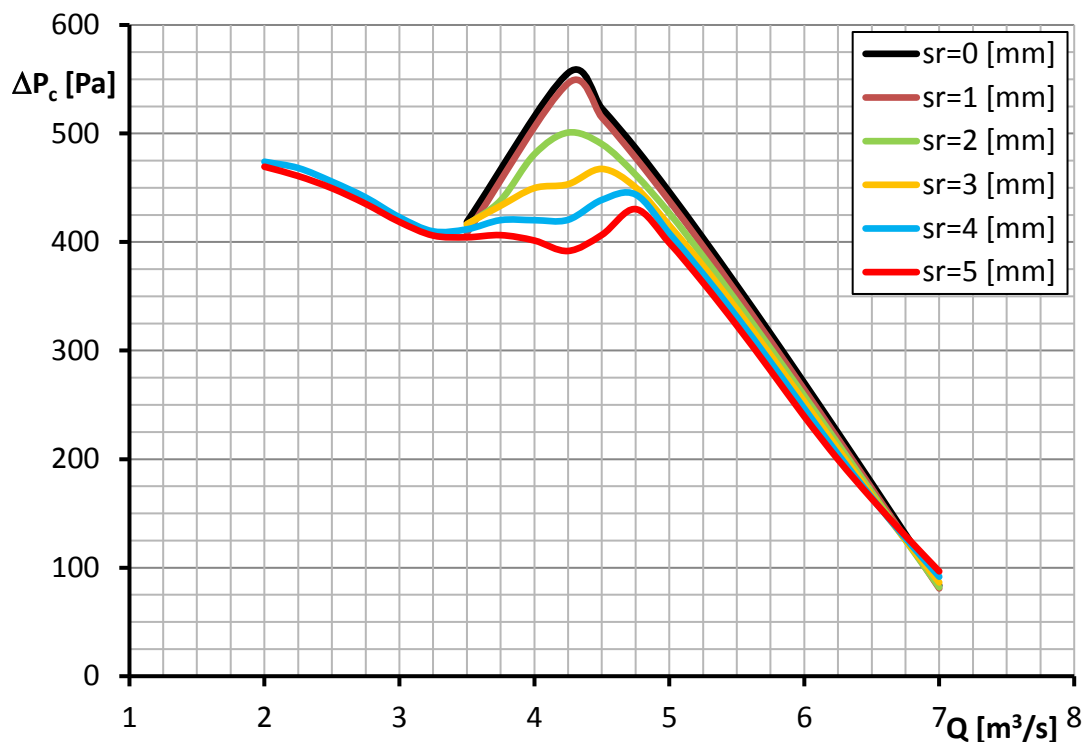
4.7.1 Numeryczna analiza wpływu wielkości szczeliny wierzchołkowej na charakterystyki wentylatorów osiowych

Projektując i eksploatując maszyny robocze z elementami wirującymi należy zapewnić odpowiednią wartość luzu wierzchołkowego, tak aby przy ustalonych warunkach pracy zapobiec tarcia elementów wirujących o nieruchome. Wartość

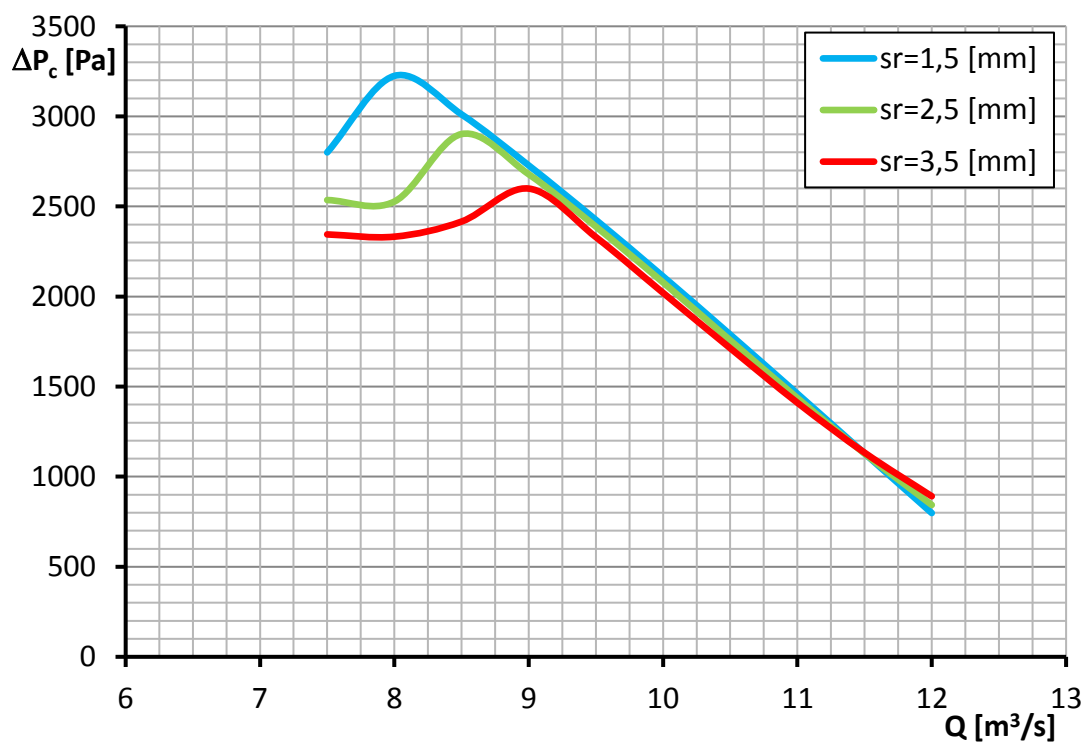
szczeliny wierzchołkowej stanowi funkcję wielu czynników o czym była mowa w rozdziale 1 niniejszej pracy.

Należy pamiętać, że obecność luzu wierzchołkowego, między wierzchołkami łopatek wieńca wirnikowego a osłoną wentylatora osiowego, powoduje generowanie tzw. strat szczelinowych, które rzutują na spadek osiągow tego typu maszyn. Efektywną metodą analizy wpływu wielkości szczeliny wierzchołkowej na charakterystyki wentylatorów, a co za tym idzie strat szczelinowych, jest wykonanie serii numerycznych symulacji przepływu przez wieńce wirnikowe dla obranych wartości luzu wierzchołkowego. Symulacje przeprowadzono z wykorzystaniem modeli wieńców wirnikowych zaprojektowanych w toku realizacji niniejszej pracy. Modele wieńców wirnikowych różniły się między sobą przyjętymi do analiz wartościami luzu wierzchołkowego. I tak dla wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ wartość szczeliny wierzchołkowej wynosiła od $0mm$ do $5mm$ zwiększana co $1mm$, natomiast dla wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ $\Delta p_c=3300Pa$ wynosiła ona $1,5mm$, $2,5mm$ oraz $3,5mm$. Wartość luzu wierzchołkowego wynosząca $s_r=0mm$ oznacza, że analizy przeprowadzono przy braku uwzględniania ww. luzu. Odpowiednią wartość szczeliny wierzchołkowej uzyskiwano poprzez zwiększanie średnicy zewnętrznej wentylatora przy zachowania stałej wysokości łopatki wirnikowej.

Na rysunku 4.37 oraz 4.38 pokazano przebieg charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu dla obu zaprojektowanych wieńców wirnikowych, dla obranych wartości luzu wierzchołkowego.



Rys. 4.37. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu, dla obranych wartości luzu wierzchołkowego, wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$.



Rys. 4.38. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu, dla obranych wartości luzu wierzchołkowego, wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.

Uzyskane wyniki wskazują na istotny wpływ wielkości luzu promieniowego na osiągnięte przyrosty ciśnienia całkowitego. Najwyższy przyrost ciśnienia całkowitego otrzymano dla wieńca wirnikowego cechującego się brakiem szczeliny wierzchołkowej, co w konsekwencji oznacza brak strat wierzchołkowych. Wraz ze wzrostem wartości luzu wierzchołkowego spada wartość przyrostu ciśnienia całkowitego i jednocześnie jego maksymalna wartość przesuwa się w stronę wyższych wydatków przepływu. Szczególnie jest to widoczne na charakterystykach wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$. Wraz ze wzrostem wartości luzu wierzchołkowego można zauważyć charakterystyczne przegięcia przebiegów przyrostu ciśnienia całkowitego na zakresie niskich wydatków przepływu. Jest to typowe dla wielu rzeczywistych konstrukcji wentylatorów osiowych [38], co wynika właśnie z obecności szczeliny wierzchołkowej stanowiącej swoisty zawór upustu.

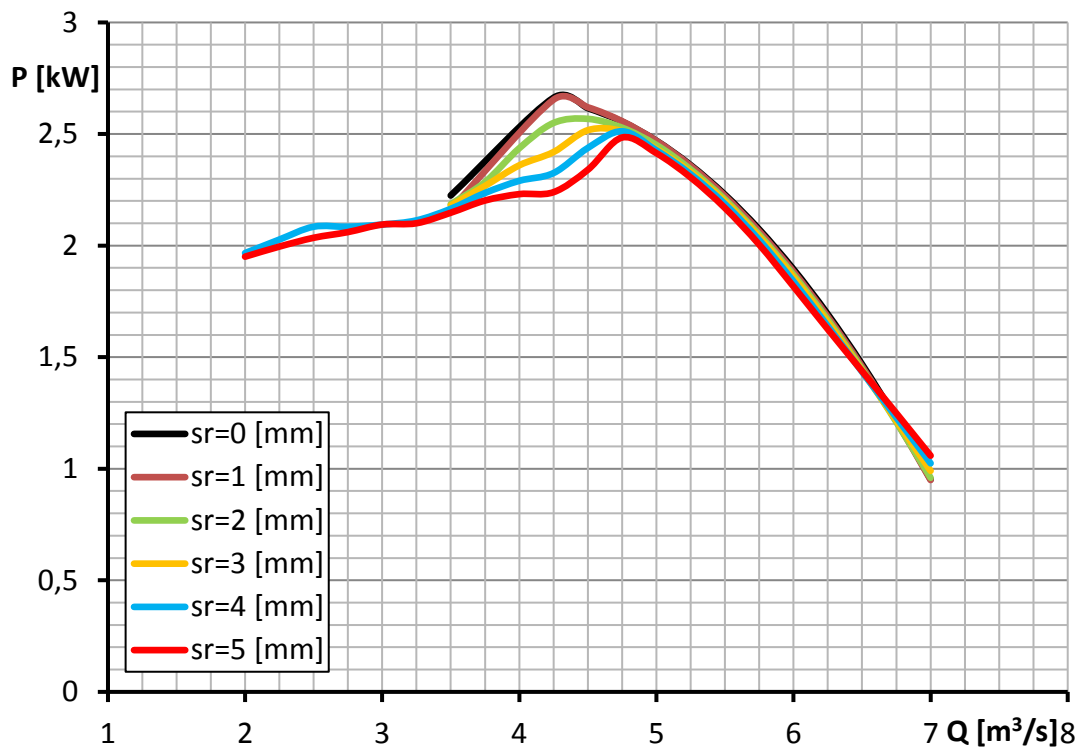
W tabelicy 4.3 zamieszczono wartości maksymalnych przyrostów ciśnienia całkowitego oraz jego względne spadki w odniesieniu do Δp_{cmax} dla $s_r=0\text{mm}$ zaprojektowanego wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$. Jak widać, już 2mm szczelina wierzchołkowa generuje spadek maksymalnego przyrostu ciśnienia całkowitego o blisko 10% . Otrzymane względne różnice w maksymalnym przyroście ciśnienia całkowitego wieńca wirnikowego są istotne z punktu widzenia toku projektowania wentylatorów oraz ich doboru do sieci wentylacyjnej.

Tablica 4.3. Względne spadki maksymalnego przyrostu ciśnienia całkowitego, dla obranych wartości luzu wierzchołkowego, w odniesieniu do Δp_{cmax} dla $s_r=0\text{mm}$ dla wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$.

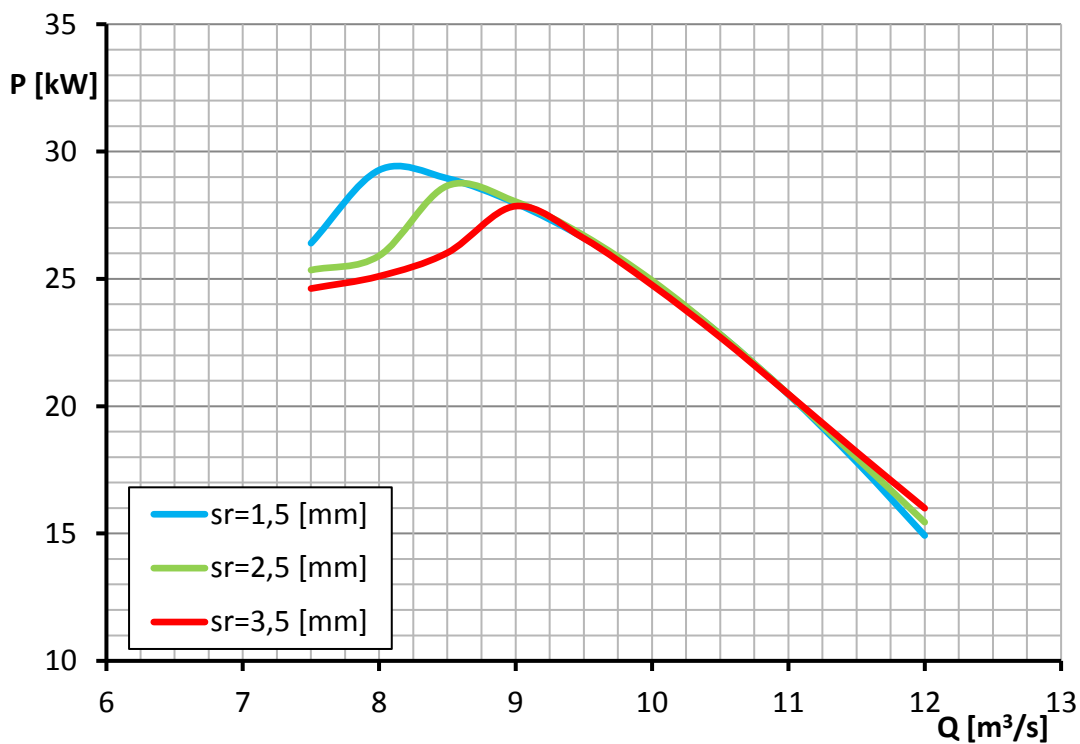
	Δp_{cmax} [Pa]	δ [%]
$s_r=0\text{mm}$	555,73	-
$s_r=1\text{mm}$	546,29	1,70
$s_r=2\text{mm}$	500,86	9,87
$s_r=3\text{mm}$	467,40	15,89
$s_r=4\text{mm}$	443,83	20,14
$s_r=5\text{mm}$	430,36	22,56

W przypadku charakterystyk wieńca wirnikowego wentylatora osiowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ (rys. 4.38), spadki maksymalnej wartości przyrostu ciśnienia całkowitego, dla wartości szczeliny wierzchołkowej $s_r=2,5\text{mm}$ oraz $s_r=3,5\text{mm}$ odniesiono do wariantu wieńca wirnikowego ze szczeliną wierzchołkową o wartości $s_r=1,5\text{mm}$. I tak różnice względne tego spadku wyniosły odpowiednio $10,01\%$ i $19,39\%$.

Na rysunku 4.39 oraz 4.40 pokazano charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu dla obydwu zaprojektowanych wieńców wirnikowych, dla obranych wartości luzu wierzchołkowego.



Rys. 4.39. Charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu, dla obranych wartości luzu wierzchołkowego, wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$.



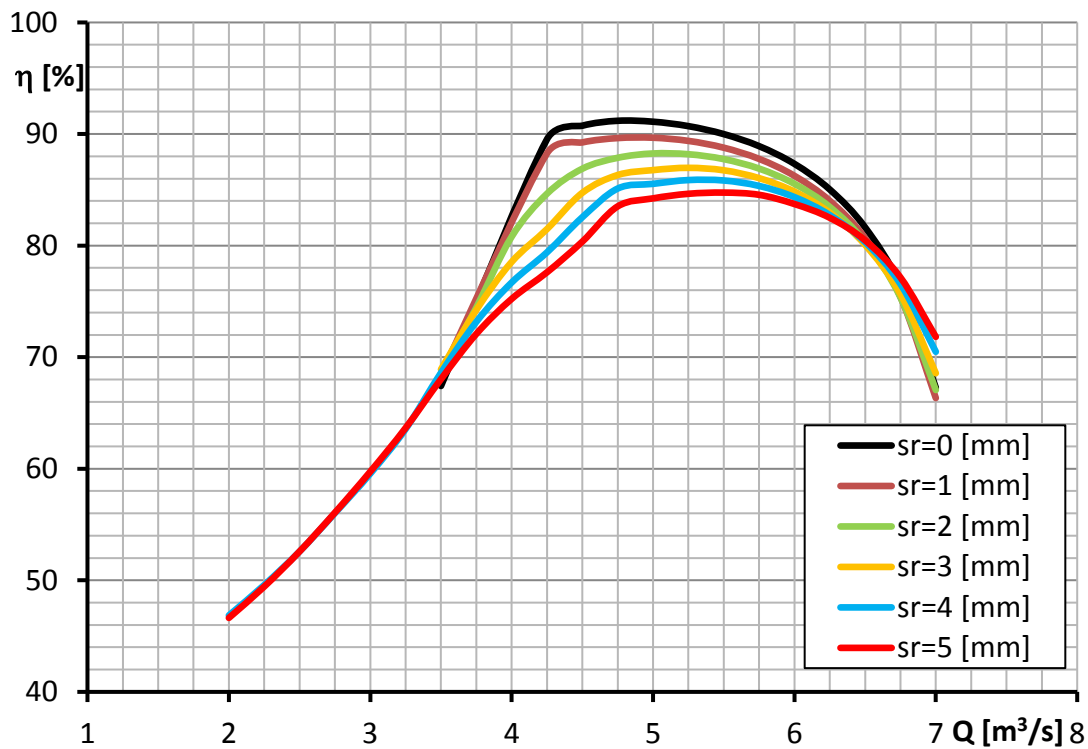
Rys. 4.40. Charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu, dla obranych wartości luzu wierzchołkowego, wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.

Również w tym przypadku najwyższe wartości mocy osiągnane są dla wieńców cechujących się brakiem obecności luzu wierzchołkowego. W przypadku wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ uzyskiwane wartości mocy, na zakresie statecznej pracy, spadają wraz ze wzrostem wartości szczeliny wierzchołkowej (rys. 4.39). Natomiast w przypadku drugiego z zaprojektowanych wieńców (rys. 4.40) charakterystyki te, w zakresie wydatków przepływów odpowiadających zakresowi statecznej pracy, praktycznie się pokrywają. Wraz ze wzrostem wartości szczeliny wierzchołkowej, punkty maksymalnych wartości mocy, dla obydwu zaprojektowanych wieńców wirnikowych, przesuwają się w stronę wyższych wydatków przepływu. Względne spadki wartości maksymalnej mocy, dla poszczególnych wartości luzu wierzchołkowego w odniesieniu do przypadków braku obecności szczeliny wierzchołkowej, zamieszczono w tablicy 4.4. Na podstawie uzyskanych wyników widać, że względne spadki maksymalnych wartości mocy pozostają na podobnym poziomie dla obydwu wieńców wirnikowych. Należy jednak pamiętać, iż przedstawione wyniki jak i ich analiza dotyczą wyłącznie konsekwencji dynamicznego oddziaływania powietrza na łopatki. Brak tu ujęcia charakterystyk silnika napędzającego wieńiec wirnikowych i mocy wynikających ze współpracy silnik-wieńiec wirnikowy.

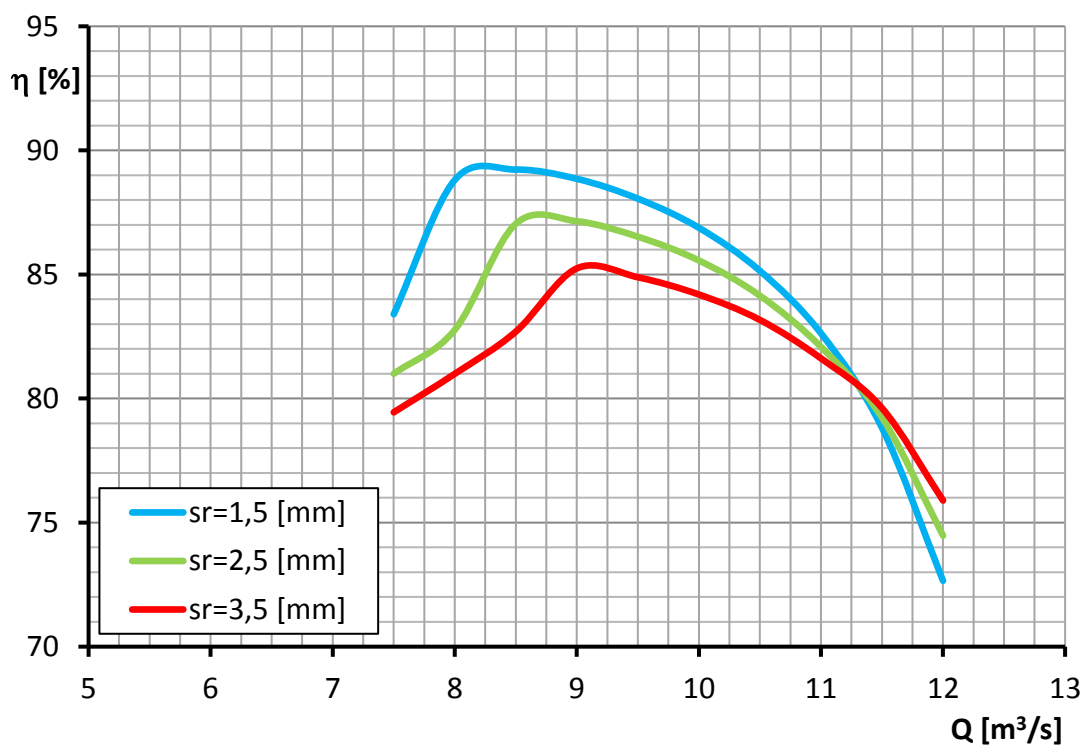
Tablica 4.4. Względne spadki mocy maksymalnej dla obranych wartości luzu wierzchołkowego.

Wentylator o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$		
	P_{\max} [kW]	δ [%]
$s_r=0\text{mm}$	2,663	-
$s_r=1\text{mm}$	2,654	0,33
$s_r=2\text{mm}$	2,568	3,56
$s_r=3\text{mm}$	2,517	5,46
$s_r=4\text{mm}$	2,512	5,65
$s_r=5\text{mm}$	2,484	6,70
Wentylator o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$		
	P_{\max} [kW]	δ [%]
$s_r=1,5$ [mm]	29,273	-
$s_r=2,5$ [mm]	28,657	2,10
$s_r=3,5$ [mm]	27,856	4,84

Charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu zaprojektowanych wieńców wirnikowych, uwzględnieniem obranych wartości luzu wierzchołkowego, pokazano na rysunkach 4.41 oraz 4.42.



Rys. 4.41. Charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu, dla obranych wartości luzu wierzchołkowego, wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$.



Rys. 4.42. Charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu, dla obranych wartości luzu wierzchołkowego, wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.

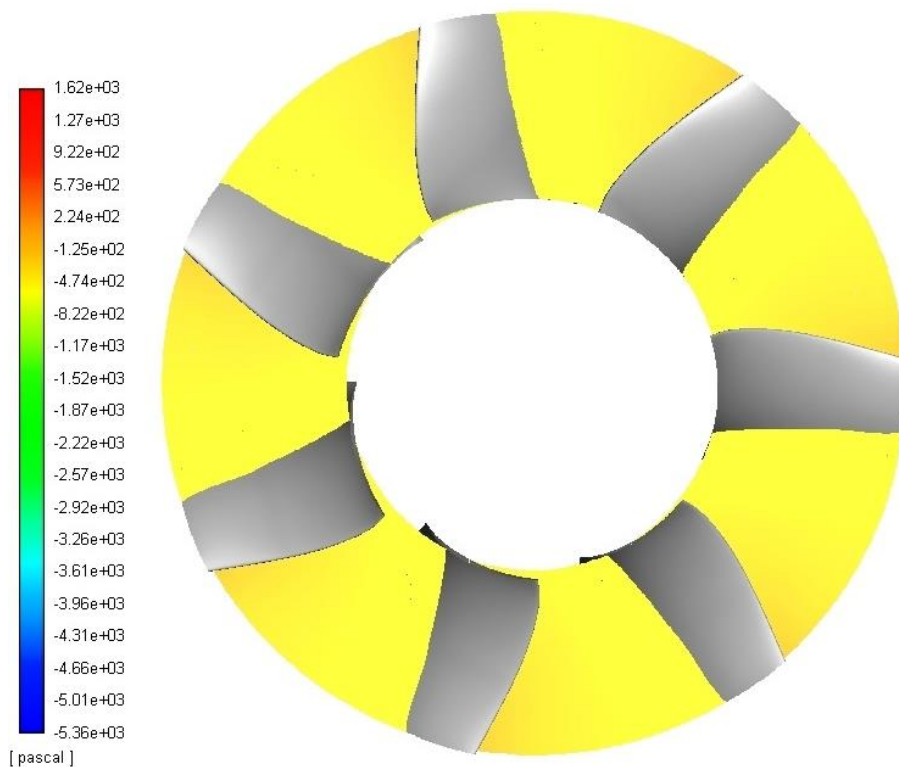
Z przedstawionych przebiegów charakterystyk wyraźnie widać znaczący wpływ szczeliny wierzchołkowej na uzyskiwaną sprawność. Wraz ze wzrostem wartości luzu promieniowego następuje spadek sprawności, jak również przesuwanie się jej maksymalnej wartości w stronę wyższych wydatków przepływu. Dotyczy to obu przypadków zaprojektowanych wieńców wirnikowych.

W tabelicy 4.5 pokazano wartości względnych spadków sprawności w punkcie nominalnych wydatków przepływu dla obu zaprojektowanych wieńców wirnikowych oraz założonych wielkości luzu wierzchołkowego. Względne spadki, w nominalnych punktach pracy, odniesiono do sprawności wieńców charakteryzujących się brakiem obecności luzu wierzchołkowego, a w przypadku wieńca wirnikowego wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ do $s_r=1,5\text{mm}$. Warto zauważyć, iż w przypadku wielkości szczelin wierzchołkowych, rzędu $s_r=1\div 2\text{mm}$, względne spadki sprawności są stosunkowo małe i nieprzekraczające 4%. W przypadku wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ obserwuje się zdecydowanie wyższe spadki sprawności wraz ze wzrostem luzu promieniowego niż to jest w przypadku drugiego z zaprojektowanych wieńców. Dla tego wieńca szczelina wierzchołkowa wynosząca $s_r=3,5\text{mm}$ powoduje względny spadek sprawności ponad 8% podczas gdy dla wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ szczelina wierzchołkowa wynosząca $s_r=4\text{mm}$ powoduje względny spadek sprawności rzędu 6%. Sytuacja ta wynika z różnicy prędkości przepływu przez obydwie wieńce wirnikowe co potwierdzają badania doświadczalne [59].

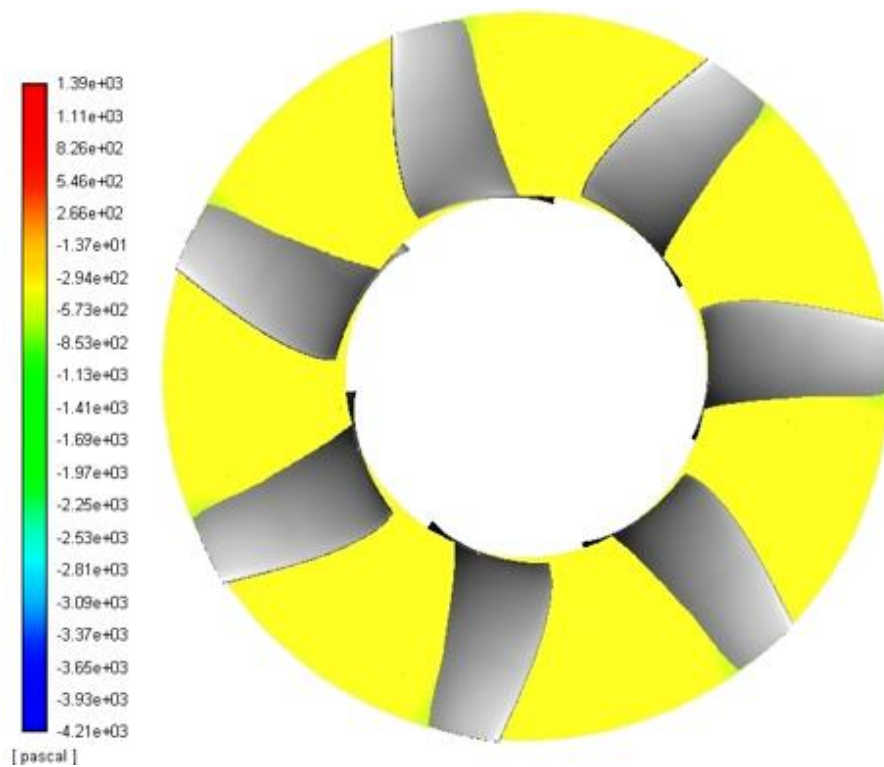
Tablica 4.5. Względne spadków sprawności w punkcie nominalnych wydatków przepływu dla projektowanych wieńców wirnikowych oraz założonych wartości luzu wierzchołkowego.

Wentylator o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$		
	η_{\max} [%]	δ [%]
sr=0 [mm]	91,10	-
sr=1 [mm]	89,67	1,58
sr=2 [mm]	88,26	3,12
sr=3 [mm]	86,77	4,76
sr=4 [mm]	85,53	6,11
sr=5 [mm]	84,23	7,54
Wentylator o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$		
	η_{\max} [%]	δ [%]
sr=1,5 [mm]	88,807	-
sr=2,5 [mm]	82,768	6,80
sr=3,5 [mm]	80,995	8,80

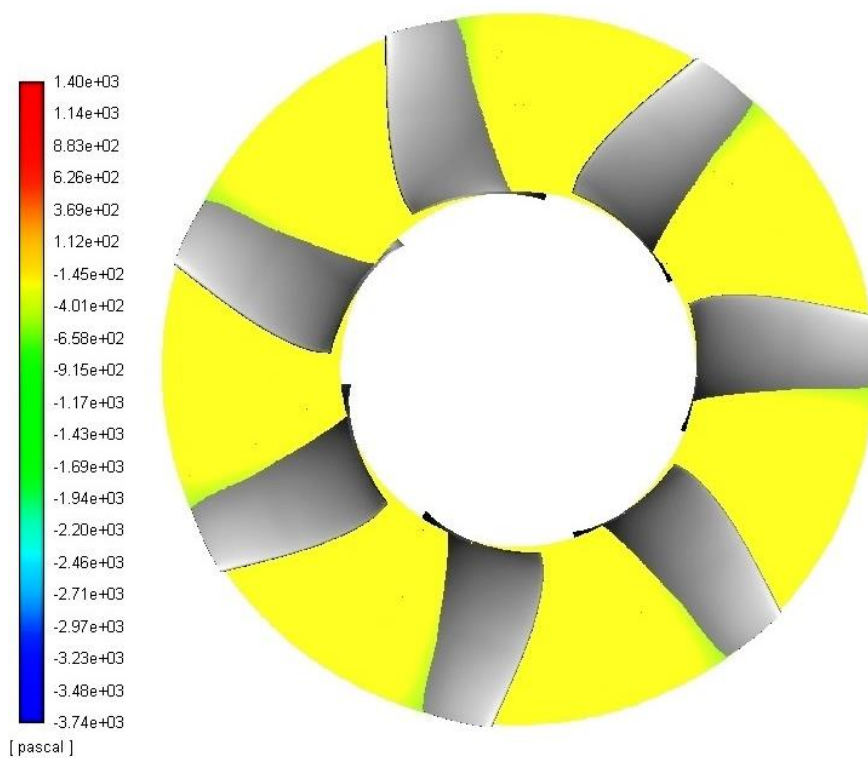
Powyżej omówione zmiany w charakterystykach pracy projektowanych wieńców wirnikowych, z uwzględnieniem szczeliny wierzchołkowej, wynikają ze zmian pól przepływu w obrębie wierzchołka łopatki. Na rysunkach 4.43 – 4.48 pokazano rozkłady ciśnienia statycznego na płaszczyźnie wirowania (YZ oś obrotu X) wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ dla wybranych wartości szczeliny wierzchołkowej w zakładanym nominalnym punkcie pracy. W przypadku braku luzu wierzchołkowego nie obserwuje się istotnych zmian ciśnienia statycznego w bezpośredniej bliskości osłony wirnika. Jednak wraz ze wzrostem wartości szczeliny wierzchołkowej spadek wartości ciśnienia statycznego w obszarze wierzchołka łopatki jest już wyraźny.



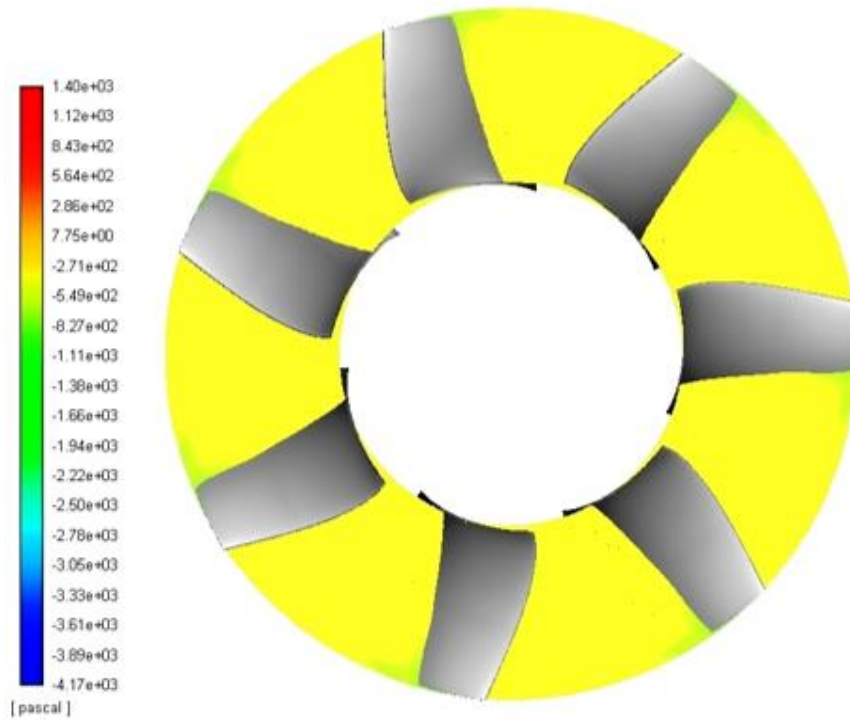
Rys. 4.43. Rozkład ciśnienia statycznego na płaszczyźnie wirowania wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ – brak obecności szczeliny wierzchołkowej.



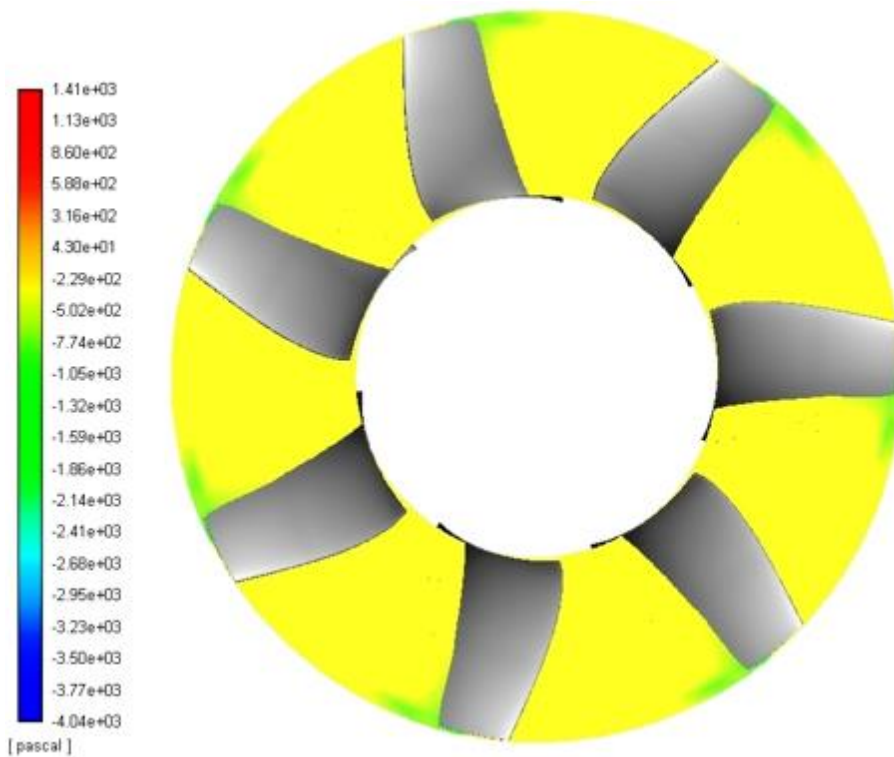
Rys. 4.44. Rozkład ciśnienia statycznego na płaszczyźnie wirowania wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ – szczelina wierzchołkowa $s_r=1\text{mm}$.



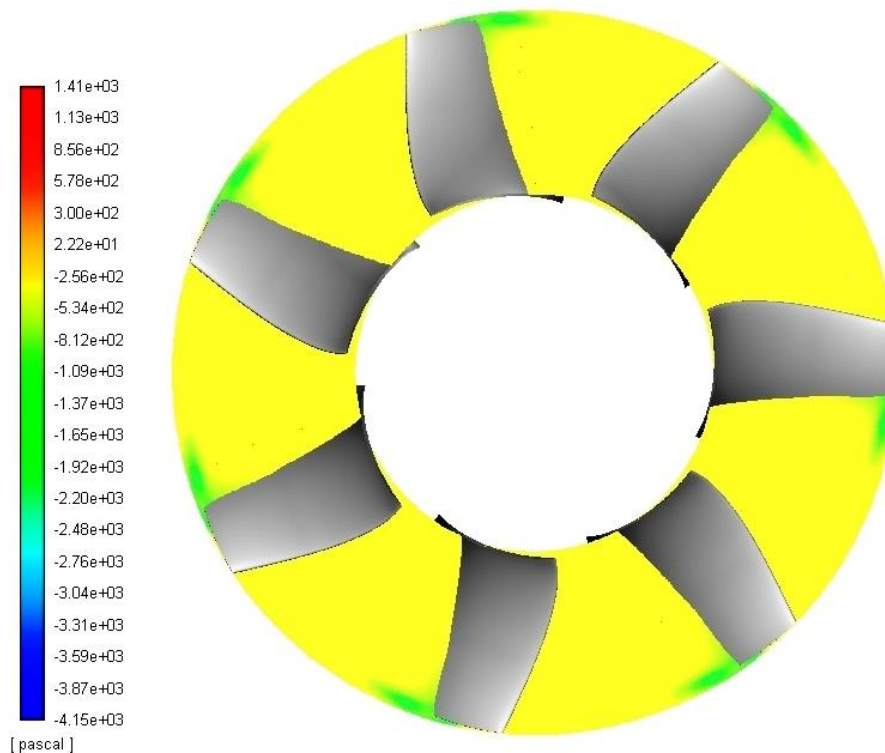
Rys. 4.45. Rozkład ciśnienia statycznego na płaszczyźnie wirowania wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ – szczelina wierzchołkowa $s_r=2\text{mm}$.



Rys. 4.46. Rozkład ciśnienia statycznego na płaszczyźnie wirowania wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ – szczelina wierzchołkowa $s_r=3\text{mm}$.

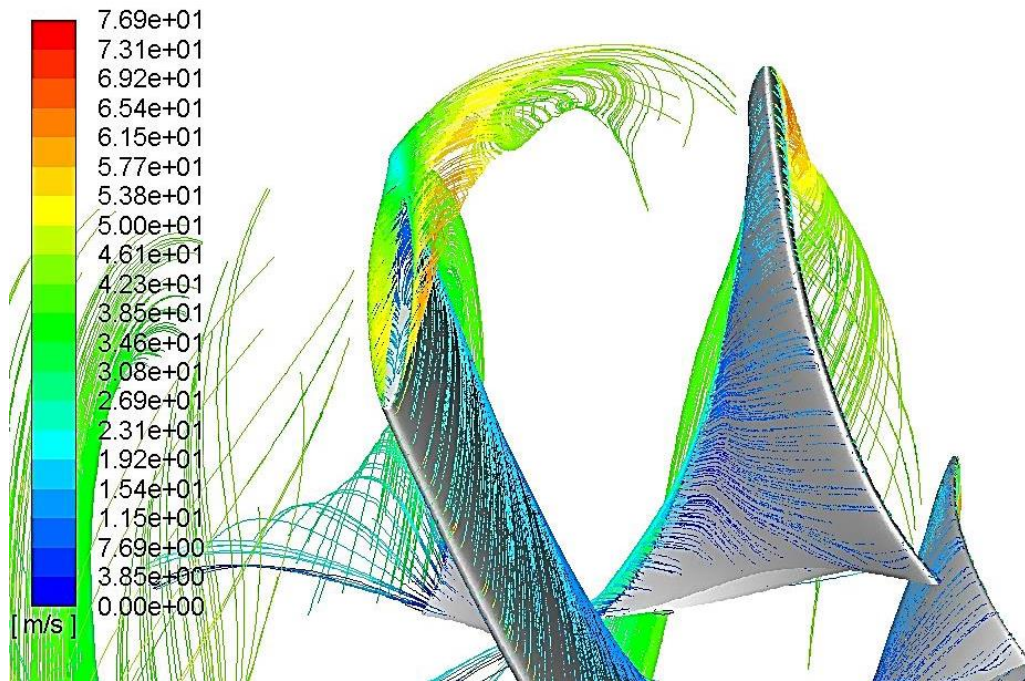


Rys. 4.47. Rozkład ciśnienia statycznego na płaszczyźnie wirowania wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ – szczelina wierzchołkowa $s_r=4\text{mm}$.



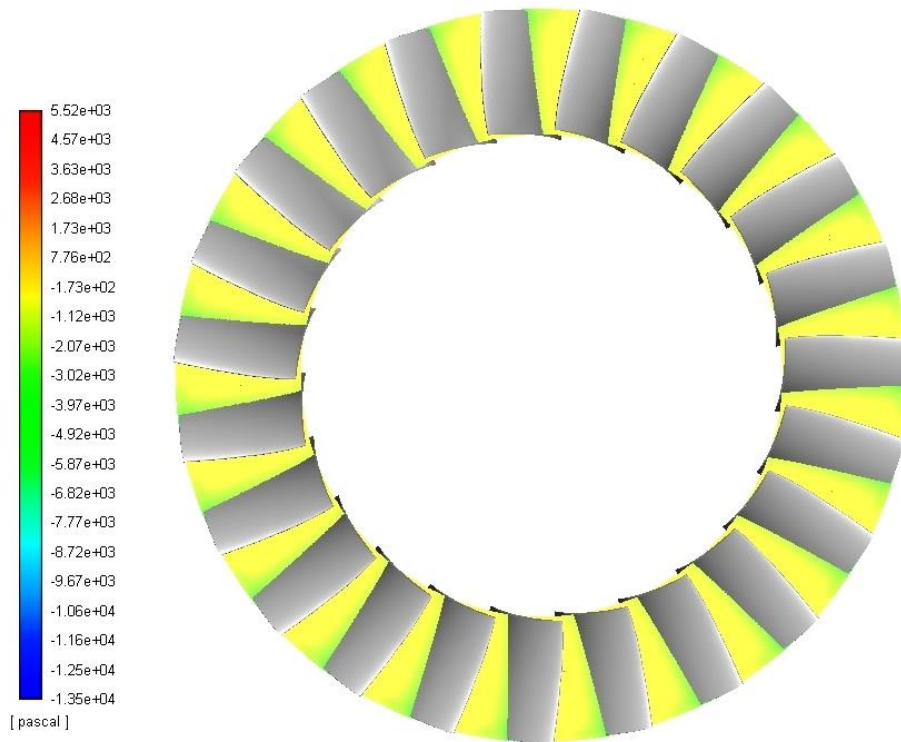
Rys. 4.48. Rozkład ciśnienia statycznego na płaszczyźnie wirowania wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ – szczelina wierzchołkowa $s_r=5\text{mm}$.

Analizując pokazane wyżej rozkłady ciśnienia statycznego można zauważyć „przesuwanie się” obszaru niższego ciśnienia w stronę wypukłej powierzchni łopatki wraz ze wzrostem wartości szczeliny wierzchołkowej. Wynika to z faktu, iż wypukła powierzchnia znajduje się po stronie ssącej wentylatora natomiast wklęsła po stronie tłoczącej. Pojawiająca się różnica ciśnień powoduje powstanie wiru, który przyczynia się do zwiększenia strat przepływu. Dokonując wizualizacji linii prądu spływających z łopatki można stwierdzić obecność wiru powstającego w obrębie wierzchołka łopatki (rys. 4.49). Powstałe straty przepływu, na skutek uformowania się wiru, wpływają na spadek uzyskiwanego przyrostu ciśnienia całkowitego oraz sprawności co zostało pokazane na wcześniej omówionych charakterystykach.

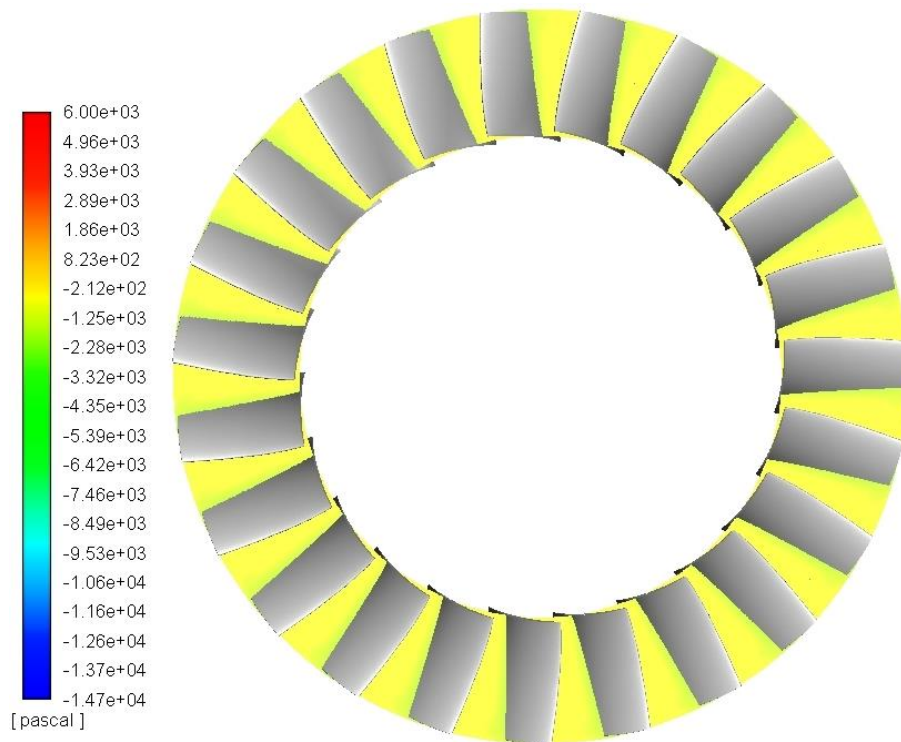


Rys. 4.49. Wir w obrębie wierzchołka łopatki wieńca wirnikowego wentylatora, o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ – szczelina wierzchołkowa $s_r=5\text{mm}$.

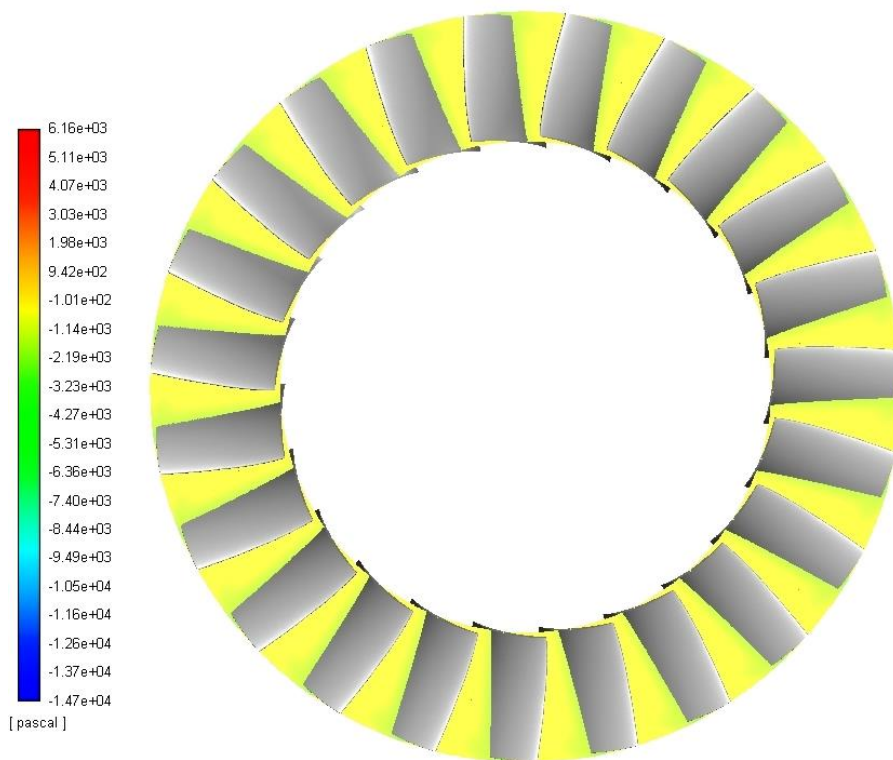
Podobne rozkłady ciśnienia statycznego uzyskano dla wieńca wirnikowego wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$. Również w tym przypadku zaobserwowano spadek ciśnienia statycznego w obszarze wierzchołka łopatki z wyraźnym jego przesunięciem w stronę wypukłej powierzchni łopatki wirnikowej, wraz ze wzrostem wielkości luzu promieniowego. Na rysunkach 4.50 – 4.52 pokazano rozkłady ciśnienia statycznego w płaszczyźnie wirowania (YZ oś obrotu X) wieńca wirnikowego o wyżej wymienionych parametrach nominalnych w nominalnym punkcie pracy. Na rysunku 4.53 pokazano wizualizację wiru tworzącego się na skutek powstałej różnicy ciśnień.



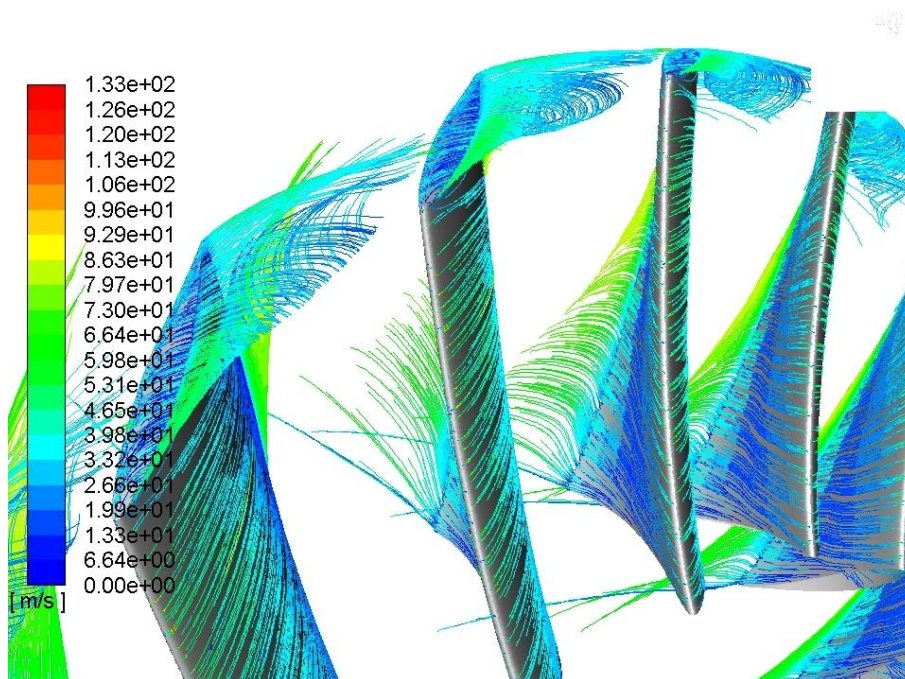
Rys. 4.50. Rozkład ciśnienia statycznego na płaszczyźnie wirowania wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ – szczelina wierzchołkowa $s_r=1,5\text{mm}$.



Rys. 4.51. Rozkład ciśnienia statycznego na płaszczyźnie wirowania wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ – szczelina wierzchołkowa $s_r=2,5\text{mm}$.



Rys. 4.52. Rozkład ciśnienia statycznego na płaszczyźnie wirowania wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ – szczelina wierzchołkowa $s_r=3,5\text{mm}$.

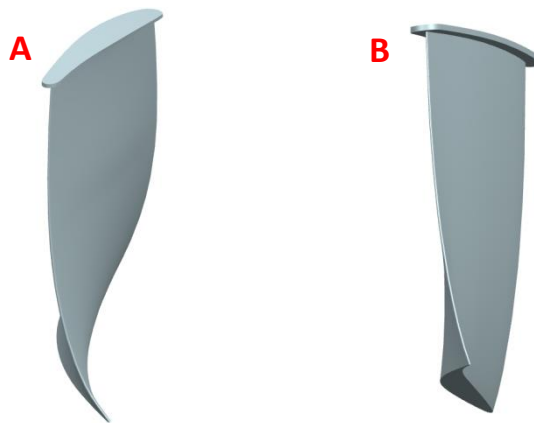


Rys. 4.53. Wir w obrębie wierzchołka łopatki wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ – szczelina wierzchołkowa $s_r=3,5\text{mm}$.

Pokazane zjawisko aerodynamiczne, jak i jego konsekwencje, występujące w obrębie wierzchołka łopatki przy zwiększaniu wartości luzu wierzchołkowego,

można porównać do efektu powstawania oporu indukowanego wynikającego z wiru powstającego na końcówkach skrzydeł samolotów. W przypadku gdy skrzydło wytwarza siłę nośną na jego dolnej powierzchni panuje ciśnienie wyższe niż na górnej powierzchni. W efekcie, na końcówce skrzydła, dochodzi do wyrównywania się ciśnienia statycznego i uformowania wiru, jak to ma miejsce w przytoczonym przykładzie łopatki wirnikowej. Efekt ten, w przypadku skrzydeł samolotów, jest minimalizowany poprzez zastosowanie tzw. wingletów. Umieszczenie wingletów, na końcówka skrzydeł, skutkuje spadkiem oporu indukowanego oraz wzrostem siły nośnej poprzez ograniczenie możliwości wyrównywania się ciśnień a co za tym idzie zmniejszeniem intensywności powstającego wiru.

Wobec powyższego zaproponowano, aby łopatki wieńców wirnikowych wyposażyć w płyty brzegowe, na wzór wingletów, których zadaniem było ograniczenie wiru powstającego w obrębie wierzchołków łopatek. Na rysunku nr 4.54 pokazano zaproponowane płyty brzegowe dla obu zaprojektowanych wieńców. Geometria ww. płyt została wykonana poprzez 5mm, boczne, wyciągnięcie powierzchni łopatek na wysokości 2mm od wierzchołka łopatek, przy czym w modelach zachowano luzy promieniowe 5mm i 3,5mm odpowiednio dla wieńca wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ i $Q=8m^3/s$ $\Delta p_c=3300Pa$. Dla tak zbudowanych modeli łopatek przygotowano obszary obliczeniowe, identyczne jak w przypadku modeli pozbawionych płyt brzegowych, po czym je zdyskretyzowano zgodnie z wcześniej opisaną metodyką budowy siatek obliczeniowych.

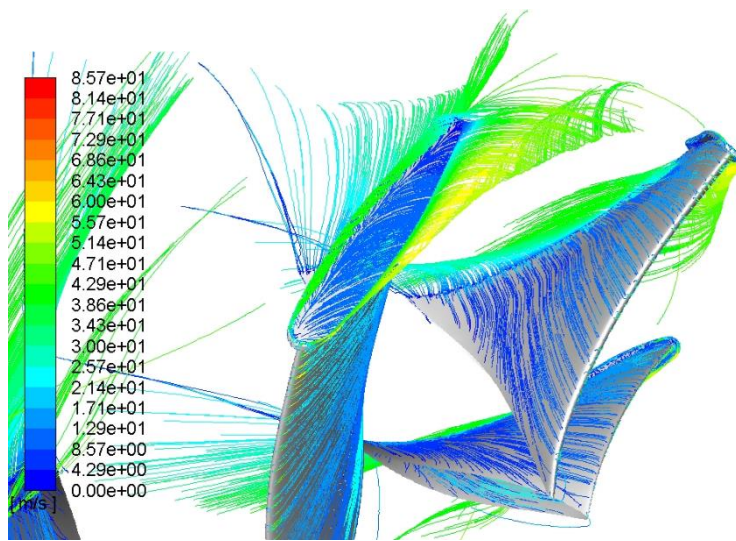


Rys. 4.54. Płyty brzegowe na wierzchołkach łopatek wieńca wirnikowego wentylatorów o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ (A) i $Q=8m^3/s$ $\Delta p_c=3300Pa$ (B).

W pierwszym etapie badań numerycznych przeprowadzono symulacje w nominalnych punktach pracy obu wieńców w celu sprawdzenia wpływu płyt brzegowych na ograniczenie intensywności wirów powstających w obrębie wierzchołków łopatek.

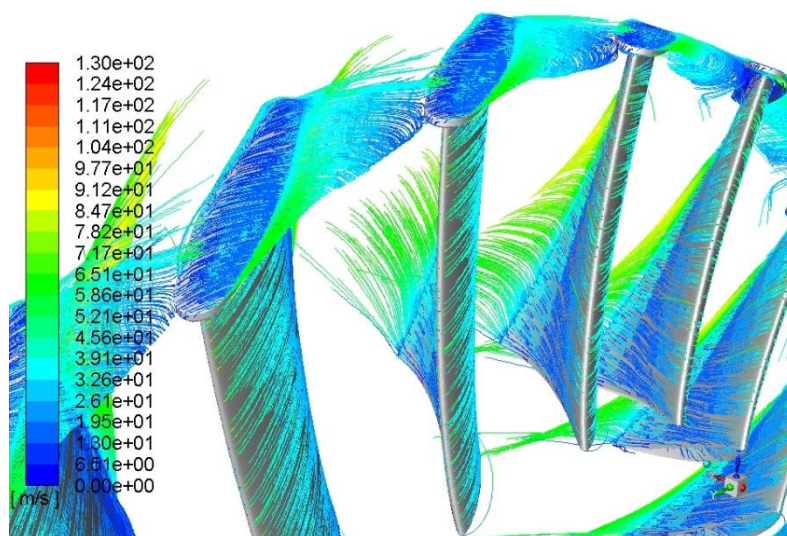
Na rysunku nr 4.55 pokazano wizualizację linii prądu strumienia powietrza w opływie łopatki wieńca wirnikowego wentylatora o parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ (w założonym punkcie pracy), które zostały wyposażone

w płyty brzegowe. Na podstawie pokazanego obrazu przepływu można wnioskować o nieznacznym spadku intensywności układu wirów z jednoczesnym zmniejszeniem obszaru występowania takich wirów.



Rys. 4.55. Linie prądu w opływie łopatek wirnikowych wentylatora o parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ wyposażonych w płyty brzegowe.

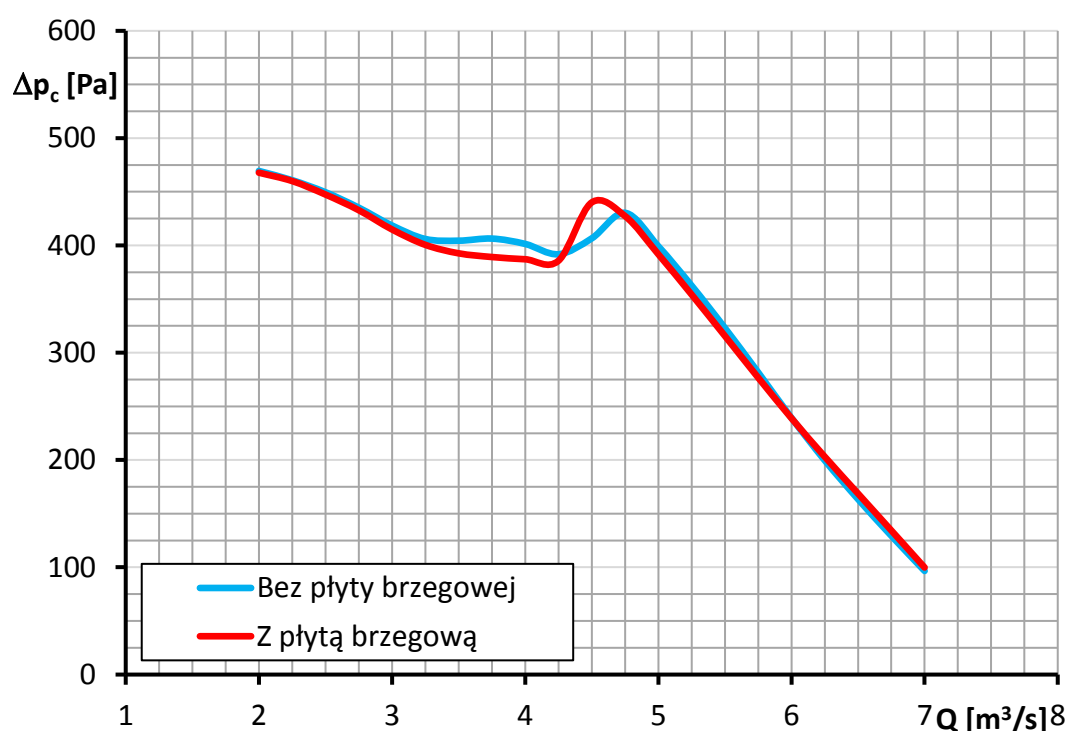
Na rysunku nr 4.56 pokazano wizualizację linii prądu w opływie łopatek wieńca wirnikowego wentylatora osiowego o parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ $\Delta p_c=3300Pa$ z zamontowanymi płytami brzegowymi. W tym przypadku pokazany obraz przepływu nie daje pewności co do zmniejszenia intensywności wiru w skutek zastosowania płyt brzegowych. Można jedynie stwierdzić, że obecność płyt brzegowych powoduje zmniejszenie rozmiarów wiru, w porównaniu do wiru tworzącego się na wierzchołkach łopatek pozbawionych płyt brzegowych (rys. 4.53).



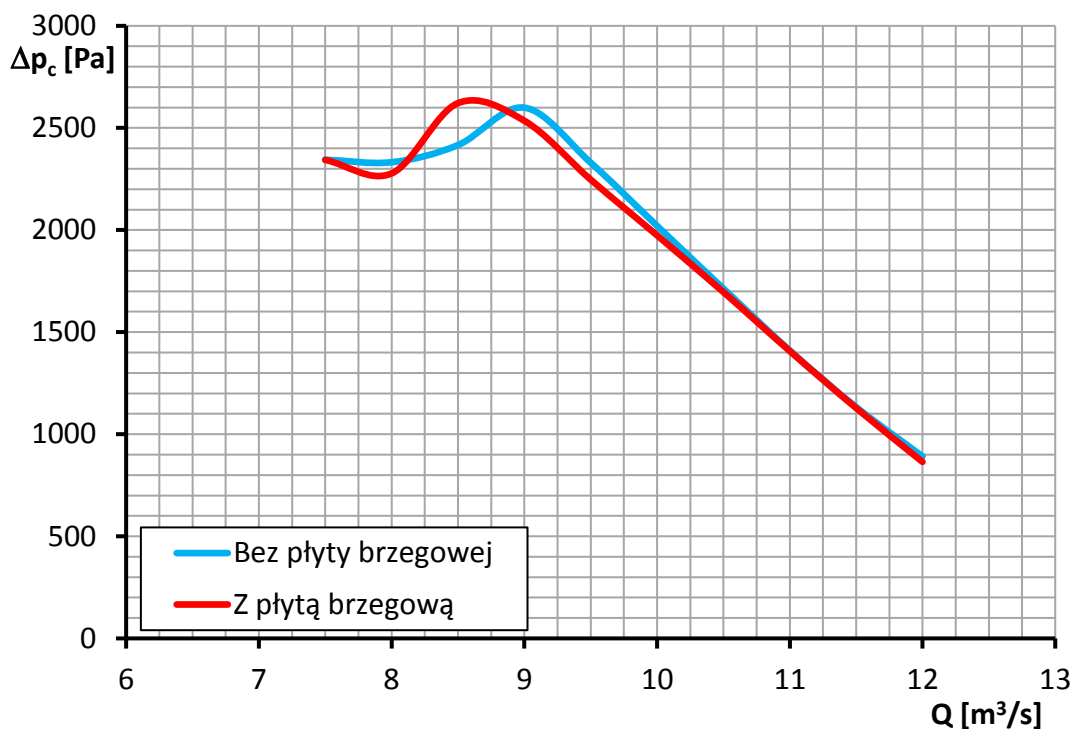
Rys. 4.56. Linie prądu w opływie łopatek wirnikowych wieńca wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ $\Delta p_c=3300Pa$ (łopatki wyposażone w płyty brzegowe).

Analiza linii prądu nie wskazuje na eliminację wirów wierzchołkowych, ale wskazuje na możliwość ograniczenia ich intensywności oraz rozmiarów. Wobec tego można założyć, że obecność płyt brzegowych na wierzchołkach łopatek wieńców wirnikowych winna skutkować poprawą charakterystyk wieńców wentylatorów osiowych. W celu potwierdzenia poprawności powyższego wniosku wykonano analizy ilościowe osiągnięć wieńców z tak ukształtowanymi łopatkami. Uzyskane charakterystyki zestawiono z charakterystykami wieńców, których łopatki nie zostały wyposażone w płyty brzegowe.

Na rysunku 4.57 oraz 4.58 pokazano charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu dla obu zaprojektowanych wieńców wirnikowych z uwzględnieniem płyt brzegowych.



Rys. 4.57. Wpływ płyt brzegowych na charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego wentylatora o parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$.



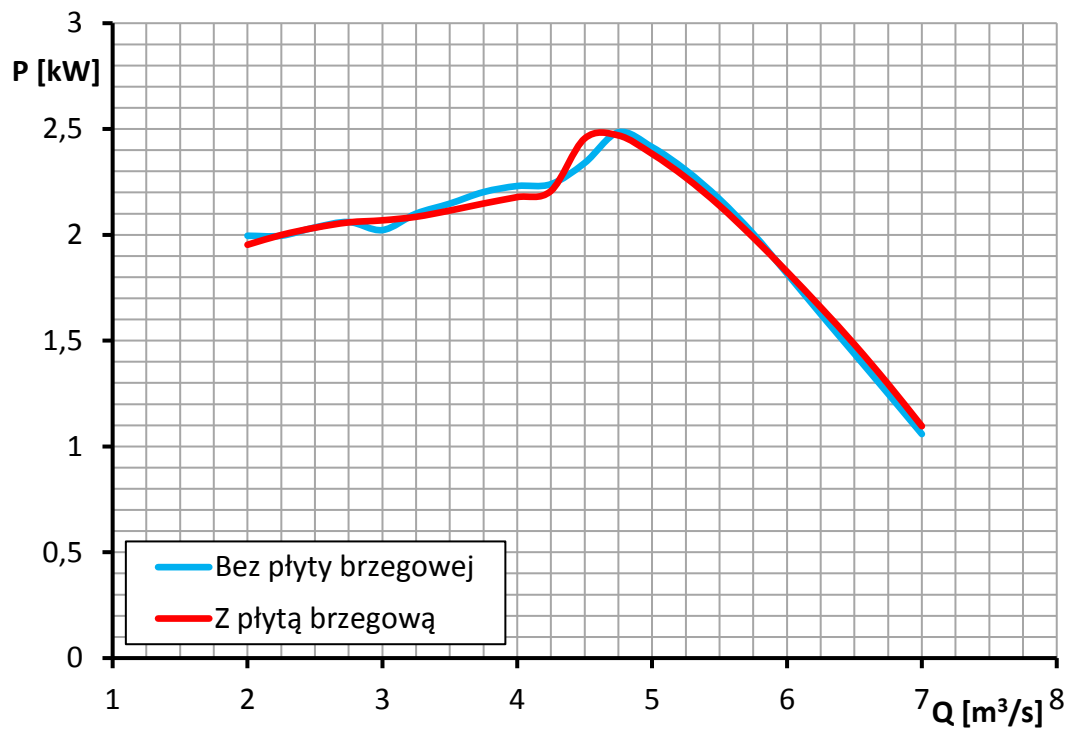
Rys. 4.58. Wpływ płyt brzegowych na charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.

Z pokazanych charakterystyk, w przypadku obydwu wieńców, wpływ obecności płyt brzegowych na wierzchołkach łopatek, na zakresie statecznej pracy, jest niewielki a nawet powoduje nieznaczny spadek przyrostu ciśnienia całkowitego. Spadek ten można tłumaczyć zwiększonymi oporami tarcia ze względu na obecność dodatkowych powierzchni. Jednak warto zwrócić uwagę na fakt „wydłużenia” zakresu statecznej pracy wieńców wywołanego obecnością płyt brzegowych. W przypadku wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ punkt maksymalnego przyrostu ciśnienia całkowitego wynoszącego 427Pa przy wydatku równym $4,75\text{m}^3/\text{s}$ został przesunięty w stronę niższych wydatków przepływu. Wieniec ten maksymalny przyrost ciśnienia wynoszący 445Pa osiąga przy wydatku równym $4,5\text{m}^3/\text{s}$.

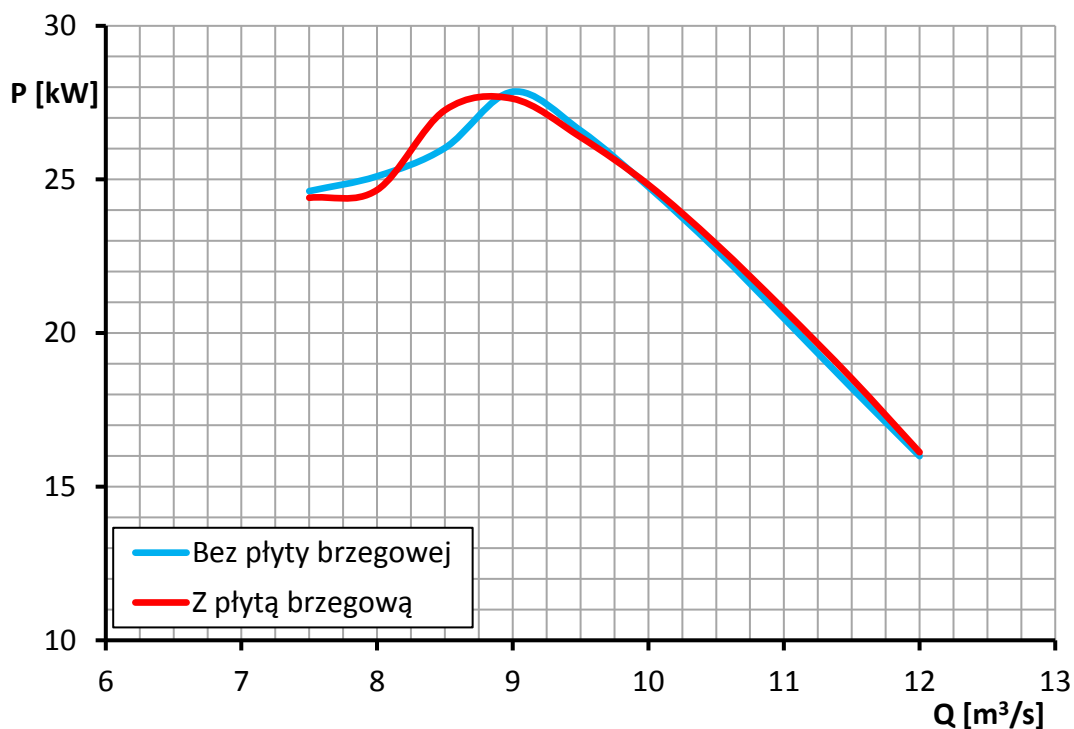
W przypadku drugiego z projektowanych wieńców wirnikowych, również obserwuje się niewielki wpływ obecności płyt brzegowych na charakterystykę przyrostu ciśnienia całkowitego (rys. 4.58). Ale również w tym przypadku nastąpiło przesunięcie punktu maksymalnego przyrostu ciśnienia całkowitego definiującego zakres statecznej pracy, w stronę niższych wydatków przepływu. Maksymalny przyrost ciśnienia całkowitego, wieńca wirnikowego z łopatkami bez płyt brzegowych to wartość 2600Pa przy wydatku $9\text{m}^3/\text{s}$ natomiast wieniec wirnikowy posiadający płyty brzegowe posiada maksymalny przyrost ciśnienia wynoszący 2650Pa przy wydatku $8,6\text{m}^3/\text{s}$. W zakresie objętościowego natężenia przepływu $9\div 10\text{m}^3/\text{s}$ wyraźnie widać, że wieniec wirnikowy z łopatkami bez płyt brzegowych

wytwarza wyższy przyrost ciśnienia całkowitego niż wieniec z łopatkami wyposażonymi w płyty brzegowe. Względna różnica w przyroście ciśnienia całkowitego, w tym zakresie wydatków, wyniosła 2,86%.

Na rysunkach 4.59 i 4.60 pokazano charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu dla obu projektowanych wieńców wirnikowych z uwzględnieniem wpływu obecności płyt brzegowych.



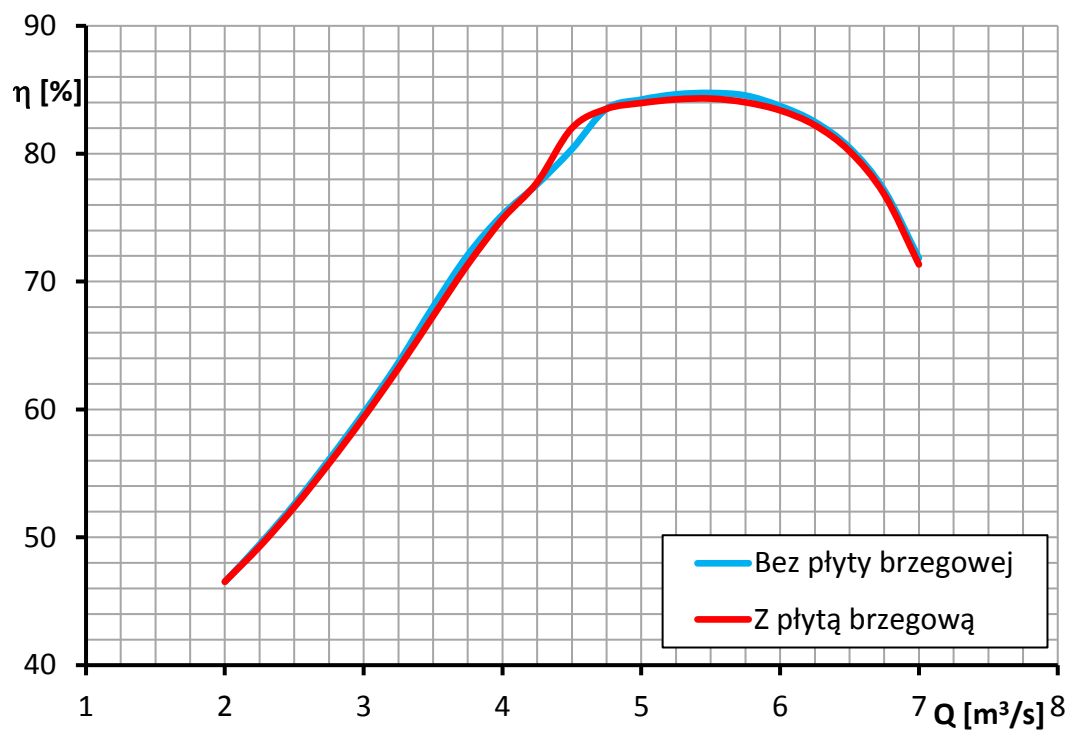
Rys. 4.59. Wpływ płyt brzegowych na charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego wentylatora osiowego o parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$.



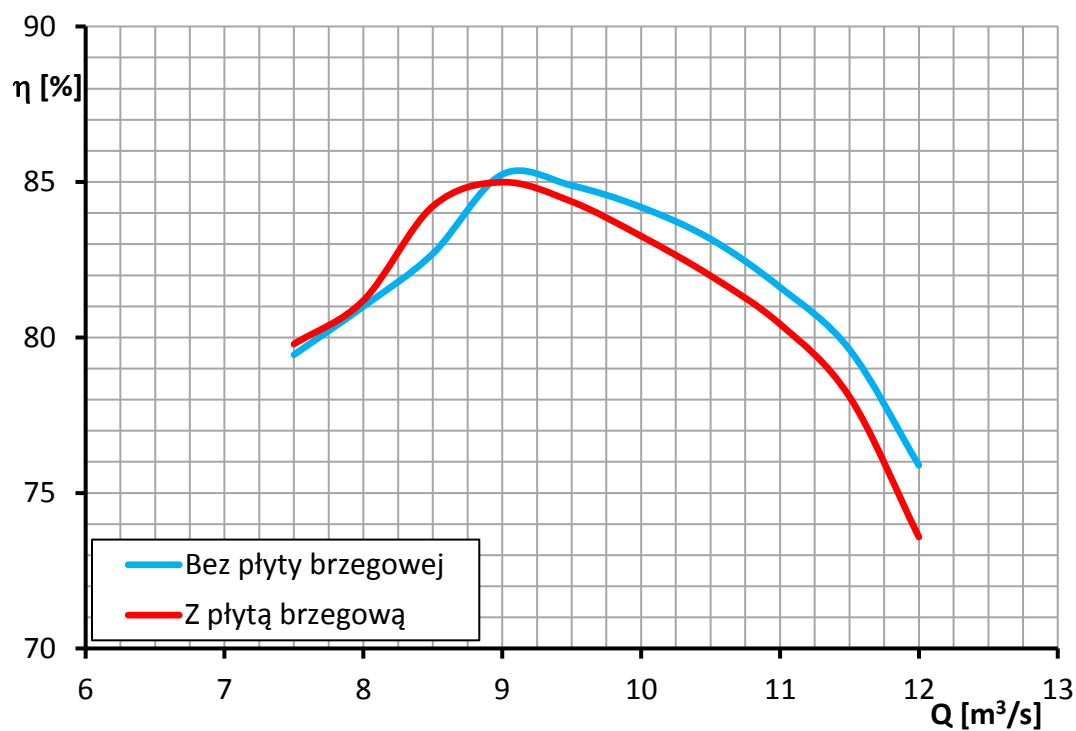
Rys. 4.60. Wpływ płyt brzegowych na charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego wentylatora osiowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.

W przypadku pokazanych charakterystyk nie obserwuje się szczególnego wpływu płyt brzegowych na wartości osiąganych mocy. Również w tym przypadku obecność płyt brzegowych przyczyniła się do nieznacznego przesunięcia punktu maksymalnej mocy w stronę mniejszych wydatków przepływu. Dla obu projektowanych wieńców wirnikowych, niezależnie od konfiguracji geometrycznej łopatek, uzyskiwane maksymalne wartości mocy pozostają na tym samym poziomie.

Na rysunkach 4.61 i 4.62 pokazano charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu dla obu zaprojektowanych wieńców wirnikowych z uwzględnieniem płyt brzegowych na wierzchołkach łopatek.



Rys. 4.61. Wpływ płyt brzegowych na charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego wentylatora osiowego o parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$.



Rys. 4.62. Wpływ płyt brzegowych na charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego wentylatora osiowego o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.

W przypadku wieńca wentylatora, o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ (rys. 4.61), obecność płyt brzegowych na wierzchołkach łopatek nie wpłynęła znacząco na wartość jego sprawności. Jedynie dla wydatku $4,5m^3/s$ uzyskano nieznaczny przyrost sprawności, wynoszący 2,05%. Zauważyć należy również fakt, że w przypadku obu konfiguracji geometrycznych łopatek wieńca wirnikowego maksymalna wartości sprawności pozostaje na tym samym poziomie i wynosi 84% przy objętościowym natężeniu przepływu $5,5m^3/s$.

Charakterystyki sprawności wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ $\Delta p_c=3300Pa$, z uwzględnieniem i bez uwzględniania obecności płyt brzegowych, zdecydowanie różnią się od siebie (rys. 4.62). Obecność płyt brzegowych na wierzchołkach łopatek wirnikowych przyczyniła się do widocznego spadku sprawności w zakresie wydatków $9\div 12m^3/s$. Sytuację tą można tłumaczyć wzrostem oporu tarcia wynikającego z obecności dodatkowych, omywanych, powierzchni. Średni, względny spadek sprawności w tym zakresie wyniósł 1,43% przy czym, przy objętościowym natężeniu przepływu wynoszącym $12m^3/s$ spadek ten jest największy i wynosi 3,13%. Należy jednocześnie zauważyć iż po przekroczeniu objętościowego natężenia przepływu wynoszącego $9m^3/s$ uzyskano nieznaczny przyrost sprawności wynikający z zastosowania płyt brzegowych na wierzchołkach łopatek. W zakresie wydatków $8\div 9m^3/s$ średni, względny przyrost sprawności wyniósł 0,35%, przy czym największy przyrost uzyskano dla objętościowego natężenia przepływu $8,5m^3/s$ i wyniósł on 0,57%.

Wnioski szczegółowe z analizy wyników tej części pracy są następujące:

1. Wraz ze wzrostem wartości luzu wierzchołkowego następuje zmniejszenie przyrostu ciśnienia całkowitego przy jednoczesnym przesunięciu punktu maksymalnego przyrostu ciśnienia w stronę wyższych wydatków przepływu;
2. Nie zaobserwowano znaczącego wpływu wielkości szczeliny wierzchołkowej na charakterystyki mocy zaprojektowanych wieńców wirnikowych, jednak wraz ze wzrostem wartości luzu wierzchołkowego nastąpiło przesunięcie punktu jej maksymalnej wartości w stronę niższych wydatków przepływu;
3. Wraz ze wzrostem wartości luzu wierzchołkowego następuje spadek sprawności, przy jednoczesnym przesunięciu punktu jej maksymalnej wartości w stronę wyższych wartości objętościowych natężeń przepływu;
4. Analiza obrazów pól przepływu pozwala na identyfikację układu wirów powstających w obszarze wierzchołków łopatek wirnikowych, wpływających na spadek osiągniętych wieńców wirnikowych wentylatorów, w tym przede wszystkim sprawności;
5. W celu próby wyeliminowania wirów wierzchołkowych zastosowanie płyt brzegowych na wierzchołkach łopatek wirnikowych przyczynia się do zmniejszenia intensywności i wielkości powstającego wiru;

6. Analiza wyników symulacji numerycznych wykazała znikomy wpływ obecności płyt brzegowych na wierzchołkach łopatek wirnikowych na osiągi obu wieńców.
7. W przypadku wieńca wirnikowego wentylatora o parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$, po zastosowaniu płyt brzegowych, można uznać, że uzyskiwane wartości sprawności całkowitej praktycznie nie uległy zmianie. Natomiast w przypadku drugiego z projektowanych wieńców, w zakresie wydatków $Q=12m^3/s$, nastąpił spadek sprawności względnie wynoszący 1,43%.
8. Uzyskane wyniki nie wykluczają możliwości poprawy sprawności wieńców wirnikowych wentylatorów osiowych poprzez zastosowanie płyt brzegowych na wierzchołkach łopatek. Ewentualna optymalizacja geometrii płyt brzegowych może przyczynić się do wzrostu sprawności projektowanych wieńców wirnikowych wentylatorów osiowych;
9. W celu osiągnięcia jak najwyższych sprawności należy stosować minimalną wartość luzu wierzchołkowego wykluczającą możliwość tarcia wierzchołków łopatek wirnikowych o wewnętrzną osłonę wentylatorów osiowych.

4.7.2 Numeryczna analiza wpływu grubości krawędzi spływu łopatki wirnikowej na charakterystyki wentylatorów osiowych

Skończona grubość krawędzi spływu łopatek wynika z ograniczeń technologicznych ich produkcji, niemożliwe jest bowiem wykonanie łopatek o zerowej grubości krawędzi spływu.

Za krawędzią spływu łopatki o skończonej grubości zachodzi oderwanie strumienia czynnika roboczego co prowadzi do powstania strat przepływu, nazywanymi często stratami mieszania [59]. Z punktu widzenia konieczności poprawy sprawności wentylatorów osiowych zasadnym jest dokonanie analizy wpływu grubości krawędzi spływu łopatki na charakterystyki wieńców wirnikowych. W tym celu wykorzystano model projektowanego w toku realizacji projektu dot. *wysokowydajnych wentylatorów lutniowych nowej generacji*, wentylatora oznaczeniu WL [39], którego łopatki wirnikowe zbudowano w oparciu o profil *NACA 65-810*. Technologia produkcji tego wentylatora zakładała spawanie łopatek wieńca wirnikowego z odpowiednio wyciętego arkusza blachy o założonej grubości, co w konsekwencji prowadziło do wykonania krawędzi spływu łopatek o stałej grubości. Zatem należało dokonać analiz wpływu skończonej grubości krawędzi spływu na charakterystyki pracy projektowanego wentylatora. Analizy numeryczne przeprowadzono dla przypadku braku obecności szczeliny wierzchołkowej z wykorzystaniem geometrii wynikającej ze wstępnego projektu analitycznego.

Na potrzeby przeprowadzenia stosownych analiz numerycznych zdecydowano się na utworzenie dwóch zestawów modeli geometrycznych wieńców wirnikowych, których łopatki charakteryzowały się krawędziami spływu o stałej

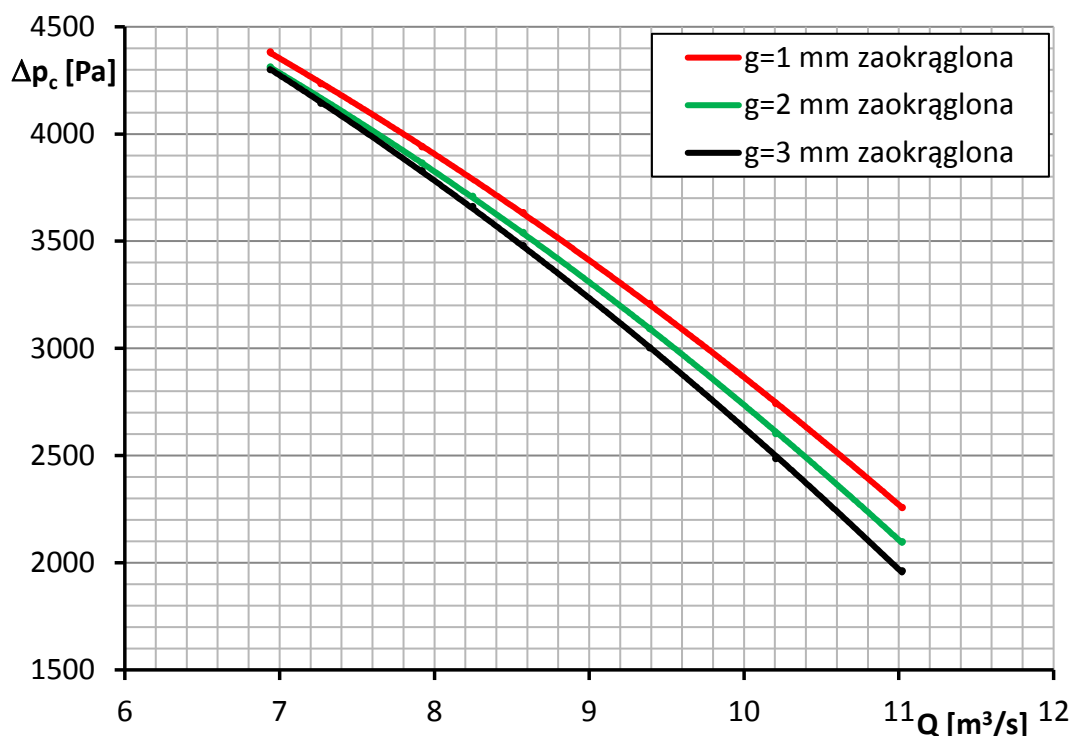
grubości, przy czym ich krawędzie spływu różniły się sposobem odwzorowania. Każdy z zestawów wstępnie zaprojektowanych wieńców zawierał trzy modele z łopatkami o grubości krawędzi spływu: 1mm , 2mm , 3mm . Modele wieńców pierwszego zestawu charakteryzowały się łopatkami, których krawędzie spływu zaokrąglono podczas gdy modele wieńców drugiego z zestawów cechowały się łopatkami, których krawędź spływu była – „prosto” ścięta (ostra). Promień zaokrąglenia krawędzi spływu łopatek wynikał z ich grubości i wynosił odpowiednio $r=0,5\text{mm}$, $r=1\text{mm}$, $r=1,5\text{mm}$.

Grubość krawędzi spływu łopatek wirnikowych zwiększano poprzez wykorzystanie układu trójkąta utworzonego przez styczną wyprowadzoną z odpowiedniego punktu górnego obrysu profilu, fragment linii obrysu od punktu styczności do punktu reprezentującego krawędź spływu oraz odcinek domykający, prostopadły do linii profilu w punkcie spływu [34]. Wadą zastosowanego sposobu modelowania krawędzi spływu jest zmiana kąta spływu strumienia z łopatki. Jednak stosowano taki model ze względu na unikanie ingerencji koniecznej w innym przypadku zasadniczej zmiany kształtu dolnego obrysu profilu łopatki [34]. Na rysunku nr 4.63 pokazano zmodyfikowaną „ostrą” krawędź spływu profilu NACA 65-810 na potrzeby badań w określonym przedziale wzrostu grubości krawędzi spływu.



Rys. 4.63. Pogrubiona krawędź spływu profilu NACA 65-810 [34].

Na rysunku nr 4.64 pokazano charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wyposażonych w łopatki z zaokrąglonymi krawędziami spływu o założonych grubościach.

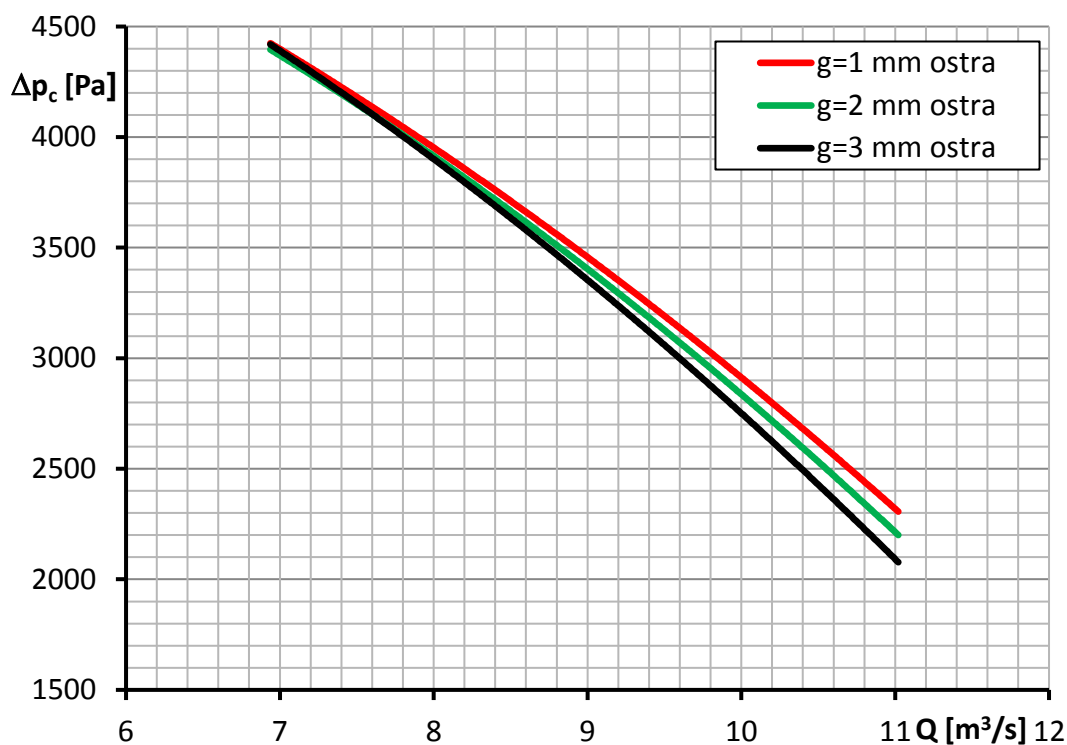


Rys. 4.65. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wentylatora WL z łopatkami o zaokrąglonych krawędziach splywu [34].

Analiza przebiegu charakterystyk wykazuje, że największe przyrosty ciśnienia całkowitego uzyskano dla wieńca z łopatkami wirnikowymi, których grubość zaokrąglonej krawędzi splywu wynosiła 1mm . Natomiast najmniejszy przyrost ciśnienia całkowitego zaobserwowano dla wieńca wirnikowego z łopatkami o 3mm grubości krawędzi splywu. Analizując zakres charakterystyk dla wysokich objętościowych natężeń przepływu, w stosunku do wieńców wirnikowych z łopatkami o 1mm grubości krawędzi splywu, spadek ciśnienia całkowitego wentylatora wyniósł $5,1\%$ oraz $9,3\%$ odpowiednio dla wieńców z łopatkami o grubości krawędzi splywu 2mm i 3mm . Warto zauważyć, że wraz ze spadkiem objętościowego natężenie przepływu zmniejsza się różnica między wartościami przyrostu ciśnienia całkowitego wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wentylatora dla założonych grubości krawędzi splywu. Można to tłumaczyć zmniejszeniem strat przepływu – strat mieszania – wywołany spadkiem prędkości przepływu, ponieważ straty przepływu są wprost proporcjonalne do iloczynu współczynnika strat mieszania i kwadratu prędkości przepływu [59]:

$$\Delta p_{strat} = \zeta_m \cdot p_d = \zeta_m \cdot \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_s^2 \quad (4.1)$$

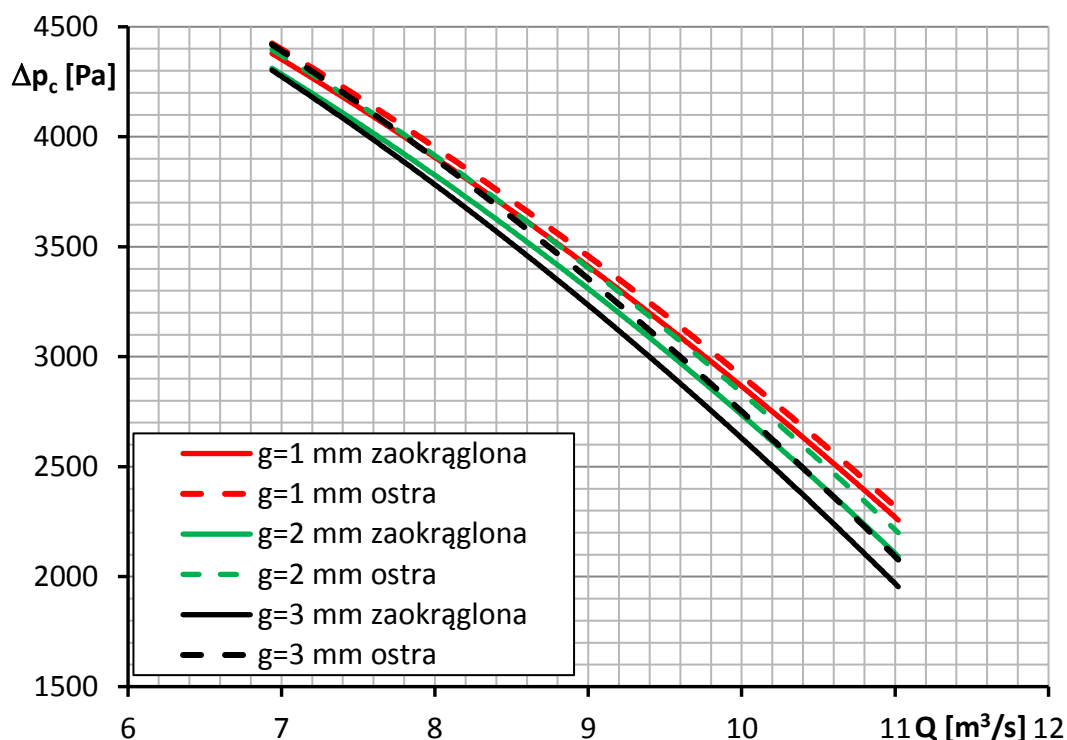
Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych z łopatkami o założonych grubościach „ostrej” krawędzi splywu pokazano na rysunku nr 4.66.



Rys. 4.66. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wentylatora WL wyposażonych w łopatki charakteryzujące się ostro ściętymi krawędziami sływu [34].

W tym przypadku również zaobserwowano największy przyrost ciśnienia całkowitego dla wieńca wirnikowego z łopatkami, których grubość krawędzi sływu wynosiła 1mm , natomiast najmniejszy dla wieńca wirnikowego z łopatkami o 3mm grubości krawędzi sływu. Ponownie rozpatrując zakres wysokich wydatków przepływu, spadek ciśnienia całkowitego wieńca wirnikowego wentylatora, w odniesieniu do wieńców wirnikowych z łopatkami o grubości krawędzi sływu 1mm , wyniósł $2,1\%$ oraz $6,5\%$ odpowiednio dla łopatek o 2mm i 3mm grubości krawędzi sływu. Również w tym przypadku „zbieganie” się charakterystyk uwarunkowane jest spadkiem prędkości przepływu wpływającym na spadek strat przepływu.

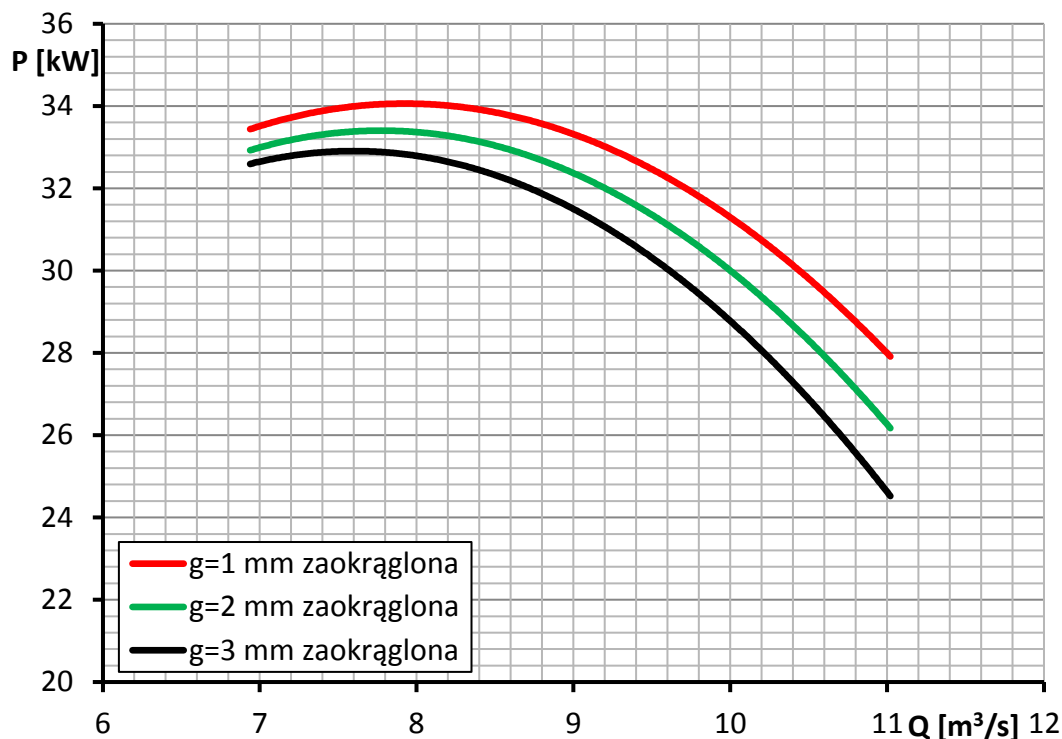
Na rysunku 4.67 pokazano charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu, wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wentylatora osiowego o oznaczeniu WL dla wszystkich rozważanych wariantów krawędzi sływu łopatek. Na pokazanym wykresie liniami kreskowymi oznaczono warianty łopatek z krawędziami sływu ostro ściętymi, natomiast linią ciągłą warianty z krawędziami zaokrąglonymi.



Rys. 4.67. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wentylatora osiowego o oznaczeniu WL dla wszystkich wariantów krawędzi sływu łopatek [34].

Analizując przedstawione przebiegi można stwierdzić, że w przypadku wirników z łopatkami o zaokrąglonych krawędziach sływu uzyskiwane przyrosty ciśnienia całkowitego są niższe niż dla wirników z łopatkami, których krawędzie sływu były ostro ścięte dla odpowiadających sobie grubości. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego wieńca wirnikowego z łopatkami o ostro ściętej krawędzi sływu są równolegle przesunięte do „góry” w stosunku do charakterystyk wieńców wirnikowych z łopatkami, których krawędzie sływu zostały zaokrąglone. Przesunięcie to jest największe dla wieńców wyposażonych w łopatki o 3mm grubości krawędzi sływu. Wraz ze zmniejszeniem grubości krawędzi sływu łopatek wirnikowych, różnica między charakterystykami wieńców dla odpowiadających sobie grubości krawędzi sływu łopatek zmniejsza się, co jest konsekwencją spadku strat mieszania [59]. Średnia, względna różnica w przyroście ciśnienia całkowitego, w całym rozpatrywanym zakresie wydatków przepływu, między charakterystykami wieńca wirnikowego z łopatkami o 3mm grubości krawędzi sływu, w wersji zaokrąglonej i ostro ściętej, wyniosła 3,81%. Dla wieńców wirnikowych wyposażonych w łopatki o grubości krawędzi sływu 1mm i 2mm różnice te wyniosły odpowiednio 1,29% oraz 2,94%. Oznacza to, że dla mniejszych grubości krawędzi sływu, wpływ sposobu jej odwzorowania jest niewielki. Wraz ze wzrostem grubości krawędzi sływu wpływ ten jest wyraźniejszy, a najmniejsze straty przepływu uzyskano dla łopatek o krawędziach ostro ściętych na co również wskazują badania doświadczalne [47].

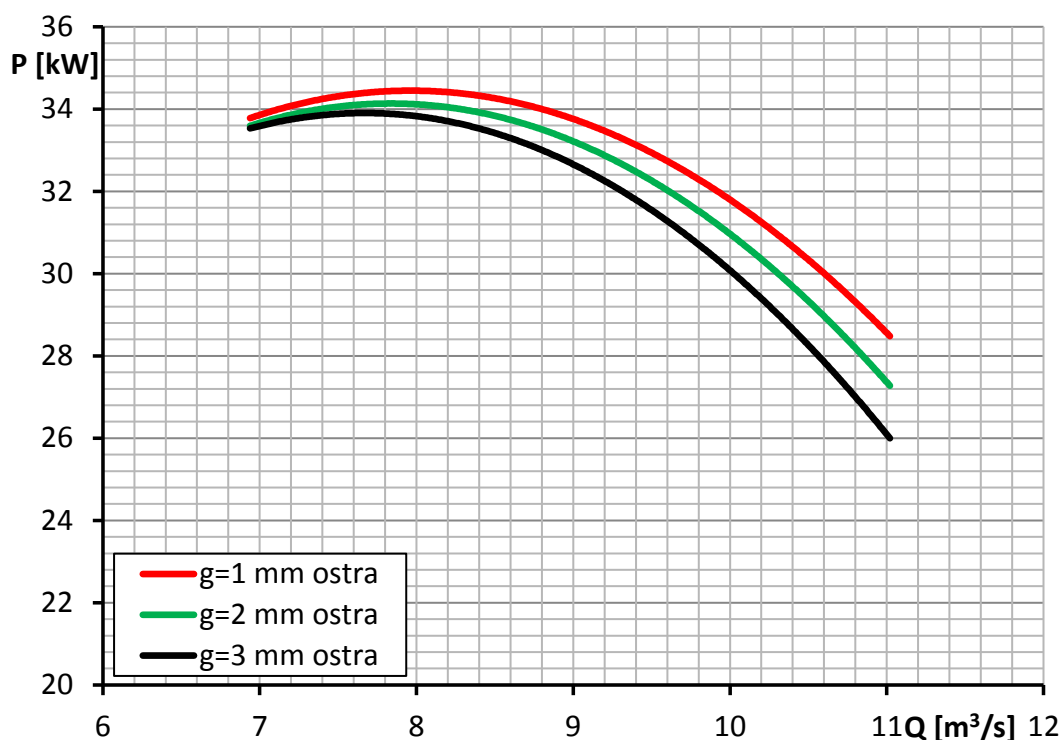
Na rysunku nr 4.68 pokazano charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu, wstępnie zaprojektowanych, wieńców wirnikowych wentylatora o oznaczeniu WL wyposażonych w łopatki o zaokrąglonych krawędziach spływu i założonych grubościach.



Rys. 4.68. Charakterystyki mocy projektowanych wieńców wirnikowych wentylatora osiowego WL w funkcji objętościowego natężenia przepływu charakteryzujących się zaokrąglonymi krawędziami spływu.

Najwyższe wartości mocy uzyskano dla wieńca wirnikowego wyposażonego w łopatki, których grubość krawędzi spływu wynosi 1mm . Przyczyną takiego stanu rzeczy jest generowanie przez łopatki, z taką grubością krawędzi spływu, wyższego przyrostu ciśnienia całkowitego, co przekłada się na wzrost momentu oporowego na podstawie którego, jak już wcześniej wspomniano, wyznaczana jest moc z wykorzystaniem metody numerycznej. Średnia różnica względna między charakterystykami, w odniesieniu do wieńca wirnikowego z łopatkami o 1mm grubości krawędzi spływu, wyniosła $3,21\%$ oraz $6,32\%$ dla wieńców z łopatkami o grubości krawędzi spływu wynoszącej odpowiednio 2mm i 3mm w całym rozpatrywanym zakresie wydatków przepływu.

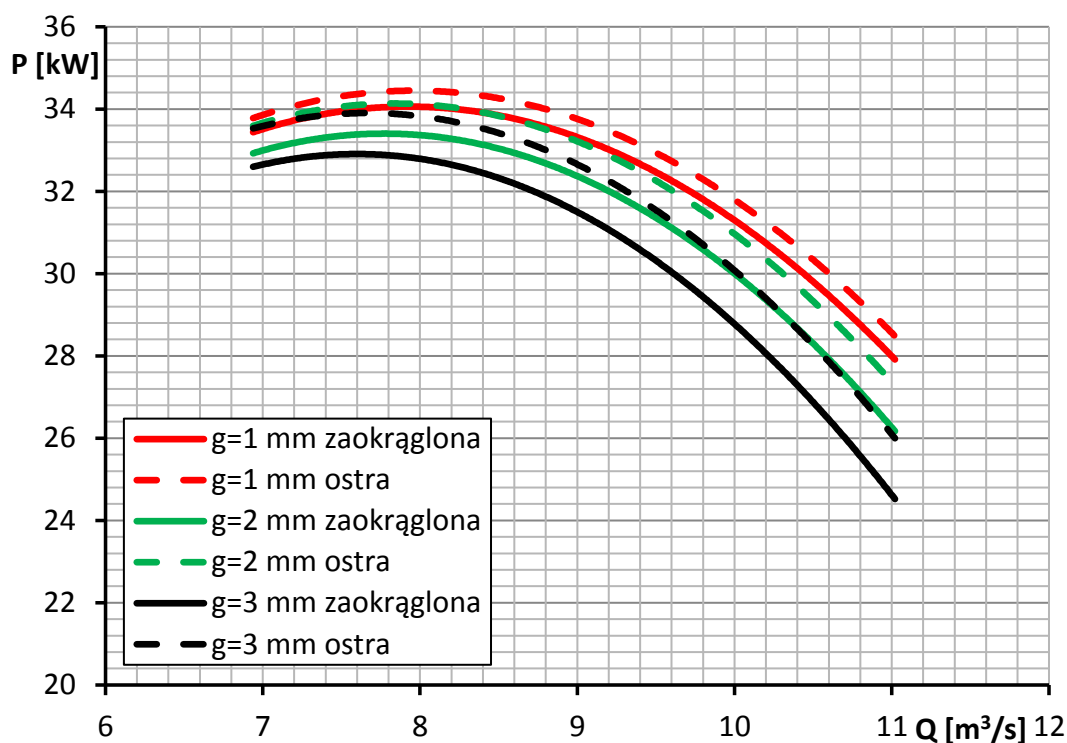
Przebiegi charakterystyk mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu (rys. 4.69) wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych z łopatkami o ostro ściętych krawędziach spływu są podobne do powyżej omówionych.



Rys. 4.69. Charakterystyki mocy wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wentylatora osiowego o oznaczeniu WL w funkcji objętościowego wydatku przepływu wyposażonych w łopatki o ostro ściętych krawędziach spływu.

Również w tym przypadku najwyższe moce uzyskano dla wieńca wirnikowego z łopatkami, których grubość krawędzi spływu wyniosła 1mm . Przy czym średnie różnice względne między uzyskanymi charakterystykami są w tym przypadku mniejsze. I tak odnosząc różnice do wieńca wirnikowego wyposażonego w łopatki z krawędzią spływu o grubości 1mm , w całym zakresie rozpatrywanych wydatków przepływu, wyniosły $1,83\%$ i $3,74\%$ odpowiednio dla wieńców z łopatkami o grubości krawędzi spływu odpowiednio 2mm oraz 3mm .

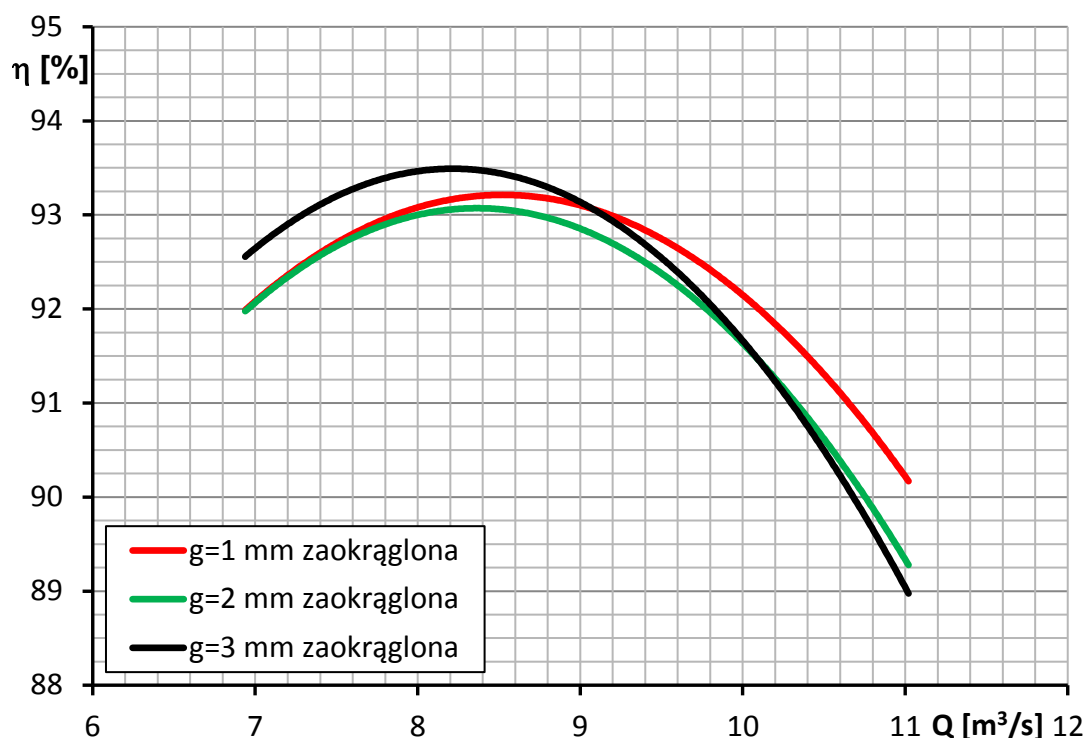
Zbiorcze charakterystyki mocy wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wyposażonych w łopatki charakteryzujące się wszystkimi rozpatrywanymi geometriami krawędzi spływu pokazano na rysunku 4.70.



Rys. 4.70. Charakterystyki mocy w funkcji objętościowego wydatku przepływu projektowanych wieńców wirnikowych wyposażonych w łopatki charakteryzujące się wszystkimi wariantami geometrii krawędzi sływu [34].

Analizując pokazane przebiegi stwierdza się, że wyższe moce osiągnięto dla wieńców z łopatkami charakteryzującymi się ostro ściętymi krawędziami sływu. Jest to konsekwencją wytwarzania przez te łopatki większych przyrostów ciśnienia całkowitego w porównaniu do łopatek z zaokrąglonymi krawędziami sływu co przekłada się na wzrostu momentu oporowego. Można również dostrzec, że charakterystyki mocy wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wyposażonych w łopatki o ostro ściętej krawędzi sływu są równolegle przesunięte do „góry”, w stosunku do charakterystyk wieńców wirnikowych z łopatkami, których krawędzie sływu zostały zaokrąglone. Średnia względna różnica w mocy wieńców wirnikowych, w całym rozpatrywanym zakresie wydatków przepływu, między charakterystykami dla wieńców z łopatkami charakteryzującymi się 1mm grubością krawędzi sływu, w wersji zaokrąglonej i ostro ściętej, wyniosła 1,37%. Dla wieńców z łopatkami o 2mm i 3mm grubości krawędzi różnice te mają wartość odpowiednio 2,74% oraz 3,87%. Maksymalne wartości mocy wahają się w granicach $P=32,8\div 34,4kW$ co daje różnicę względną na poziomie 4,88%.

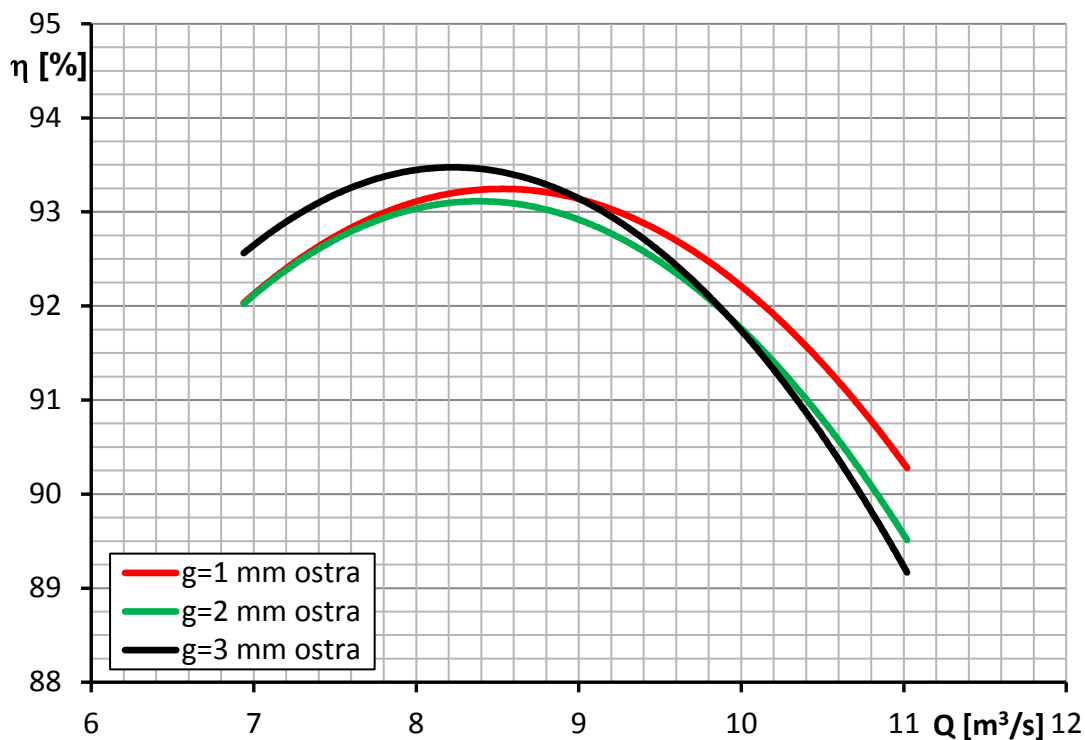
Na rysunku nr 4.71 pokazano charakterystyki sprawności wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wentylatora o oznaczeniu WL w funkcji objętościowego natężenia przepływu, wyposażonych w łopatki o zaokrąglonych krawędziach sływu i założonych grubościach.



Rys. 4.71. Charakterystyki sprawności wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wentylatora osiowego w funkcji objętościowego wydatku przepływu wyposażonych w łopatki z zaokrąglonymi krawędziami splywu.

Najwyższą sprawność maksymalną uzyskano dla wieńca wirnikowego z łopatkami charakteryzującymi się 3mm grubością krawędzi splywu i wyniosła ona 93,5% przy wydatku równym $8,2\text{m}^3/\text{s}$. Przyczyną tego stanu rzeczy jest fakt uzyskania najlepszego, z punktu widzenia sprawności, stosunku energii dostarczonej do strumienia $Q \cdot \Delta p_c$ do mocy szacowanej na podstawie wyznaczonego momentu oporowego wieńca wirnikowego P . Potwierdzają to wcześniej omówione charakterystyki mocy i przyrostu ciśnienia całkowitego. W zakresie wysokich wydatków wyższe sprawności wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych uzyskano dla łopatek charakteryzujących się mniejszymi grubościami krawędzi splywu, co jest efektem mniejszych strat przepływu [47], [59] (wartość tych strat jest funkcją kwadratu prędkości przepływu). Warto szczególną uwagę zwrócić na fakt przesunięcia maksymalnych wartości sprawności wieńców wirnikowych w stronę wysokich wydatków wraz ze zmniejszaniem grubości krawędzi splywu łopatek. Jest to kluczowe w przypadku projektowania wysokowydajnych wentylatorów osiowych.

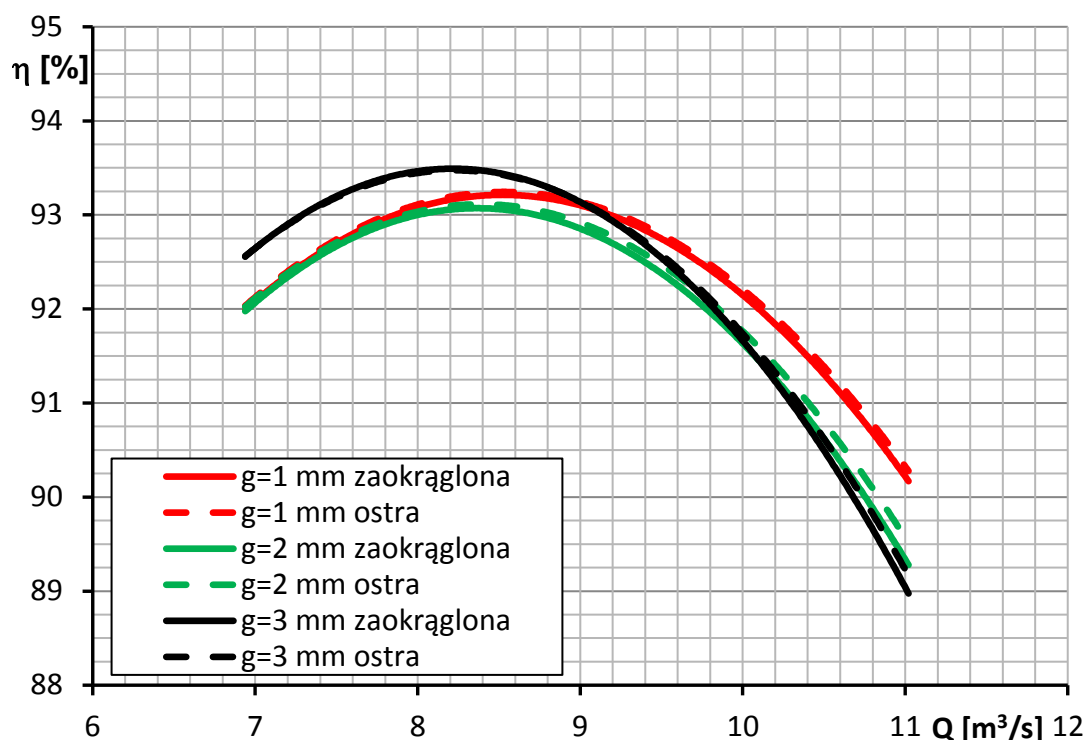
Na rysunku nr 4.72 pokazano charakterystyki sprawności wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wentylatora osiowego o oznaczeniu WL w funkcji objętościowego natężenia przepływu, charakteryzujących się łopatkami o ostro ściętych krawędziach splywu i założonych grubościach.



Rys. 4.72. Charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych charakteryzujących się ostro ściętymi krawędziami spływu łopatek.

Charakter przebiegu pokazanych charakterystyk jest identyczny jak w przypadku charakterystyk sprawności wieńców wirnikowych charakteryzujących się łopatkami o zaokrąglonych krawędziach spływu. Również w tym przypadku maksymalną sprawność uzyskano dla wieńca z łopatkami wirnikowymi o 3mm grubości krawędzi spływu. Stwierdzono również przesunięcie punktów maksymalnych sprawności, rozpatrywanych wieńców, w stronę wyższych wydatków przepływu przy zmniejszeniu grubości krawędzi spływu łopatek.

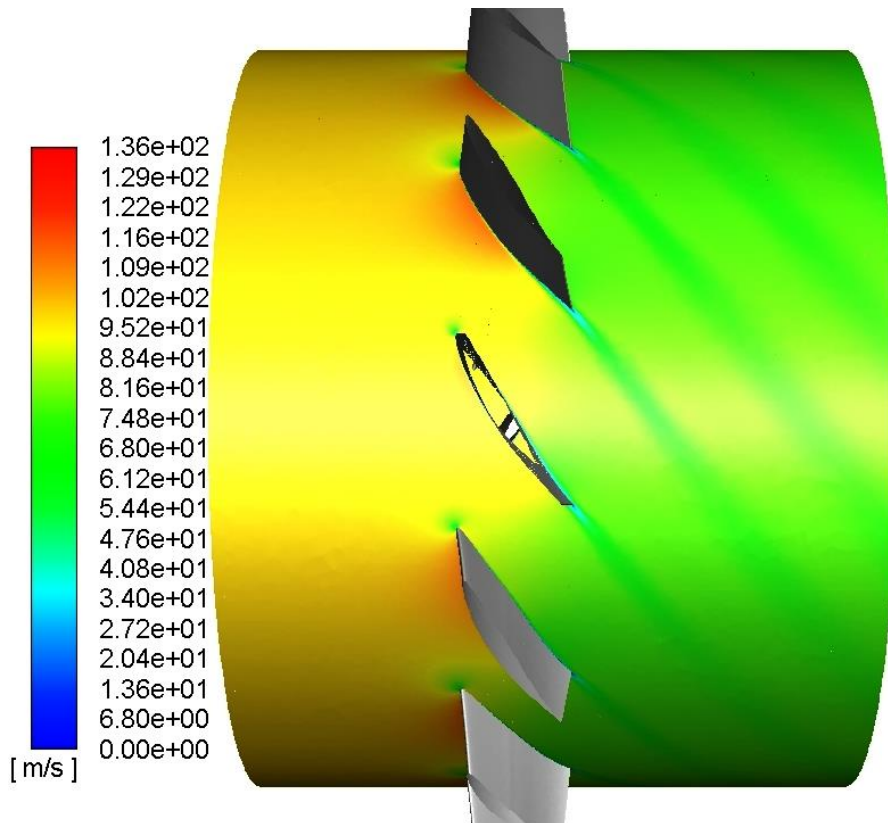
Zbiorcze charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wentylatora o oznaczeniu WL, wyposażonych w łopatki charakteryzujące się wszystkimi rozpatrywanymi geometriami krawędzi spływu pokazano na rysunku 4.73.



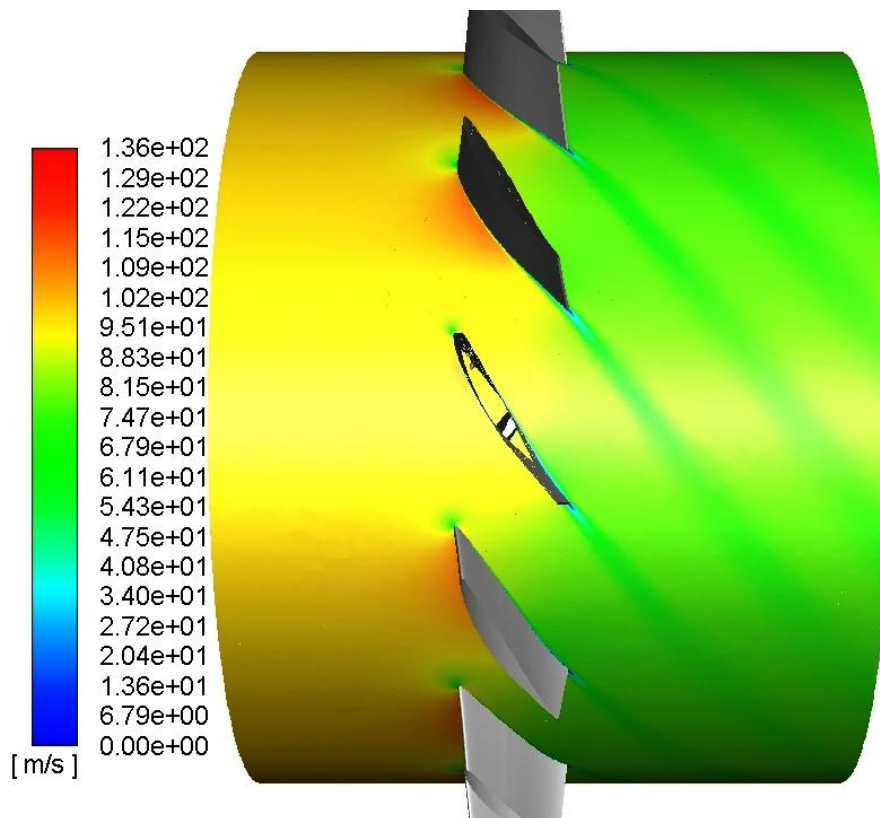
Rys. 4.73. Charakterystyki sprawności wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wentylatora o oznaczeniu WL wyposażonych w łopatki charakteryzujące się wszystkimi rozpatrywanymi geometriami krawędzi sływu [34].

Na podstawie przebiegu pokazanych charakterystyk można stwierdzić, że minimalnie wyższe sprawności uzyskiwane są przez wieńce wirnikowe z łopatkami, których krawędzie sływu zostały ostro ścięte. Średnia względna różnica w sprawności całkowitej wieńców, w całym rozpatrywanym zakresie wydatków przepływu, między wieńcami wyposażonymi w łopatki o zaokrąglonych i ostro ściętych krawędziach sływu łopatek wyniosła $0,06\%$, $0,1\%$ i $0,05\%$ dla wieńców z łopatkami o grubości krawędzi sływu odpowiednio 1mm , 2mm i 3mm . Można zatem uznać brak znaczącego wpływu sposobu odwzorowania krawędzi sływu na uzyskiwaną sprawność całkowitą wieńców wirnikowych wentylatorów osiowych. Większy wpływ na charakterystyki wieńców ma tym przypadku grubość krawędzi sływu łopatek wirnikowych.

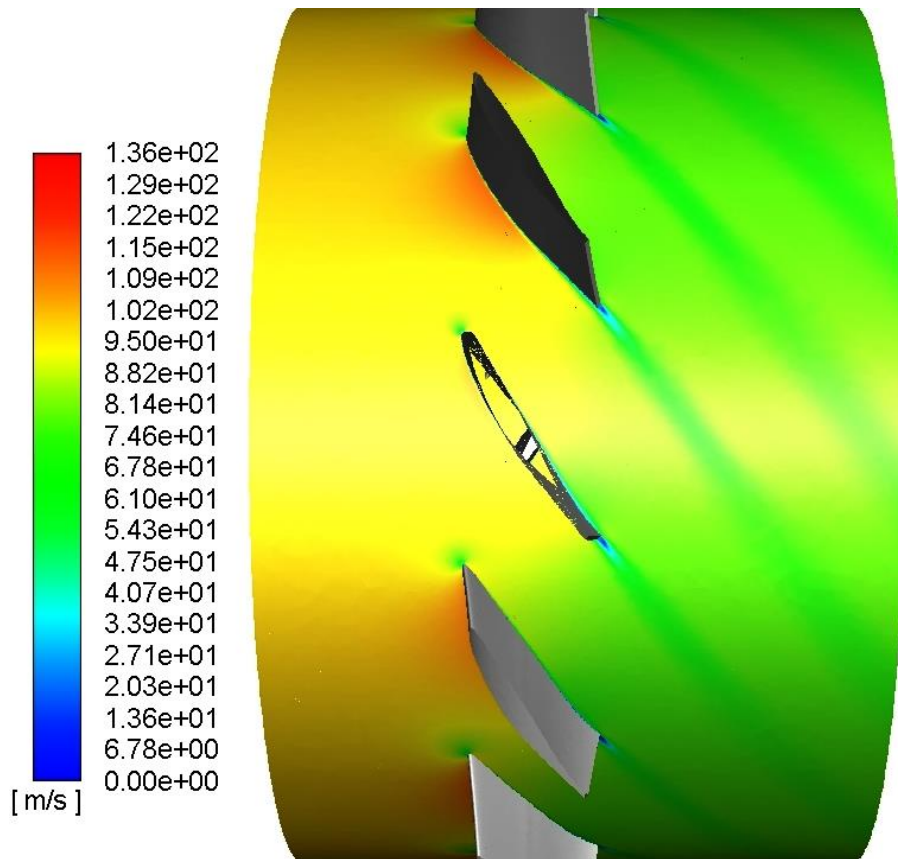
Zmiany ilościowe w osiągnięciach wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wynikają ze zmian pól przepływu za krawędziami sływu łopatek. Na rysunkach nr 4.74÷4.76 pokazano rozkłady prędkości przepływu na powierzchniach w połowie wysokości łopatek charakteryzujących się ostro ściętymi krawędziami sływu i założonymi grubościami przy $Q=10,2\text{m}^3/\text{s}$. Na podstawie pokazanych rozkładów można stwierdzić, iż wraz ze wzrostem grubości krawędzi sływu łopatek wzrasta obszar oderwania czynnika roboczego tuż za krawędziami sływu. Sugeruje to na wzrost intensywności mieszania strumienia czynnika roboczego, a co za tym idzie wzrost strat przepływu.



Rys. 4.74. Rozkład prędkości przepływu na powierzchni w połowie rozpiętości łopatek wstępnie zaprojektowanego wieńca wirnikowego dla przypadku ostro ściętej krawędzi spływu grubości 1mm .



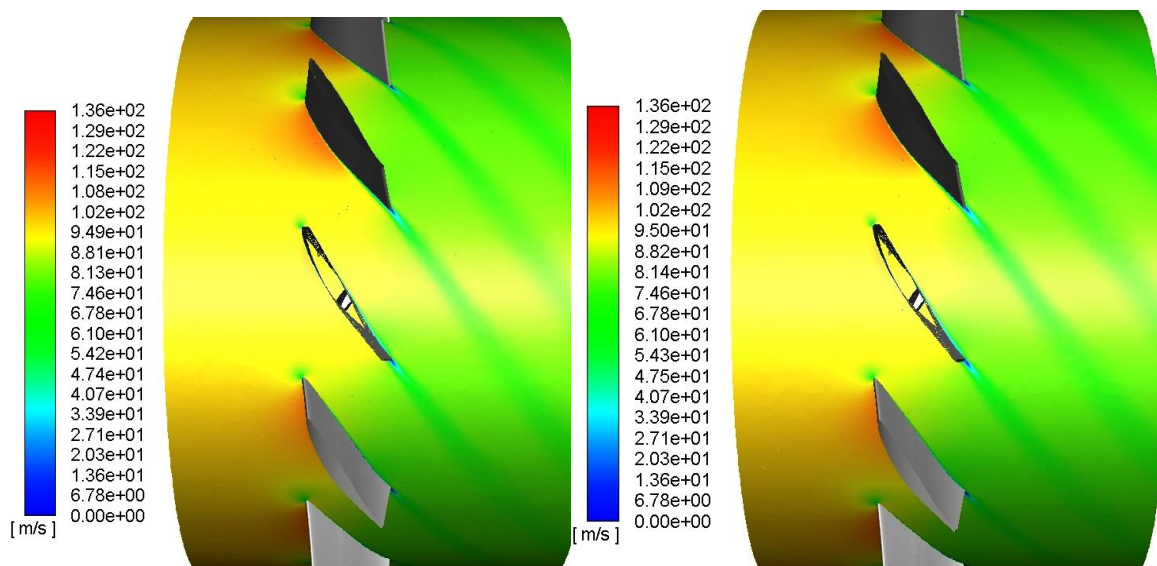
Rys. 4.75. Rozkład prędkości przepływu na powierzchni w połowie rozpiętości łopatek wstępnie zaprojektowanego wieńca wirnikowego dla przypadku ostro ściętej krawędzi spływu grubości 2mm .



Rys. 4.76. Rozkład prędkości przepływu na powierzchni w połowie rozpiętości łopatek wstępnie zaprojektowanego wieńca wirnikowego dla przypadku ostro ściętej krawędzi sływu grubości 3mm.

Na omówionych wcześniej charakterystykach wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych wentylatora o oznaczeniu WL widoczny jest wpływ sposobu odwzorowania krawędzi sływu łopatki na jego osiągi. Jak już wcześniej wspomniano dla mniejszych grubości krawędzi sływu wpływ sposobu odwzorowania jej geometrii na uzyskiwane, przez wieńce wirnikowego, parametry pracy jest niewielki. Natomiast dla grubszych krawędzi sływu jest on szczególnie zauważalny.

Na rysunku nr 4.77 pokazano rozkład prędkości przepływu na powierzchni zlokalizowanej w połowie rozpiętości łopatek wirnikowych dla wariantu z ostro ściętymi i zaokrąglonymi krawędziami sływu o grubości 3mm przy wydatku równym $Q=10,2m^3/s$. Na przedstawionych ilustracjach rastrowych można zauważyć niewielką różnicę w rozkładzie prędkości przepływu za obranymi rozwiązaniami krawędzi sływu. Obszar spadku prędkości przepływu jest nieznacznie większy za zaokrągloną krawędzią sływu, niż to jest w przypadku ostro ściętej krawędzi sływu, co rzutuje na niewielki spadek w osiąгах wentylatora widoczny na wcześniej omówionych charakterystykach.



Krawędź zaokrąglona

Krawędź ostro ścięta

Rys. 4.77. Rozkłady prędkości przepływu w połowie rozpiętości łopatek wirnikowych wstępnie zaprojektowanych wieńców wentylatora o oznaczeniu WL z zaokrąglonymi i ostro ściętymi krawędziami sływu o grubości 3mm.

Reasumując podstawowe charakterystyki pracy projektowanych wieńców wirnikowych wentylatora WL, (projektowanego w ramach projektu o nr UOD-DEM-1-407/001, dot. *wysokowydajnych wentylatorów lutniowych nowej generacji*), z uwzględnieniem wpływu grubości i sposobu odwzorowania krawędzi sływu łopatek uzupełnione analizą jakościową rozkładów prędkości przepływu pozwalają na sformułowanie niżej wymienionych wniosków:

1. Uzyskane wyniki potwierdzają istotny wpływ grubości krawędzi sływu łopatek wirnikowych na osiągi wstępnie zaprojektowanych wieńców wirnikowych;
2. Zwiększenie grubości krawędzi sływu od 1mm do 3mm spowodowało spadek przyrostu ciśnienia całkowitego rzędu 6% na zakresie wysokich wydatków;
3. Wzrost grubości krawędzi sływu łopatki wirnikowej powoduje zdecydowany spadek sprawności wieńca wirnikowego, co szczególnie jest widoczne w zakresie wysokich wydatków przepływu;
4. Dla stosunkowo małych grubości krawędzi sływu, rzędu 1mm sposób ich odwzorowania, zaokrąglenie i ostre ścięcie, w znikomy sposób wpływa na uzyskiwaną sprawność wieńca wirnikowego;
5. Większy wpływ sposobu odwzorowania krawędzi sływu łopatek wirnikowych na spadek sprawności wstępnie zaprojektowanych wieńców obserwuje się dla przypadków wieńców wyposażonych w łopatki charakteryzujące się krawędziami sływu o większej grubości;
6. Uzyskane obrazy pól przepływu wskazują na intensyfikację mieszania czynnika roboczego za krawędzią sływu łopatki wraz ze wzrostem jej

grubości co prowadzi do powstania tzw. strat mieszania rzutuujących na spadek sprawności wieńców wirnikowych wentylatorów osiowych

7. Jak wynika z uzyskanych obrazów pól przepływu, straty mieszania spowodowane są gwałtowną zmianą przekroju w obszarze krawędzi spływu i w konsekwencji zmianą prędkości przepływu;
8. Uzyskane obrazy pól przepływu czynnika roboczego, w obszarze krawędzi spływu łopatek stanowiących kluczowy element wieńców wirnikowych wentylatorów osiowych, pozwalają na identyfikację obszarów niewłaściwych struktur przepływu i wskazują możliwości ich skutecznej eliminacji poprzez zmniejszenie grubości krawędzi spływu.

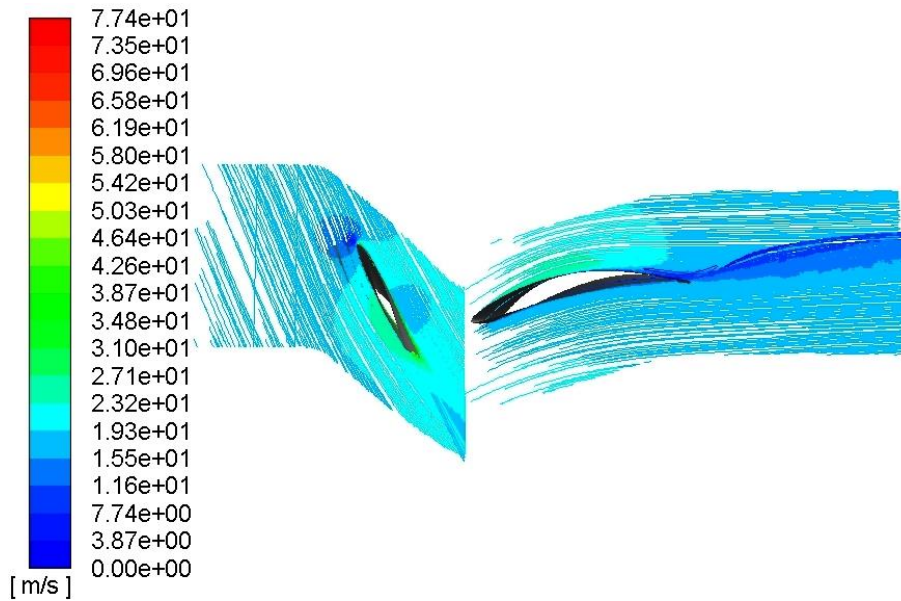
4.7.3 Numeryczna analiza wpływu profilowania łopatek kierowniczych na charakterystyki wentylatorów osiowych

W wentylatorach osiowych głównym przeznaczeniem wieńca kierownic jest „prostowanie” strumienia czynnika roboczego wypływającego bezpośrednio z wieńca wirnikowego. Przyczyną tego stanu rzeczy jest konieczność wyeliminowania ruchu obrotowego medium gazowego, ponieważ obecność wirów w kanale przepływowym generuje stosunkowo wysokie straty przepływu. Jednak należy pamiętać również o tym, iż układ kierownic również będzie wprowadzał dodatkowe straty przepływu w postaci odpowiednich strat profilowych, w szczególności strat tarcia. Warunkiem koniecznym poprawnego ustawienia kierownic warunkującego uzyskanie jak najwyższej sprawności wentylatora, jest też eliminacja oderwań warstwy przyściennej prowadzących do wzrostu strat przepływu. Jednak należy pamiętać o tym, że kierownice są projektowane tylko i wyłącznie dla nominalnego punktu pracy definiowanego przez np. wartość przyrostu ciśnienia całkowitego odpowiadającą określonym wydatkiem przepływu. Poza punktem pracy mogą powstawać niewłaściwe struktury aerodynamiczne np. oderwania obniżające sprawność wentylatora. Dotyczy to tzw. kierownic stałych (nienastawialnych).

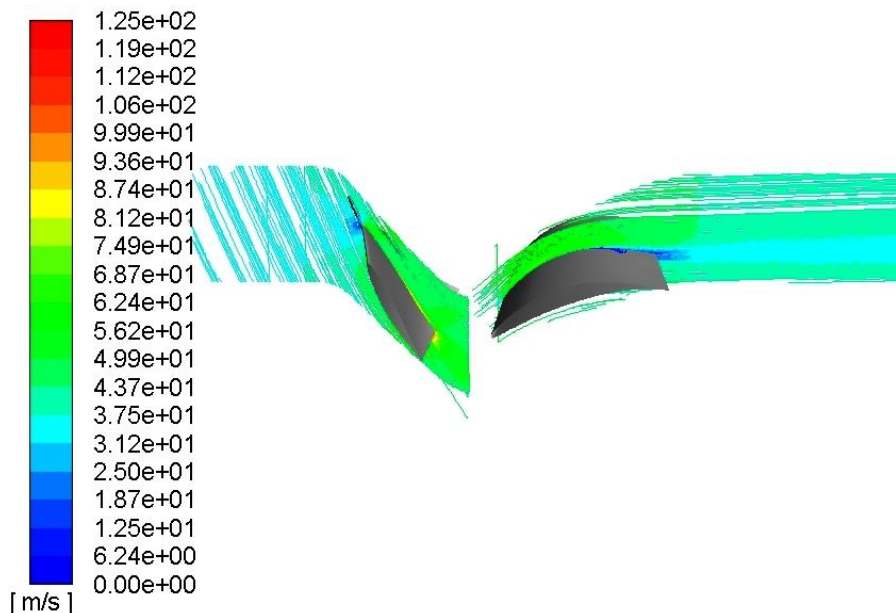
We wcześniej omówionych projektach analitycznych wentylatorów o parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ oraz $Q=8m^3/s$ i $\Delta p_c=3300Pa$ zastosowano kierownice zbudowane w oparciu o modyfikowany profil NACA 65-010. Profil modyfikowano zgodnie z procedurą omówioną w punkcie 2 niniejszej pracy. Po wykonaniu symulacji numerycznej, stanowiącej wstępną ocenę projektów analitycznych, postanowiono poddać analizie pola przepływu powietrza przez układ wieńca wirnikowy – wieńca kierownic dla zaprojektowanych wentylatorów.

Na rysunkach 4.78 oraz 4.79 pokazano wizualizacje linii prądu na powierzchniach usytuowanych w połowie wysokości łopatek, w zakładanych nominalnych punktach pracy dla ww. wentylatorów. Wizualizacje linii prądu wskazują na oderwanie zachodzące na górnych (wypukłych) powierzchniach łopatek, przy czym do intensywniejszego zjawiska oderwania dochodzi w przypadku wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$.

Jednocześnie należy uznać, że kierownice zostały ustawione prawidłowo, na co wskazuje „wyprostowanie” linii prądu za wieńcami stacjonarnymi a powstanie oderwania wynika z dużej krzywizny profili kierownic. Pojawienie się tego typu niewłaściwych struktur przepływowych może prowadzić do spadku osiągnięć wentylatorów a w szczególności ich sprawności. Wobec tego postanowiono zmodyfikować geometrię kierownic.



Rys. 4.78. Linie prądu na powierzchni w połowie wysokości łopatek w nominalnym punkcie pracy wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$.

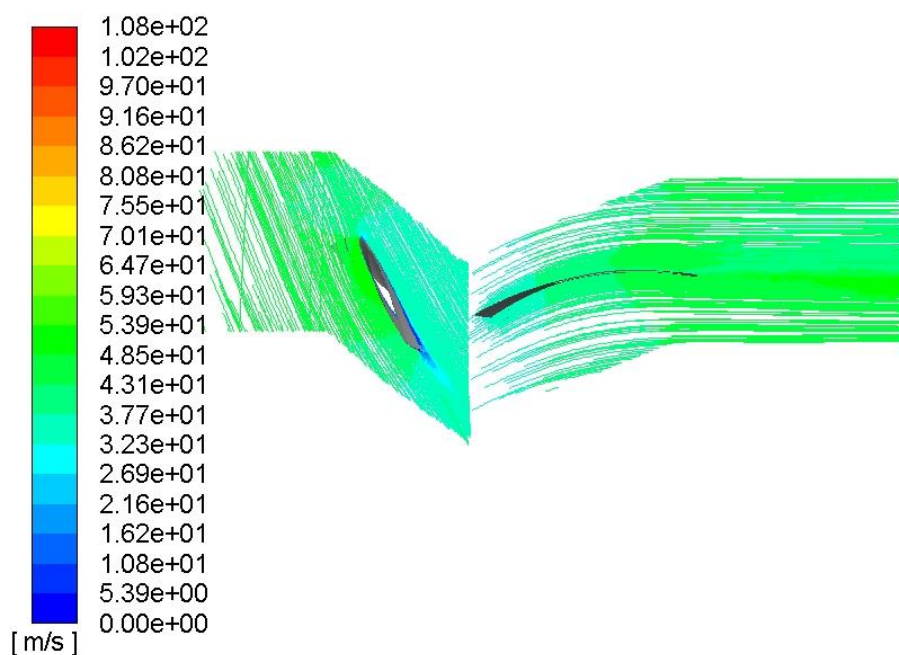


Rys. 4.79. Linie prądu na powierzchni w połowie wysokości łopatek w nominalnym punkcie pracy wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.

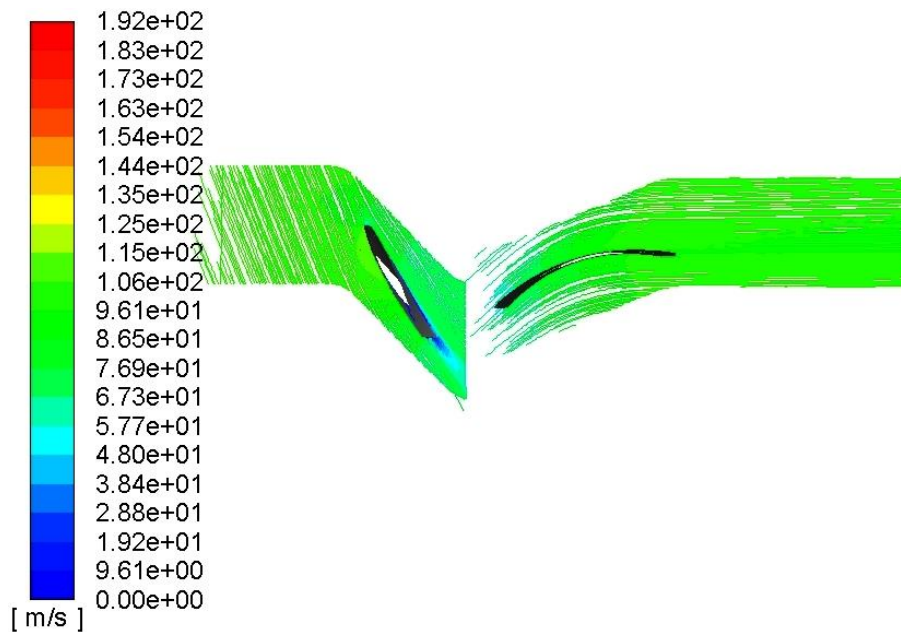
Jak już wspomniano, do oderwania strumienia powietrza w tylnej części kierownic dochodzi na skutek dużej krzywizny wypukłej powierzchni kierownic.

W celu wyeliminowania tej niewłaściwej struktury przepływu postanowiono zastąpić kierownice „profilowane” kierownicami wykonanymi z odpowiednio ukształtowanego (wygiętego) arkusza blachy o grubości 3mm, przy czym takie kierownice ustawiono w wieńcu, jak i „wygięto”, zgodnie z kątami i parametrami szkieletowych uzyskanych w projektach analitycznych obydwu wentylatorów.

Na rysunkach nr 4.80 oraz 4.81 pokazano wizualizacje linii prądu na powierzchniach usytuowanych w połowie wysokości łopatek, w zakładanych nominalnych punktach pracy dla zaprojektowanych wentylatorów z wieńcami kierowniczymi z łopatkami w formie blachy.



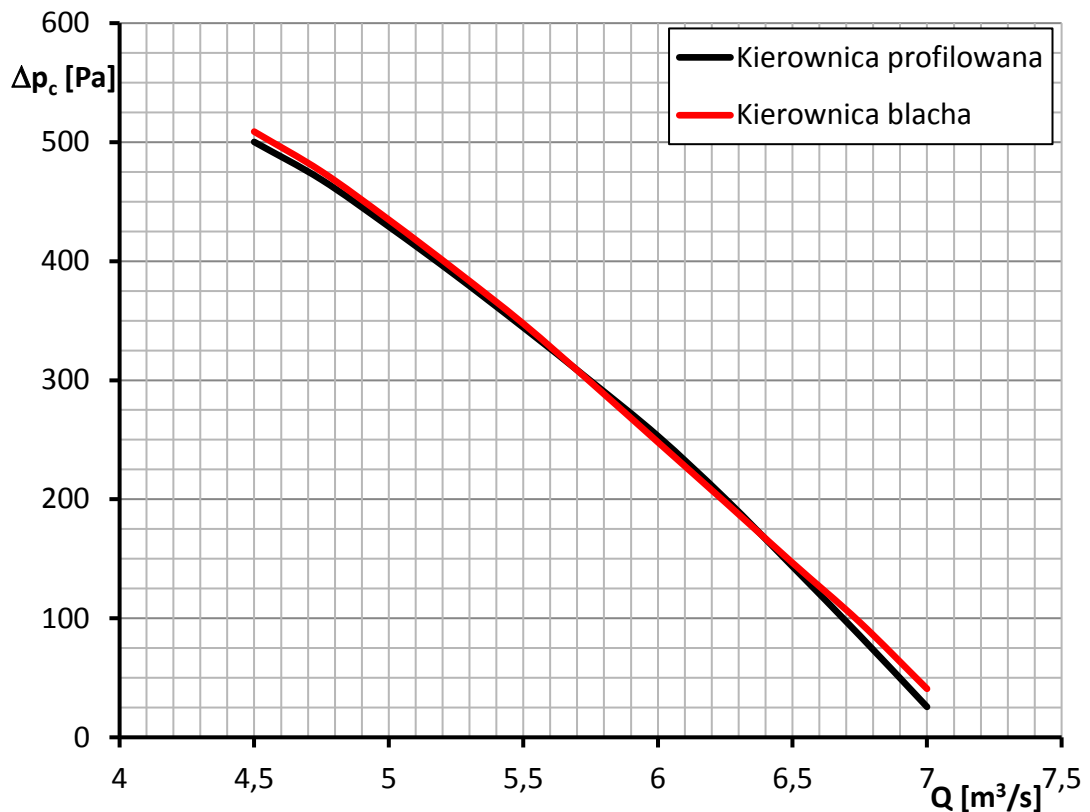
Rys.4.80. Linie prądu na płaszczyźnie w połowie wysokości łopatek w nominalnym punkcie pracy wentylatora o parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ z łopatkami kierowniczymi o stałej grubości.



Rys. 4.81. Linie prądu na płaszczyźnie w połowie wysokości łopatek w nominalnym punkcie pracy wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ z łopatkami kierowniczymi o stałej grubości.

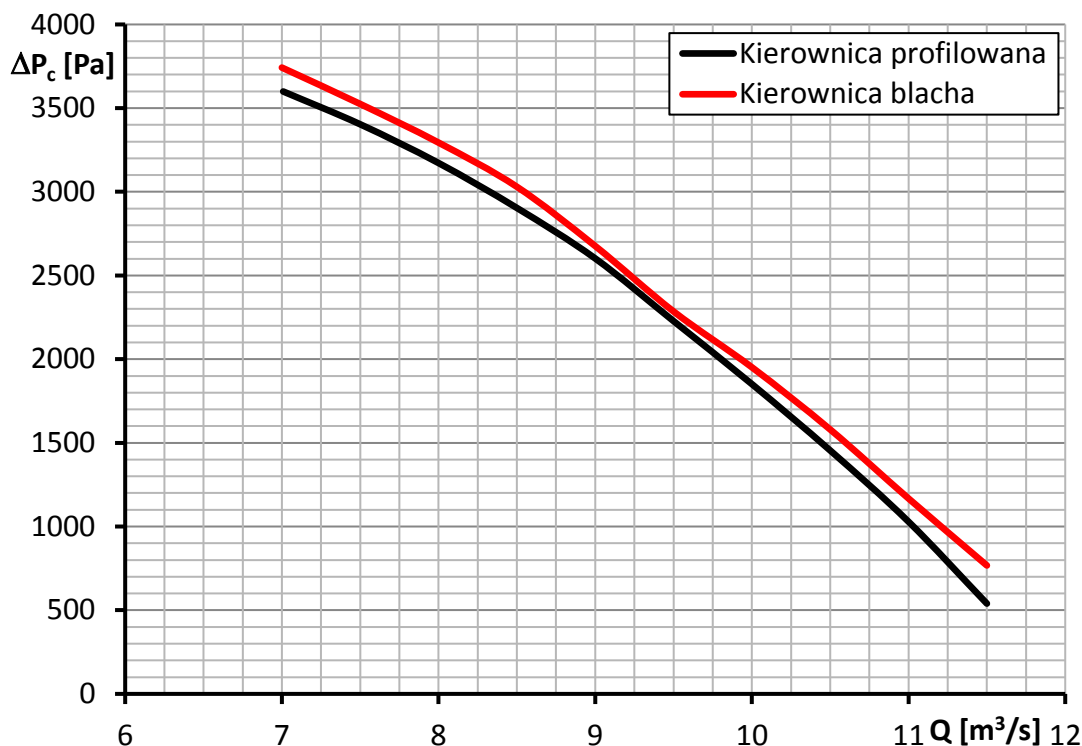
Z przedstawionych obrazów pól przepływu wynika, że w obu przypadkach wyeliminowano oderwanie w obszarze końców kierownic przy zachowaniu ich dobrej zdolności do prostowania strumienia powietrza. W związku ze skuteczną eliminacją niewłaściwej struktury przepływu w postaci oderwania postanowiono przeprowadzić symulacje przepływu przez wieńce łopatkowe obu wentylatorów w celu ponownego zbudowania ich charakterystyk. Następnie charakterystyki wentylatorów z profilowanymi łopatkami kierownic porównano z charakterystykami wentylatorów wyposażonych w kierownice wykonane w postaci wygiętej blachy o grubości 3mm .

Na rysunkach 4.82 oraz 4.83 pokazano charakterystyki przyrostu ciśnienia w funkcji objętościowego natężenia przepływu dla zaprojektowanych wentylatorów w dwóch konfiguracjach łopatek kierowniczych: profilowanych i w formie blachy o grubości 3mm . Analizując charakterystyki wentylatora o parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$ można zauważyć wzrost przyrostu ciśnienia całkowitego dla zakresu wysokich objętościowych natężeń przepływu. W zakładanym nominalnym punkcie pracy, względny wzrost ciśnienia wentylatora wyniósł $1,33\%$ natomiast średni względny wzrost ciśnienia w całym rozpatrywanym zakresie charakterystyki wyniósł $7,04\%$.



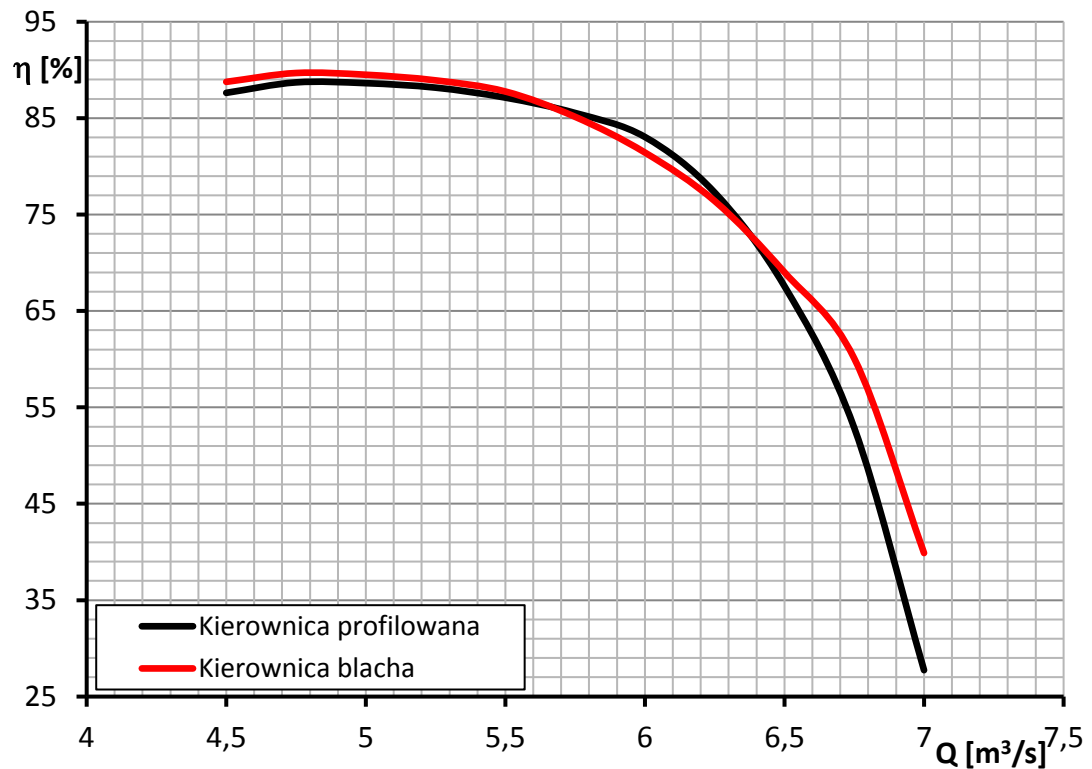
Rys. 4.82. Charakterystyka przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wentylatora o parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$ dla dwóch konfiguracji wieńca kierownic.

Również w przypadku wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ uzyskano wzrost przyrostu ciśnienia całkowitego dla wysokich objętościowych natężeń przepływu przy zmianie kształtu kierownic (rys. 4.83). Dodatkowo uzyskano wyższe ciśnienie wentylatora na zakresie niskich wydatków przepływu. W zakładanym nominalnym punkcie pracy, względny wzrost ciśnienia wentylatora wyniósł 3,85% natomiast średni względny wzrost ciśnienia w całym rozpatrywanym zakresie charakterystyki wyniósł 9,09%.



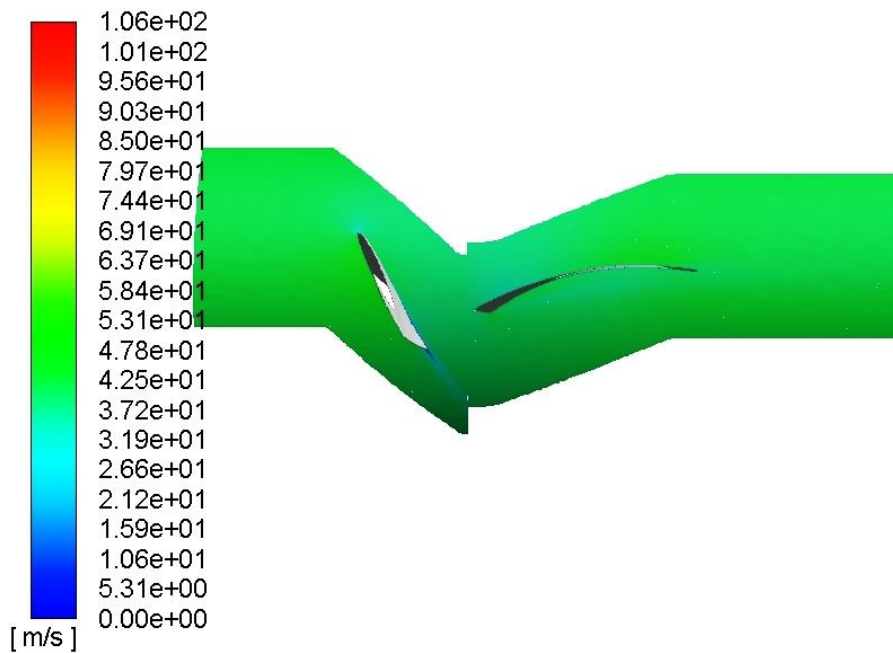
Rys. 4.83. Charakterystyka przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ dla dwóch konfiguracji wieńca kierownic.

Zmiana profilowanych łopatek kierowniczych na łopatki w formie wygiętej blachy pociągnęła za sobą zmiany w charakterystykach sprawności obu zaprojektowanych wentylatorów. Na rysunku nr 4.84 pokazano charakterystyki sprawności wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$, dla dwóch konfiguracji wieńców kierownic. W całym rozpatrywanym zakresie objętościowych natężeń przepływu przyrost sprawności wyniósł 5,55%. Zdecydowaną poprawę poziomu sprawności uzyskano na zakresie wysokich natężeń przepływu. Względny wzrost sprawności w tym zakresie wyniósł 19,86%. W zakresie wydatków od $5,7\text{m}^3/\text{s}$ do $6,4\text{m}^3/\text{s}$ nastąpił spadek poziomu sprawności, dla przypadku wentylatora z kierownicami w formie giętej blachy, którego względna, średnia wartość wyniosła 1,18%. Sytuację tą można wytłumaczyć analizując rozkład pola prędkości przepływu.



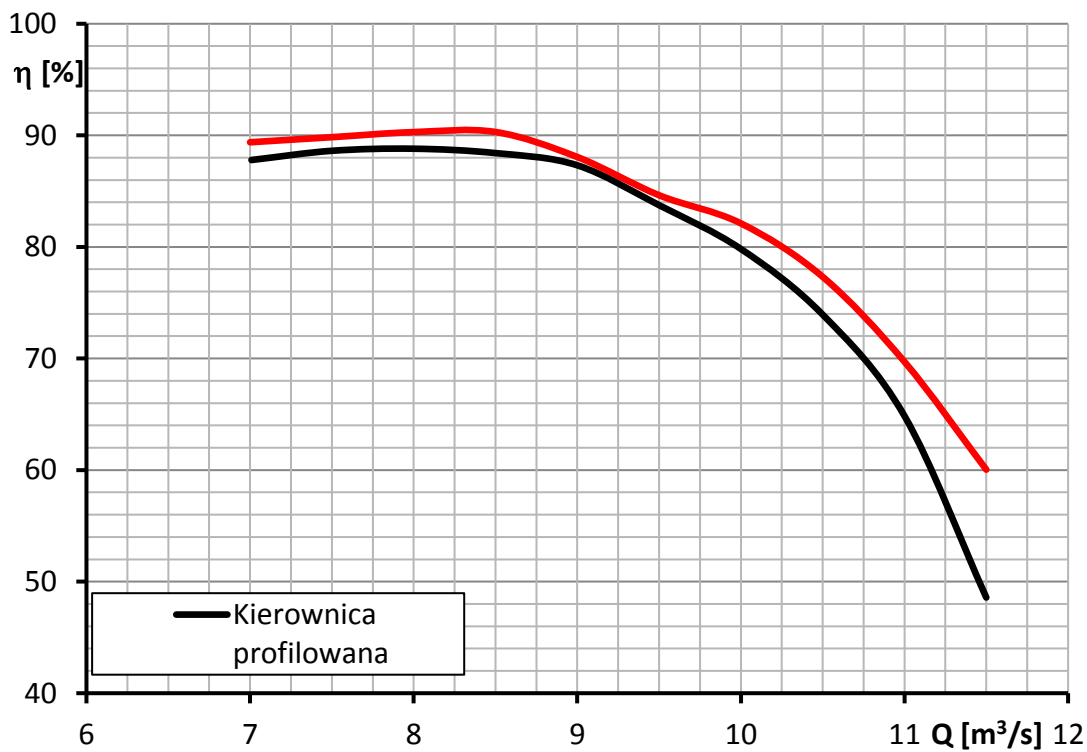
Rys. 4.84. Charakterystyka sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wentylatora o parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$ dla dwóch konfiguracji wieńca kierownic.

Na rysunku nr 4.85 pokazano rozkład prędkości przepływu na płaszczyźnie zlokalizowanej w połowie rozpiętości łopatek przy wydatku równym $Q=6\text{m}^3/\text{s}$ i konfiguracji wentylatora z kierownicą w formie wygiętej blachy. Na pokazanym rozkładzie prędkości widać pojawiające się oderwanie po wewnętrznej stronie łopatki kierowniczej. Zjawisko oderwania, w tym miejscu geometrii łopatki kierowniczej, powstaje w wyniku większej krzywizny powierzchni wewnętrznej kierownicy wykonanej z blachy niż krzywizny powierzchni wewnętrznej kierownicy profilowanej. Oczywiście rozważania te są ważne dla omawianego punktu charakterystyki definiowanego przez wartość objętościowego natężenia przepływu wynoszącą $Q=6\text{m}^3/\text{s}$.



Rys. 4.85. Rozkład prędkości przepływu na płaszczyźnie w połowie wysokości łopatek dla wydatku wynoszącego $Q=6\text{m}^3/\text{s}$ wentylatora o parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ z łopatkami kierowniczymi w formie blachy o grubości 3mm .

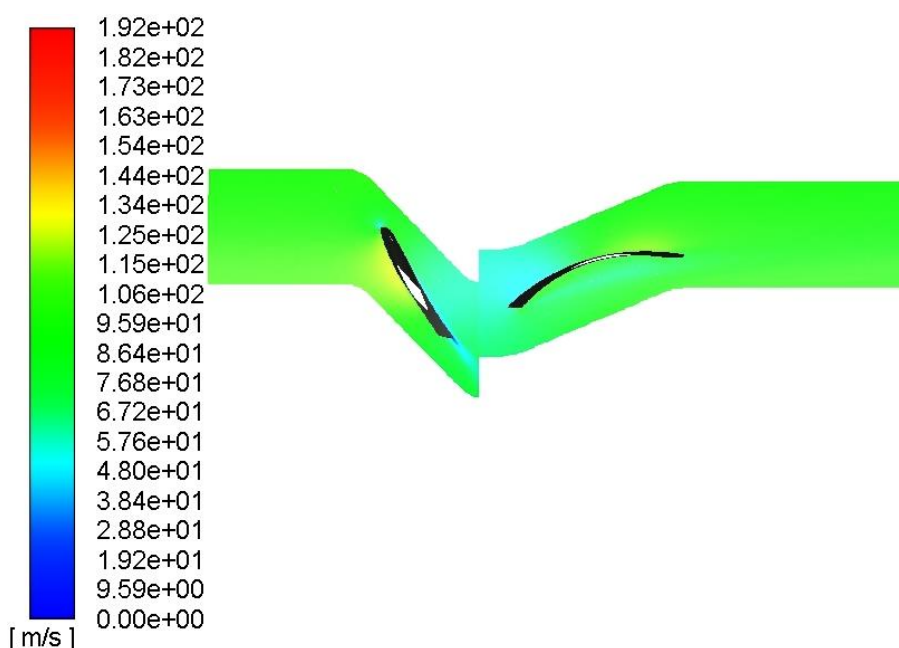
Na rysunku nr 4.86 pokazano charakterystykę sprawności wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ dla dwóch wariantów kierownic.



Rys. 4.86. Charakterystyka sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ dla dwóch konfiguracji wieńca kierownic.

W przypadku tego wentylatora, zastosowanie kierownicy wykonanej z blachy o grubości 3mm, pociągnęło za sobą przyrost sprawności w całym rozpatrywanym zakresie wydatków przepływu. Wzrost sprawności jest szczególnie widoczny na zakresie wysokich wydatków przepływu. W zakładanym nominalnym punkcie pracy wentylatora względny przyrost sprawności wyniósł 1,68% natomiast średni, względny, przyrost sprawności w całym rozpatrywanym zakresie charakterystyki wyniósł 4,75%.

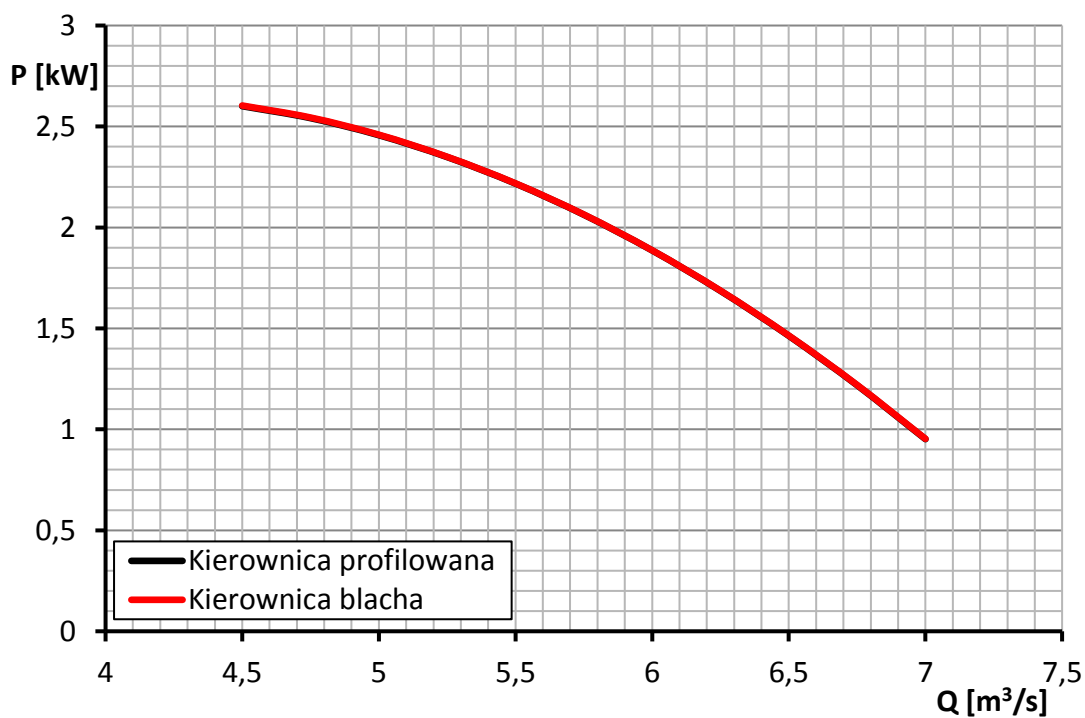
Na analizowanej charakterystyce (rys 4.86) widać spadek wartości sprawności w zakresie wydatków od $8,5m^3/s$ do $10m^3/s$ dla przypadku wentylatora wyposażonego w łopatki kierownicze w postaci wygiętej blachy. Powodem spadku sprawności w tym zakresie jest oderwanie pojawiające się po wewnętrznej stronie łopatki kierowniczej. Na rysunku nr 4.87 pokazano pole prędkości przepływu na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek przy wydatku równym $Q=9,5m^3/s$ i konfiguracji wentylatora z kierownicą w formie wygiętej blachy. Ponownie można stwierdzić, że ta niewłaściwa struktura przepływu wynika ze zbyt dużej krzywizny łopatki kierowniczej dla przytoczonego zakresu objętościowego natężenia przepływu. Jednak należy pamiętać, iż kierownice zostały ukształtowane (w obu przypadkach wentylatorów) dla parametrów przepływowych wynikających z zakładanych nominalnych punktów pracy.



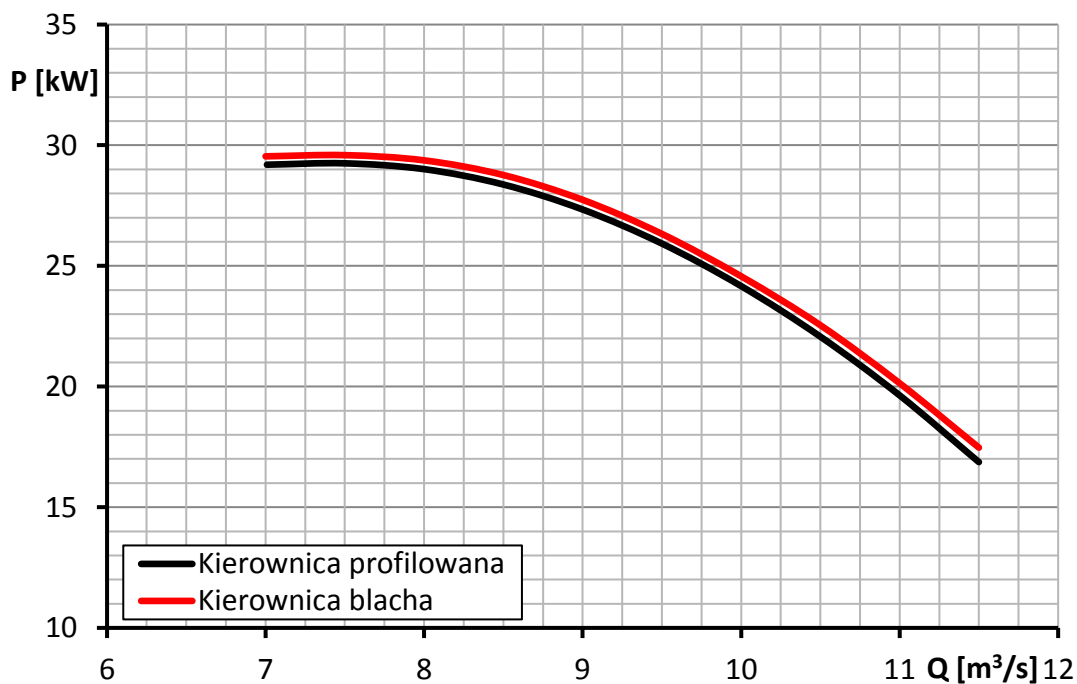
Rys. 4.87. Rozkład prędkości przepływu na płaszczyźnie w połowie wysokości łopatki dla wydatku wynoszącego $Q=9,5m^3/s$ wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ $\Delta p_c=3300Pa$ z łopatkami kierowniczymi w formie blachy o grubości 3mm.

Po analizie wpływu profilowania łopatek kierowniczych na dwie z podstawowych charakterystyk pracy wentylatorów – przyrostu ciśnienia całkowitego i sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu, pozostaje jeszcze kwestia charakterystyk mocy obu wentylatorów z założonymi geometriami

łopatek kierowniczych. Na rysunkach 4.88 oraz 4.89 pokazano charakterystyki mocy, obu zaprojektowanych wentylatorów, w funkcji objętościowego natężenia przepływu.



Rys. 7.88. Charakterystyka mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu wentylatora o parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$ dla dwóch założonych konfiguracjach wieńca kierownic.



Rys. 4.89. Charakterystyka mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ dla dwóch założonych konfiguracjach wieńca kierownic.

Analizując charakterystykę mocy wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ można powiedzieć, że zmiana geometrii łopatki kierowniczej nie wpłynęła na wartość mocy niezbędnej do napędu wentylatora. W przypadku charakterystyki drugiego z zaprojektowanych wentylatorów (rys. 7.89) nastąpił wzrost osiągniętej mocy. W całym rozpatrywanym zakresie charakterystyki średni, względny, wzrost mocy wyniósł 1,8%. Wobec powyższego można uznać nieznaczący wpływ profilowania łopatek kierowniczych na wartość uzyskiwanych mocy, co jest istotne z punktu widzenia doboru zespołów napędowych wentylatorów osiowych.

Przeprowadzone symulacje numeryczne w całym zakresie rozpatrywanych wydatków oraz analiza pól przepływu dla rozpatrywanych geometrii wieńców kierowniczych, pozwalają na niżej wymienione wnioski, wynikające z tej części pracy:

1. Uzyskane wyniki potwierdzają istotny wpływ profilowania łopatek kierowniczych na osiągi wentylatorów osiowych;
2. Zmiana geometrii łopatek kierowniczych z profilowanych na wykonane w formie wygiętej blachy pociągnęła za sobą wzrost sprawności w zakładanym nominalnym punkcie pracy 1,1% oraz 1,68% odpowiednio dla wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ i $Q=8m^3/s$ $\Delta p_c=3300Pa$;
3. Średnie, względne, przyrosty sprawności w całym rozpatrywanym zakresie objętościowych natężeń przepływu wyniósł 5,55% oraz 4,75% odpowiednio dla wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ i $Q=8m^3/s$ $\Delta p_c=3300Pa$;
4. Większe zmiany w charakterystyce sprawności uzyskano na zakresie wysokich wydatków dla obu zaprojektowanych wentylatorów;
5. Zmiana geometrii kierownic pociągnęła za sobą wzrost uzyskiwanego przyrostu ciśnienia całkowitego wentylatorów przy niewielkich zmianach charakterystyk mocy;
6. Uzyskane obrazy pól prędkości potwierdzają możliwość zidentyfikowania niewłaściwych struktur przepływu czynnika roboczego przez wieńce kierownic rzutujących na spadek osiągow wentylatorów ze szczególnym uwzględnieniem sprawności;
7. Analiza pól przepływu wskazała konieczność zmiany geometrii łopatek kierowniczych, która skutkowałą eliminacją niewłaściwych struktur przepływu na zakresie wysokich i nominalnych wydatków przepływu;
8. Jak wynika z przeprowadzonej analiza pól prędkości, dla wentylatorów wyposażonych w wieńce kierownic z łopatkami zbudowanymi w postaci giętej blachy, ewentualny spadek sprawności w zakresie średnich wydatków przepływu, może wynikać z oderwania pojawiającego się po wewnętrznej stronie łopatek kierowniczych spowodowanego zbyt dużą krzywizną kierownic;

9. Numeryczna analiza pól przepływu czynnika roboczego przez wieńce kierownic wskazuje na potrzebę prowadzenia prac nad geometrią łopatek kierowniczych zapewniającą eliminację obszarów niewłaściwych struktur przepływu podnosząc tym samym poziom sprawności wentylatorów osiowych.

4.7.4 Numeryczna analiza wpływu grubości względnej profilu łopatek wirnikowych na charakterystyki wieńców wirnikowych wentylatorów osiowych

W trakcie projektowania wentylatorów osiowych należy dobrać profile lotnicze definiujące kształt łopatek, zarówno wieńców wirnikowych jak i kierowniczych. Niewłaściwy dobór profili może doprowadzić do nieosiągnięcia zakładanych parametrów pracy, a w szczególności wymaganego poziomu sprawności.

Jednym z ważniejszych kryteriów doboru profili na wieńce łopatkowe jest optymalny stosunek współczynnika siły nośnej i oporu dla wyznaczonej, w oparciu o model palisady prostoliniowej, kinematyki przepływu w nominalnym punkcie pracy. Wymienione współczynniki można „odczytać” z charakterystyk aerodynamicznych profili w układzie palisadowym. Jednak charakterystyki te są w większości przypadków niedostępne lub zawierają ograniczoną ilość danych. Jedynym ogólnodostępnym katalogiem zawierającym charakterystyki profili w układzie palisadowym jest katalog profili serii NACA 65 [20]. Niestety nie stanowi on „kompletnego” katalogu danych i ogranicza się jedynie do wybranych konfiguracji kinematycznych, co jest wynikiem złożoności i długotrwałości prowadzenia badań doświadczalnych przepływu przez palisady płaskie. Oczywiście istnieje możliwość uzyskania współczynników aerodynamicznych profili, w układzie palisadowym, w oparciu o wyniki badań numerycznych jednak takie podejście jest nieopłacalne z punktu widzenia czasu niezbędnego na przygotowanie i przeprowadzenie symulacji czasem kilkuset wariantów. Można oczywiście posłużyć się charakterystykami profili tzw. izolowanych. Jednak jak pokazuje rysunek 1.8 w przypadku projektowania wieńców łopatkowych maszyn przepływowych nie należy stosować współczynników dla profili izolowanych ponieważ ich charakterystyki zdecydowanie różnią się od charakterystyk profili w układzie palisadowym. Należy również pamiętać, iż powyższe rozważania dotyczą opływu profili, czyli zagadnień płaskich. Uzyskiwane współczynniki sił aerodynamicznych będą odmienne dla przypadku przepływu trójwymiarowego.

Wobec powyższej opisanych trudności w doborze profili na wieńce łopatkowe wentylatorów osiowych, w przeprowadzonych projektach analitycznych wentylatorów osiowych objętych niniejszą pracą, wykorzystano funkcję definiującą współrzędne szkieletowej o kształcie parabolicznym określoną wzorem (2.49), natomiast jako profil bazowy zastosowano profil NACA 65-010 o 10% grubości względnej. Wybór tego profilu wynikał z wykorzystania go do stworzenia wcześniej

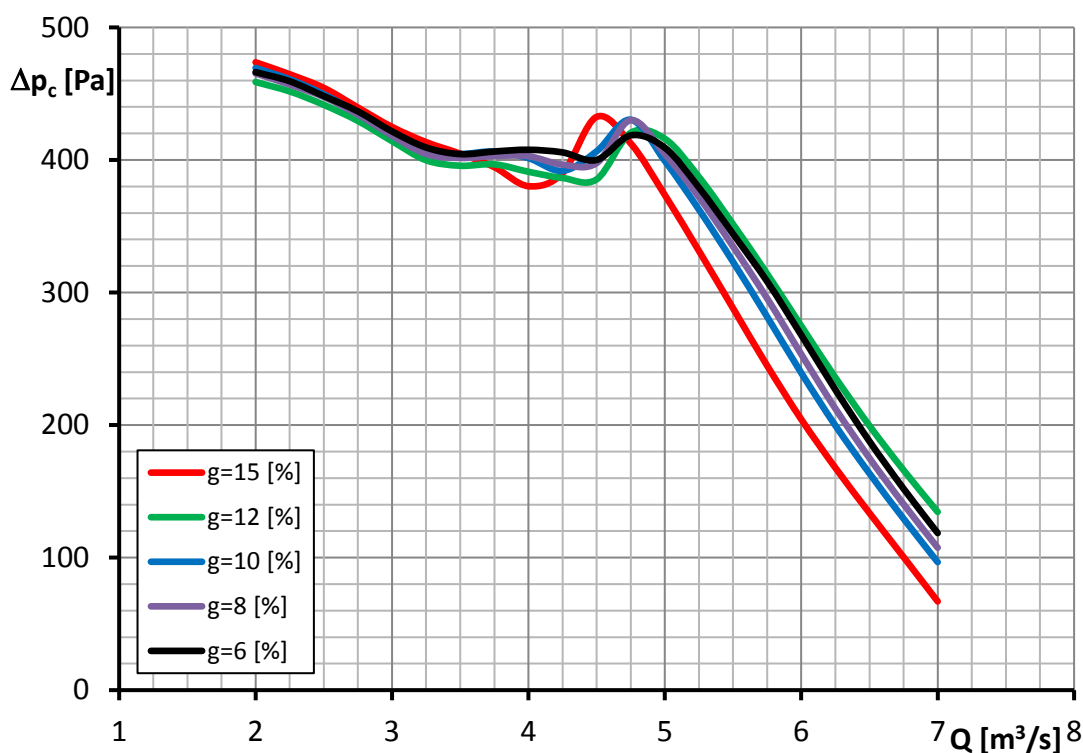
wspomnianego katalogu charakterystyk aerodynamiczny profili w układzie palisadowym [20]. Z kursu aerodynamiki wiadomo, że charakterystyki aerodynamiczne profili silnie zależą od ich grubości względnej. Wobec tego można stwierdzić, iż również osiągi maszyny przepływowej będą zależeć od grubości względnej profilu zastosowanego na jej wieńce łopatkowe.

W celu określenia wpływu grubości względnej profili łopatek na charakterystyki wieńców wirnikowych wentylatorów osiowych przeprowadzono symulacje numeryczne przepływu powietrza przez wieńce, na których łopatki obrano następujące profile:

- NACA 65-015 – względna grubość profilu 15%;
- NACA 65-012 – względna grubość profilu 12%;
- NACA 65-010 – względna grubość profilu 10%;
- NACA 65-008 – względna grubość profilu 8%;
- NACA 65-006 – względna grubość profilu 6%.

W tym miejscu należy ponownie przypomnieć, iż profil NACA 65-010 stanowi profil „wyjściowy” na wieńce wirnikowe zaprojektowanych wentylatorów osiowych. Łopatki wieńców, dla obranych grubości względnych profili, zbudowano zachowując wartości parametrów geometrycznych, które wynikały z opracowanych projektów analitycznych w tym: krzywiznę szkieletowej profilu oraz kąt jego ustawienia wzdłuż rozpiętości łopatki.

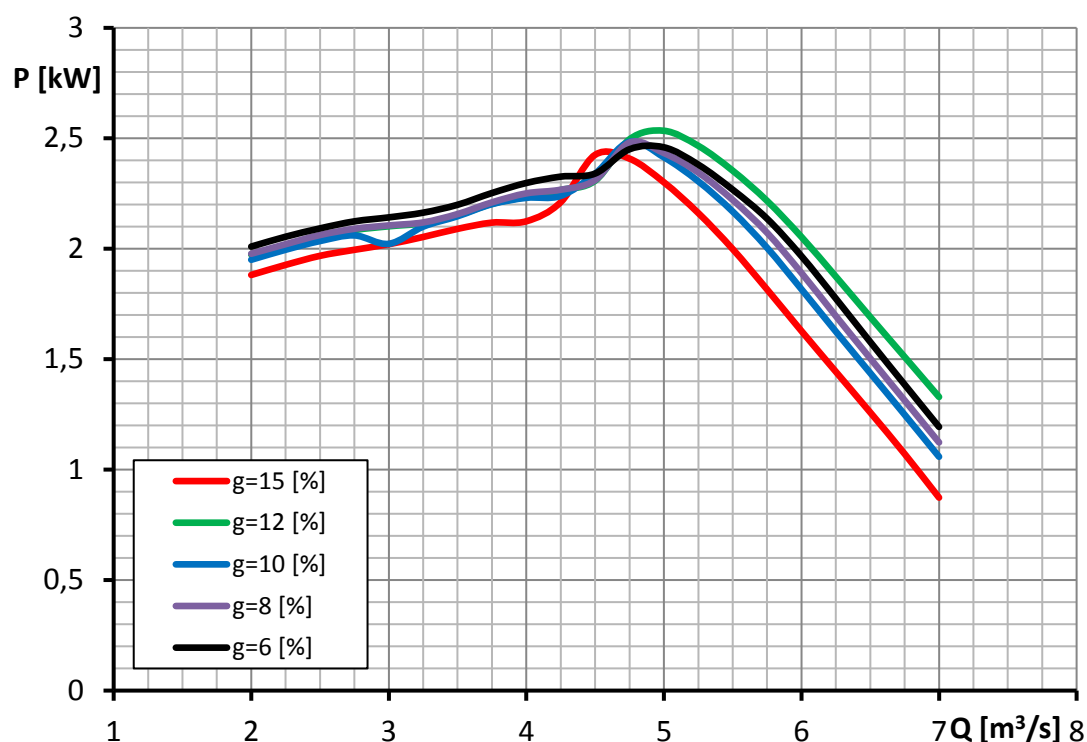
Na rysunku nr 4.90 pokazano charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$, dla obranych grubości względnych profili łopatek.



Rys. 4.90. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńców wirnikowych o wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ dla oranych grubości względnych profili łopatek wirnikowych.

W zakresie statecznej pracy wieńców wirnikowych najmniejsze przyrosty ciśnienia całkowitego uzyskano dla wieńca którego łopatki zbudowano w oparciu o profil o 15% grubości względnej. Należy jednak dodać, że wzrost grubości względnej profili łopatek wirnikowych powoduje przesunięcie punktu maksymalnej wartości przyrostu ciśnienia całkowitego w stronę niższych wydatków przepływu wydłużając tym samy zakres statecznej pracy. Największy wzrost przyrostu ciśnienia całkowitego, w zakresie statecznej pracy wentylatora, uzyskano dla wieńca wirnikowego którego łopatki zbudowano stosując profil o 12% grubości względnej. Odnosząc uzyskane wyniki do „wyjściowej” geometrii wieńca wirnikowego (profile łopatek wirnikowych o 10% grubości względnej) zastosowanie profilu o 15% grubości względnej poskutkowało spadkiem przyrostu ciśnienia całkowitego, średnio, o 15,66% w zakresie objętościowych natężeń przepływu $5 \div 7m^3/s$. Natomiast zastosowanie profilu o 12% grubości spowodowało względny średni wzrost wartości przyrostu ciśnienia całkowitego o 17,1% w ww. zakresie wydatków przepływu. Na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić istotny wpływ grubości względnej profilu łopatki wirnikowej na uzyskiwany przyrost ciśnienia całkowitego. Jednocześnie istnieje możliwość „sterowania” ww. parametrem wieńca wirnikowego, za pomocą modyfikacji geometrii łopatki wirnikowej w postaci grubości względnej profilu, w kontekście zakładanych osiągnięć wentylatora.

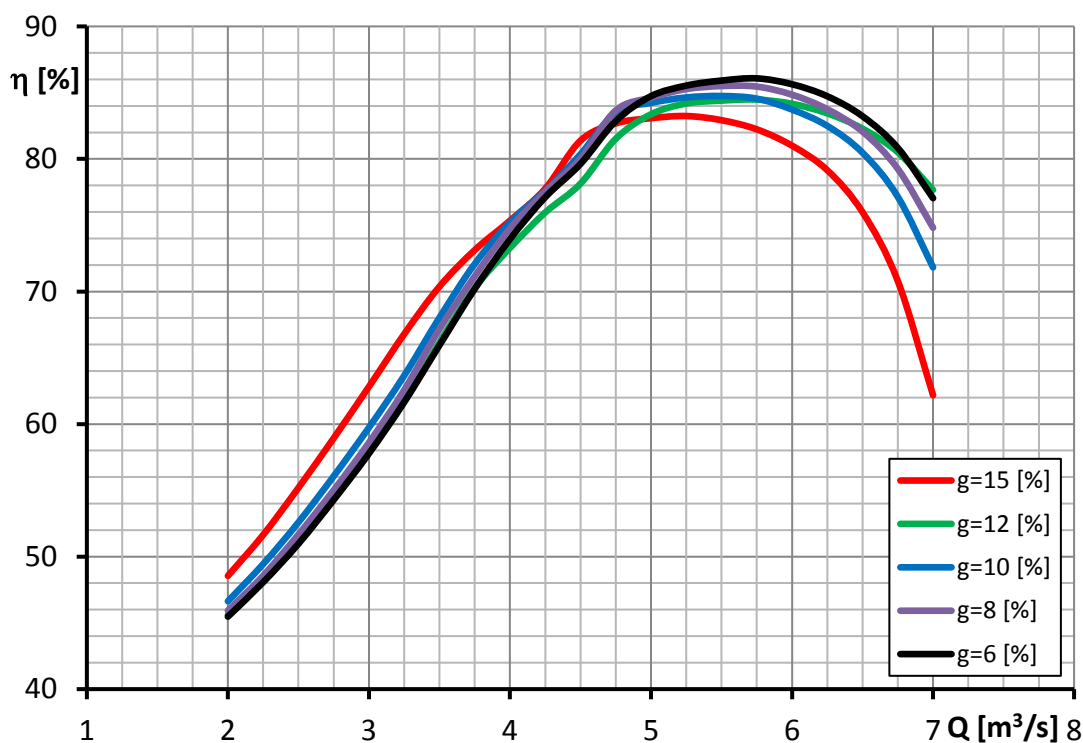
Na rysunku nr 4.91 pokazano charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego zaprojektowanego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$.



Rys. 4.91. Charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńców wirnikowych wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ dla różnej grubości względnej profilu łopatek wirnikowych.

W zakresie statecznej pracy wentylatora tj. $5\div 7m^3/s$ przebiegi charakterystyk mocy odzwierciedlają przebiegi wyżej omówionych charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego. Zgodnie z uzyskanymi wynikami, największym zapotrzebowaniem na moc niezbędną do napędu cechuje się wieńiec wirnikowy na którego łopatki obrano profil o 12% grubości względnej. Najniższe wartości mocy ww. zakresie wydatków uzyskano dla wieńca z łopatkami na które obrano profil o 15% grubości względnej. Wynika to z wartości uzyskiwanych przyrostów ciśnienia całkowitego, im jest on większy tym większe jest zapotrzebowanie na moc niezbędną do napędu wieńca wirnikowego. Zmiana profilu łopatek wirnikowych z „wyjściowego” o grubości względnej 10% na profil o grubości względnej 15% spowodowało średni spadek mocy w ww. zakresie objętościowych natężeń przepływu o 10,43%. Natomiast zastosowanie profilu o 12% grubości względnej w konsekwencji doprowadziło do średniego wzrostu wartości uzyskiwanych mocy o 13,73%.

Na rysunku nr 4.92 pokazano charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego zaprojektowanego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$.

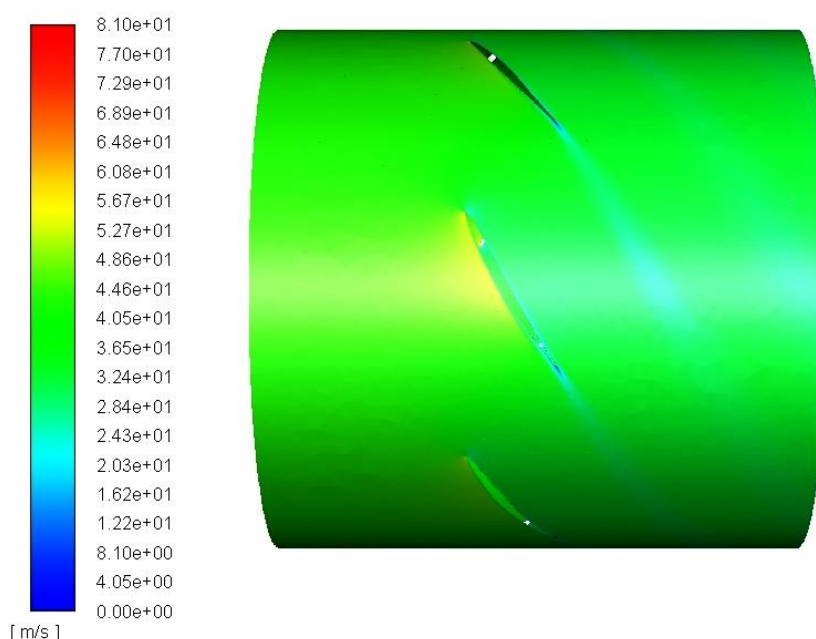


Rys. 4.92. Charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńców wirnikowych wentylatora o parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$ dla różnej grubości względnej profilu łopatek wirnikowych.

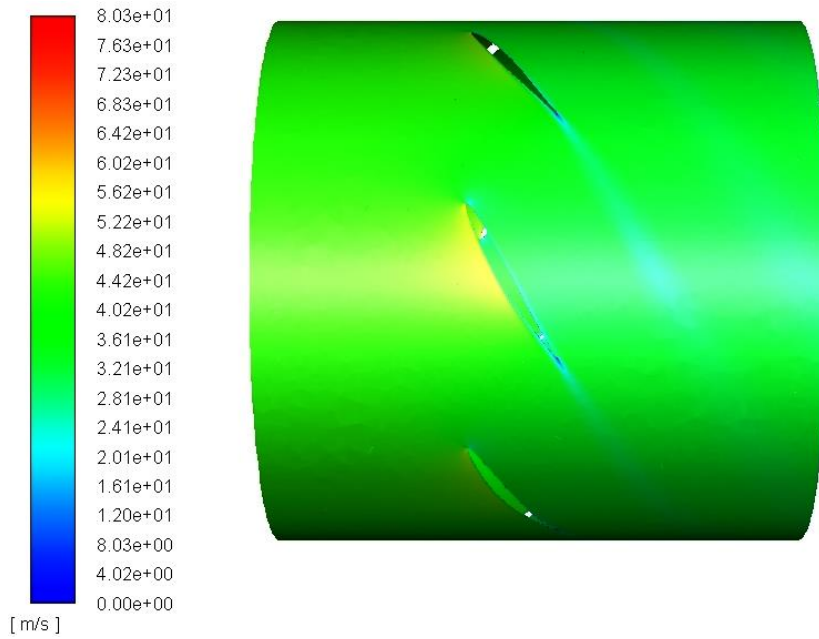
Na podstawie otrzymanych wyników można stwierdzić istotny wpływ grubości względnej profilu łopatki wirnikowej na sprawność wieńca co jest szczególnie widoczne na zakresie wysokich wydatków przepływu. Na zakresie statecznej pracy wieńca, najwyższe wartości sprawności uzyskano dla wieńców wirnikowych których łopatki zbudowano stosując profil o najmniejszej grubości względnej, natomiast najniższe dla wieńców z łopatkami których profil cechuje się 15% grubością względną. Zmiana grubości względnej profilu łopatki z 10% na 6% spowodowała średni względny wzrost sprawności o 2,8% w zakresie objętościowych natężeń przepływu $5\div 7\text{m}^3/\text{s}$. W tym zakresie, zastosowanie profilu o 15% grubości względnej w miejsce profilu o 10% grubości, wyjściowego, poskutkowało średnim spadkiem sprawności o 4,72%. Analizując pokazane charakterystyki sprawności całkowitej można również zauważyć, iż wraz ze wzrostem grubości względnej profilu łopatek wirnikowych następuje przesunięcie punktu maksymalnej sprawności w stronę niższych wydatków przepływu. Fakt ten jest istotny przy ustalaniu nominalnego punktu pracy związanego z uzyskaniem maksymalnej sprawności wentylatora osiowego.

Wpływ grubości względnej profili łopatek wirnikowych na osiągi analizowanych wieńców wirnikowych wentylatora osiowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$ można również wytłumaczyć dokonując analizy pól przepływu dla poszczególnych konfiguracji wieńców wirnikowych. Na rysunkach 4.93÷4.97 pokazano rozkłady prędkości przepływu

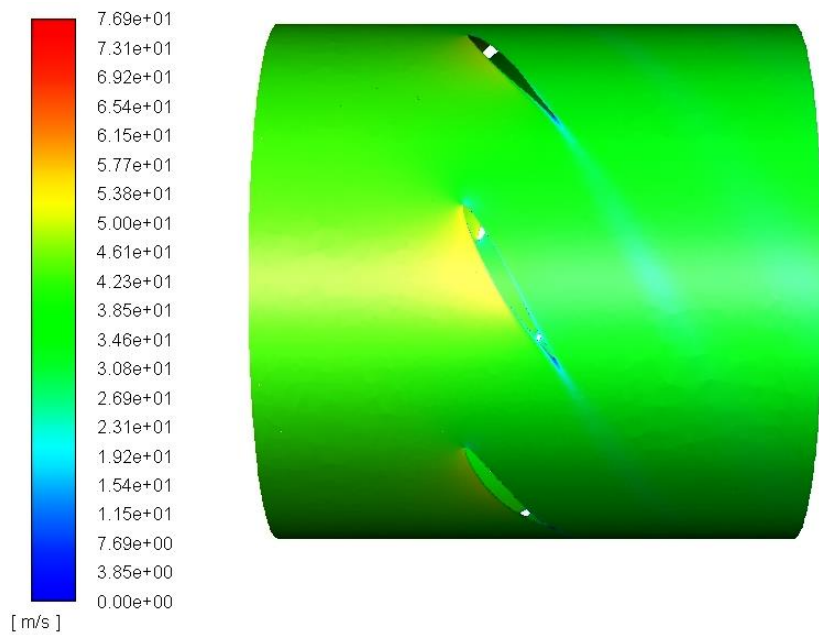
w połowie rozpiętości łopatek wieńca wirnikowego dla obranych grubości względnych profili w zakładanym punkcie pracy tj. przy $Q=5m^3/s$ (na rysunkach ukryto powierzchnie łopatek w celu łatwiejszej oceny jakościowej pola przepływu). Analizując pokazane rozkłady prędkości stwierdza się obecność oderwania w obszarze krawędzi spływu co jest wywołane jej skończoną grubością. Wraz ze wzrostem grubości względnej profilu łopatki wirnikowej punkt separacji warstwy przyściennej, znajdujący się na wypukłej powierzchni łopatek, przesuwa się w stronę krawędzi natarcia zwiększając tym samym obszar łopatki zajęty oderwaniem. Przyczynia się to do wzrostu strat przepływu i spadku sprawności wieńca wirnikowego co jest widoczne na charakterystyce wieńca (rys. 4.92).



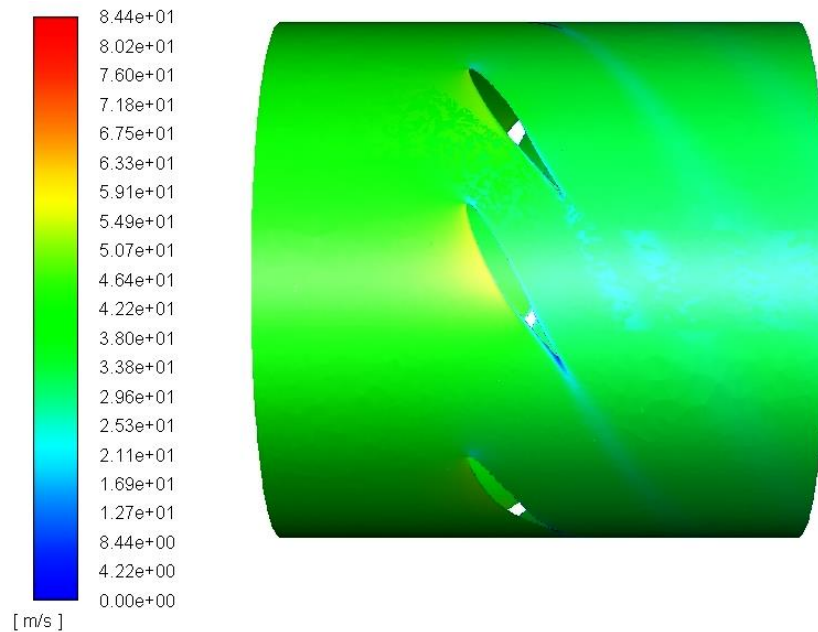
Rys. 4.93. Rozkład prędkości przepływu na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wieńca wirnikowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ dla których obrano profil NACA 65-006.



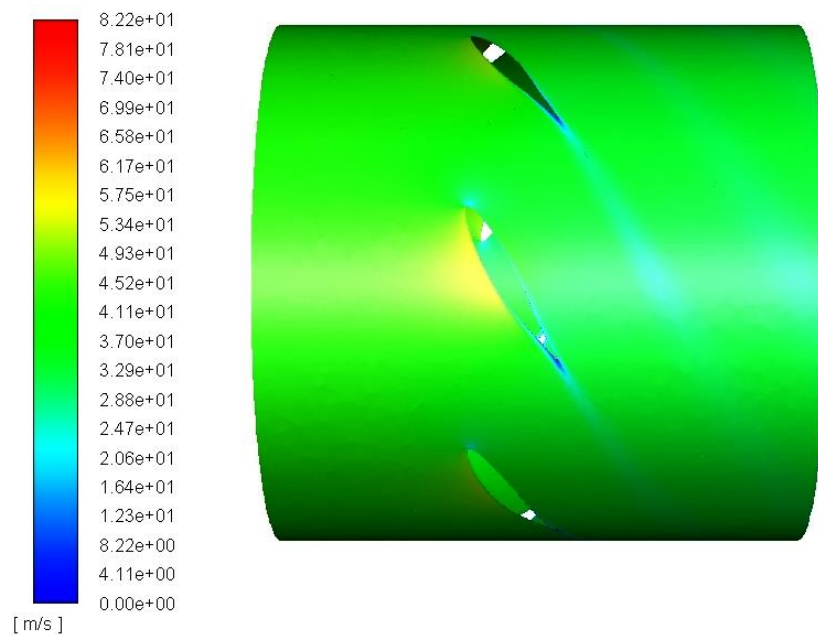
Rys. 4.94. Rozkład prędkości przepływu na powierzchni utworzonej w połowie łopatek wieńca wirnikowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ dla których obrano profil NACA 65-008.



Rys. 4.95. Rozkład prędkości przepływu na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wieńca wirnikowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ dla których obrano profil NACA 65-010.



Rys. 4.96. Rozkład prędkości przepływu na powierzchni utworzonej w połowie łopatek wieńca wirnikowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ dla których obrano profil NACA 65-012.



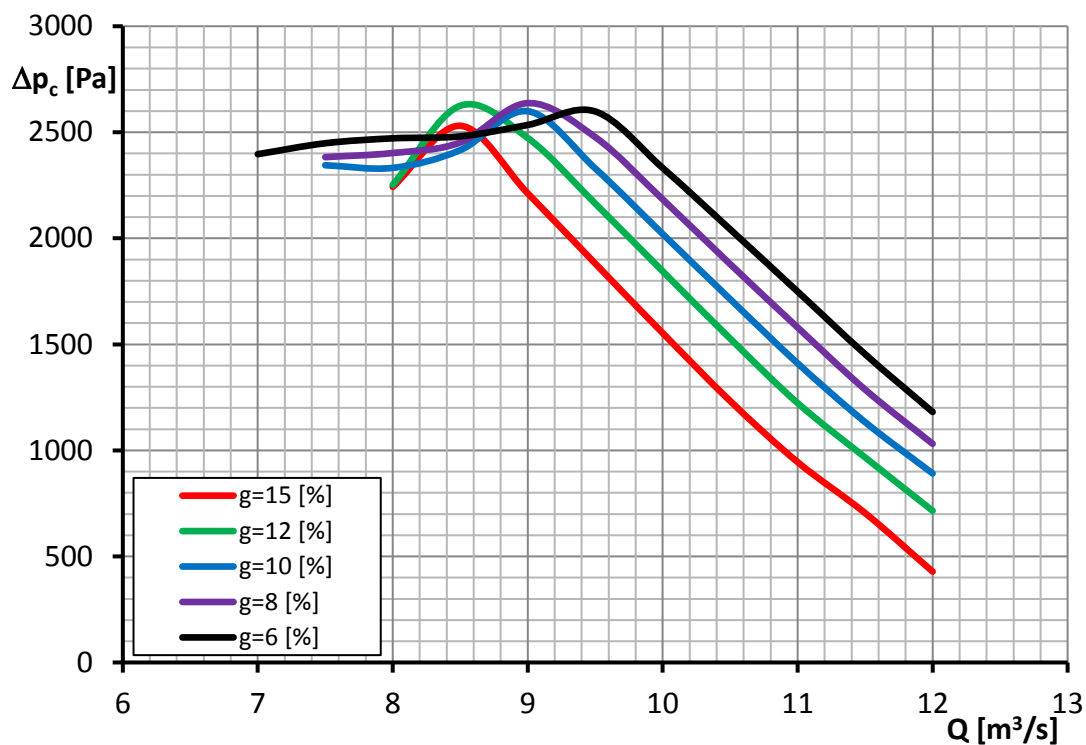
Rys. 4.97. Rozkład prędkości przepływu na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wieńca wirnikowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ dla których obrano profil NACA 65-015.

Reasumując największe przyrosty ciśnienia całkowitego, na zakresie statecznej pracy, uzyskano dla wieńca, którego łopatki zostały zbudowane stosując profil o 12% grubości względnej. Również dla tego wieńca wirnikowego uzyskano najwyższe wartości mocy. W przypadku charakterystyki sprawności, najwyższe wartości sprawności uzyskano dla wieńca wirnikowego z łopatkami których profil odznaczał się najmniejszą grubością względną. Dodatkowo stwierdzono fakt

przesuwania się punktu maksymalnej sprawności w stronę niższych wydatków przepływu wraz ze wzrostem grubości względnej profili łopatek wirnikowych. Na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić, iż na łopatki wieńców wirnikowych wentylatorów osiowych, odznaczających się niskim przyrostem ciśnienia całkowitego, lepiej jest stosować profile o stosunkowo małej grubości względnej. Wynika to m. in. z faktu uzyskania najwyższych wartości sprawności przy znacznej poprawie charakterystyki przyrostu ciśnienia i niewielkim wzroście wartości mocy na zakresie statecznej pracy wieńca wirnikowego. Wskazują na to jednocześnie uzyskane obrazy pól prędkości, których analiza potwierdza spadek sprawności na zakresie statecznej pracy wieńców wirnikowych, wraz ze wzrostem grubości względnej profili łopatek wirnikowych, wywołany zwiększaniem się strefy oderwania warstwy przyściennej. Po zakończeniu procesu projektowania wentylatora, należy dokonać sprawdzenia osiąganych parametrów dla wybranych grubości względnych profilu łopatek wirnikowych w kilku punktach charakterystyki, gdyż jak pokazała powyższa analiza wyników może się okazać, że dla profilu o stosunkowo wysokiej grubości względnej (w tym przypadku 12%) uzyskiwane wartości przyrostu ciśnienia całkowitego będą spełniały oczekiwania przy akceptowalnym poziomie sprawności i mocy.

Poniżej przedstawiono i omówiono wpływ grubości względnej profilu łopatek wirnikowych na charakterystyki wieńców zaprojektowanego wentylatora osiowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ i $\Delta p_c=3300Pa$. Modele do badań numerycznych wykonano dla parametrów geometrycznych wynikających z opracowanego projektu analitycznego z zachowaniem 3,5mm szczeliny wierzchołkowej.

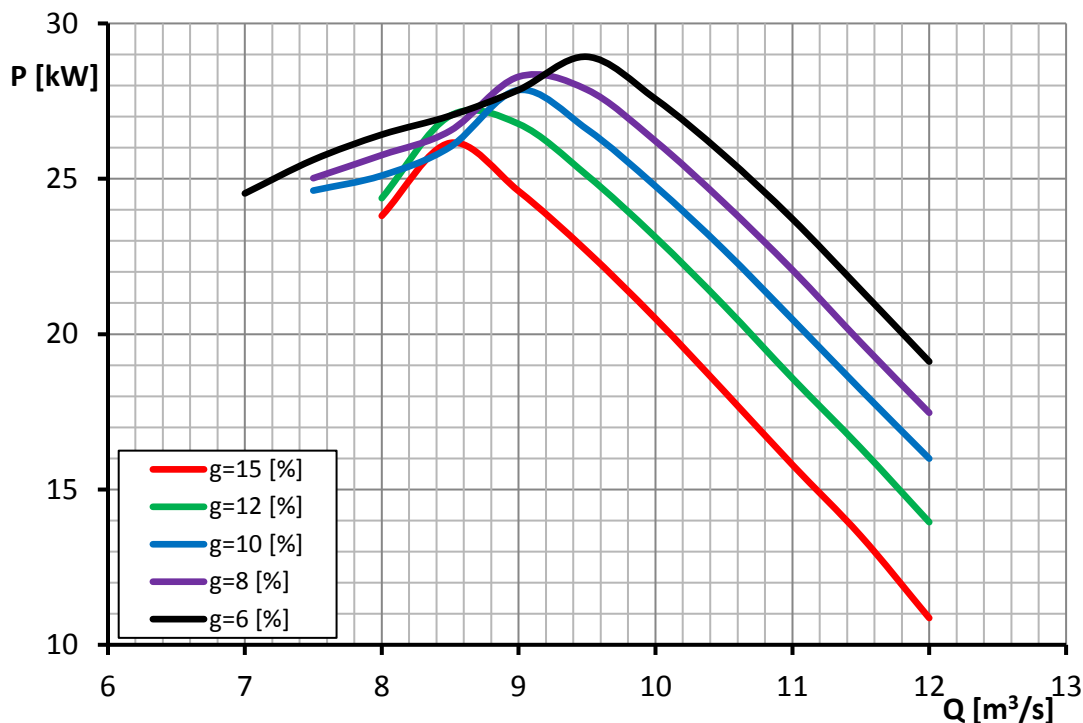
Na rysunku nr 4.98 pokazano charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu, dla wybranych grubości względnych profilu łopatek wieńców wirnikowych zaprojektowanego wentylatora, o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ i $\Delta p_c=3300Pa$.



Rys. 4.98. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńców wirnikowych wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ dla obranych grubości względnych profili łopatek.

Otrzymane charakterystyki potwierdziły znaczący wpływ grubości względnej profilu łopatki wirnikowej na uzyskiwane wartości przyrostu ciśnienia całkowitego. Największą wartość przyrostu ciśnienia wentylatora uzyskano dla wieńca wirnikowego którego łopatki cechują się profilem o najmniejszej grubości względnej. Zmiana profilu z „wyściowego” o 10% grubości względnej na profil o grubości 6% spowodowała średni względny wzrost przyrostu ciśnienia całkowitego w wysokości 21,83% w zakresie objętościowych natężeń przepływu $9,5\div 12\text{m}^3/\text{s}$. Zakres ten odpowiada zakresowi statecznej pracy wieńca wirnikowego z łopatkami wyposażonymi w profil o 6% grubości względnej. Z drugiej strony zastosowanie profilu o 15% grubości w konsekwencji doprowadziło do spadku przyrostu ciśnienia całkowitego o 32,2% w stosunku do wieńca wirnikowego z łopatkami zbudowanymi na bazie profilu NACA 65-010, ww. zakresie wydatków przepływu. Można również zaobserwować wyraźne przesuwanie się punktu maksymalnego przyrostu ciśnienia w stronę niższych wydatków przepływu wraz ze wzrostem grubości względnej profilu łopatek wirnikowych, co przekłada się na rozszerzenie zakresu statecznej pracy. Po przekroczeniu wydatku odpowiadającemu maksymalnemu przyrostowi ciśnienia całkowitego, dla wieńców wirnikowych wyposażonych w łopatki o dużej grubości względnej profilu, następuje gwałtowny spadek ww. parametru co nie ma miejsca w przypadku charakterystyk wieńców wirnikowych których łopatki zbudowano o profile odznaczające się małą grubością względną.

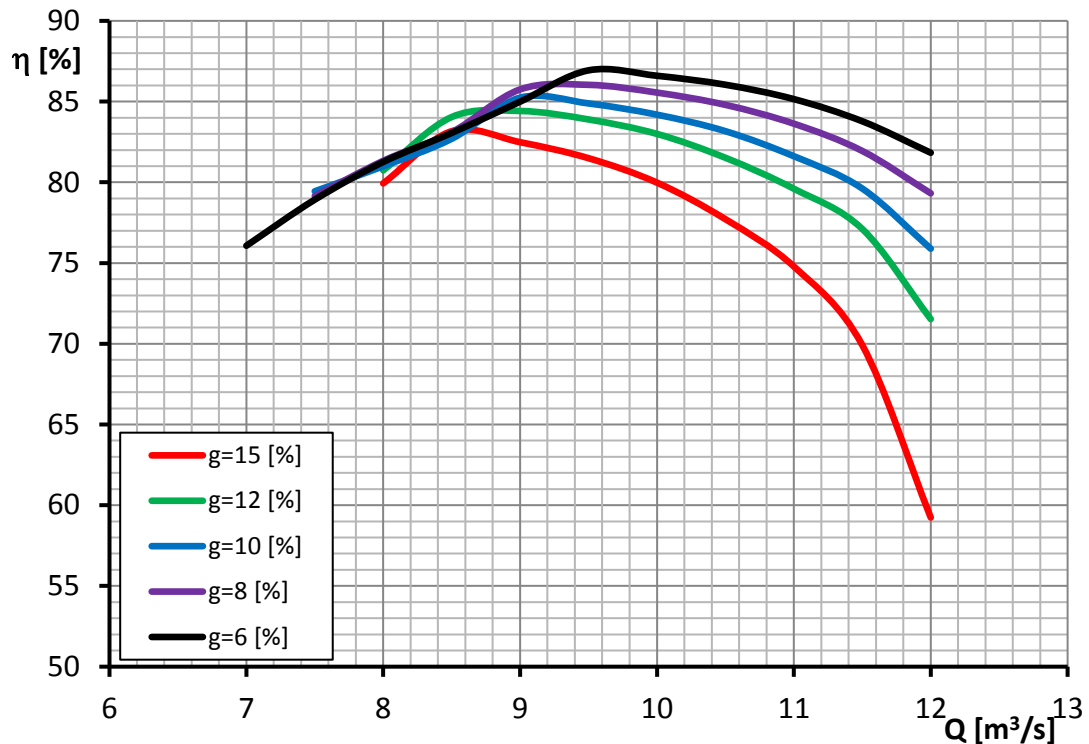
Na rysunku nr 4.99 pokazano charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńców wirnikowych, z łopatkami cechującymi się różną grubością względną profili, zaprojektowanego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ i $\Delta p_c=3300Pa$.



Rys. 4.99. Charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńców wirnikowych wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ i $\Delta p_c=3300Pa$ dla różnej grubości względnej profilu łopatek wirnikowych.

Przebiegi charakterystyk mocy odzwierciedlają przebiegi wcześniej omówionych charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego. Również w tym przypadku obserwuje się przesunięcie punktu maksymalnej mocy w stronę niższych wydatków przepływu wraz ze wzrostem grubości względnej profilu łopatki wirnikowej oraz charakterystyczny gwałtowny spadek mocy, po przekroczeniu objętościowego natężenia przepływu odpowiadającemu punktowi maksymalnej wartości mocy, dla wieńców wirnikowych z łopatkami których profile cechują się stosunkowo dużą grubością względną. Zmiana profilu o 10% grubości względnej na profil cechujący się 6% grubości względnej wywołała wzrost wartości mocy średnio o 14,42% w zakresie objętościowych natężeń przepływu $9,5\div 12m^3/s$. Zastosowanie profilu o największej, przyjętej do analiz numerycznych, grubości względnej spowodowało spadek wartości mocy o 22,13%, ww. zakresie wydatków przepływu, w stosunku do wieńca wirnikowego wyposażonego w łopatki cechującymi się „wyjściową” grubością względną profilu tj. 10%. Znaczące zmiany w uzyskiwanych wartościach mocy niezbędnej do napędu wieńca wirnikowego potwierdzają istotny wpływ grubości względnej profilu na omawiane charakterystyki. Fakt ten jest kluczowy w aspekcie doboru silnika napędzającego wentylator.

Na rysunku nr 4.100 pokazano charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńców wirnikowych zaprojektowanego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.

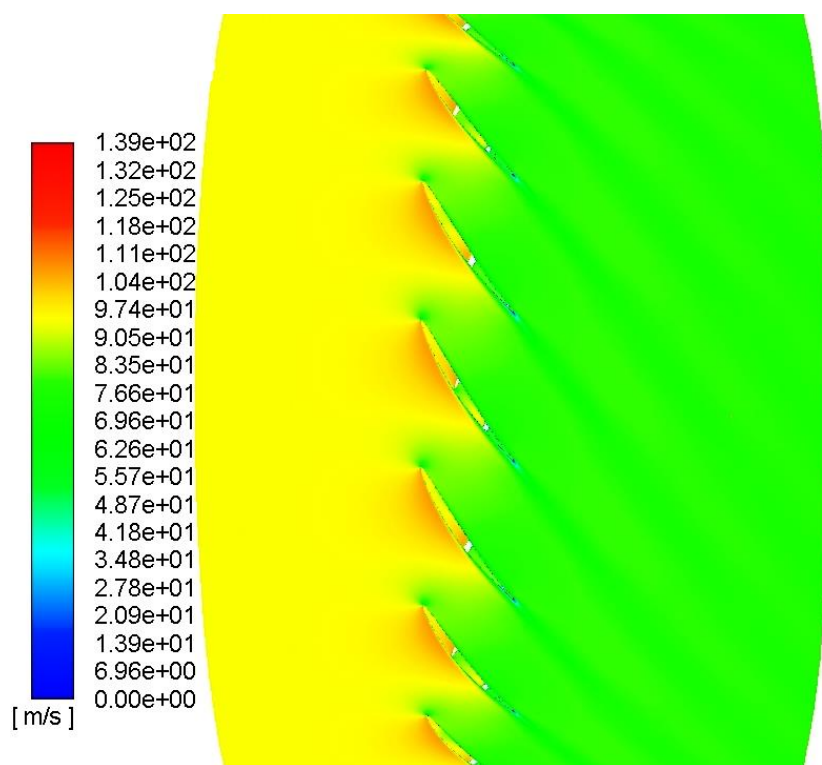


Rys. 4.100. Charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńców wirnikowych wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ dla różnej grubości względnej profilu łopatek wirnikowych.

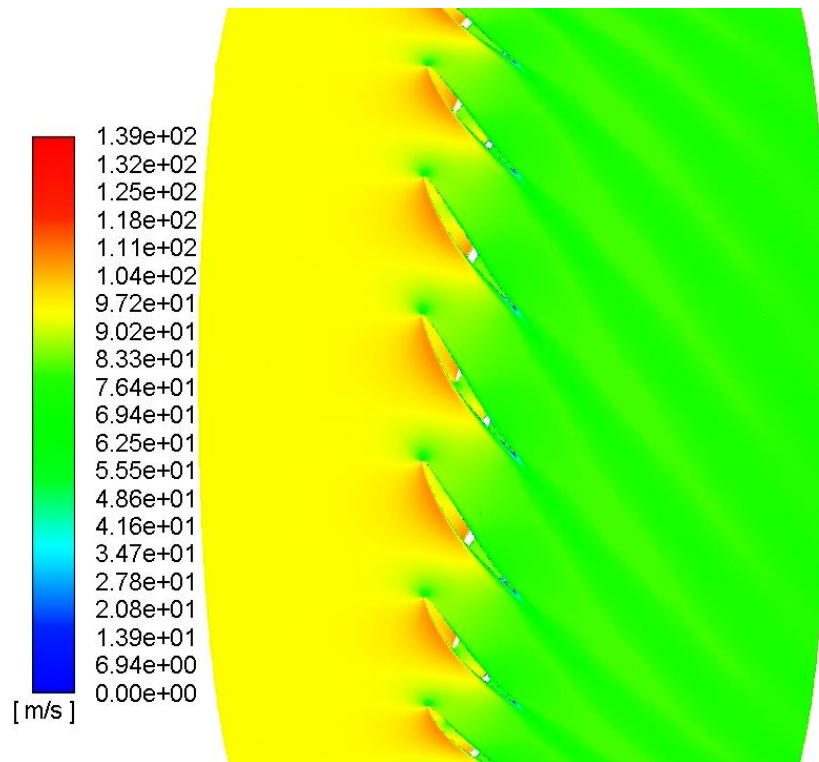
Uzyskane wyniki potwierdzają znaczący wpływ grubości względnej profilu na charakterystyki sprawności wieńców wirnikowych wentylatorów osiowych, co jest szczególnie widoczne na zakresie wysokich wydatków przepływu. Również w tym przypadku największe wartości sprawności, na zakresie statecznej pracy wieńca, uzyskano dla łopatek z profilem o najniższej, przyjętej do analiz numerycznych, grubości względnej. Zmiana profilu o 10% grubości względnej na profil o 6% grubości spowodowało średni wzrost wartości sprawności o 4,36% w zakresie wydatków przepływu $9,5\div 12\text{m}^3/\text{s}$. Z drugiej strony wymiana profilu „wyjściowego” na profil o 15% grubości względnej doprowadziło do spadku sprawności średnio o 9,67% w ww. zakresie objętościowych natężeń przepływu. Dodatkowo można zauważyć, jak to było w przypadku wcześniej omawianych charakterystyk, przesuwanie się punktu maksymalnej sprawności w stronę niższych wydatków przepływu wraz ze wzrostem grubości względnej profili. Powyższy fakt jest istotny z punktu widzenia określenia nominalnego punktu pracy wentylatora w stosunku do maksymalnej sprawności.

Analizy pola prędkości przepływu na płaszczyźnie zlokalizowanej w połowie rozpiętości łopatek wieńców wirnikowych wykonano również w przypadku wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$. Na rysunkach

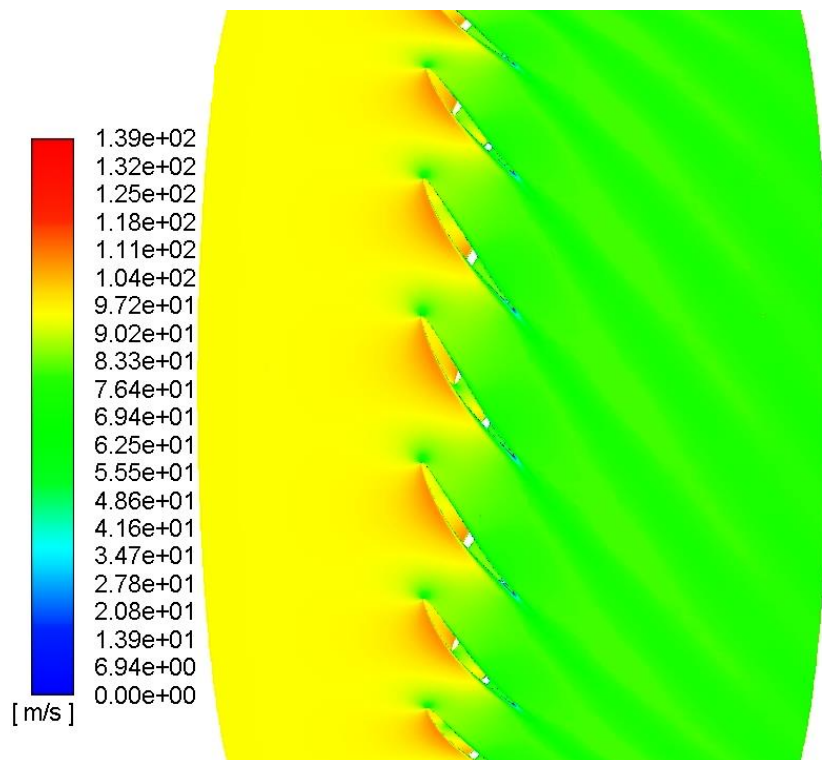
4.101÷4.105 pokazano rozkłady prędkości przepływu dla obranych grubości względnych profili w zakładanym punkcie pracy tj. przy $Q=8m^3/s$. Analizując pokazane rozkłady prędkości stwierdza się obecność oderwania w obszarze krawędzi spływu łopatek, którego punkt przesuwają się w stronę krawędzi natarcia wraz ze wzrostem grubości względnej profili. W konsekwencji zwiększa się obszar oderwania co przyczynia się to do wzrostu strat przepływu i spadku sprawności wieńca wirnikowego co jest widoczne na charakterystyce na rysunku nr 7.100.



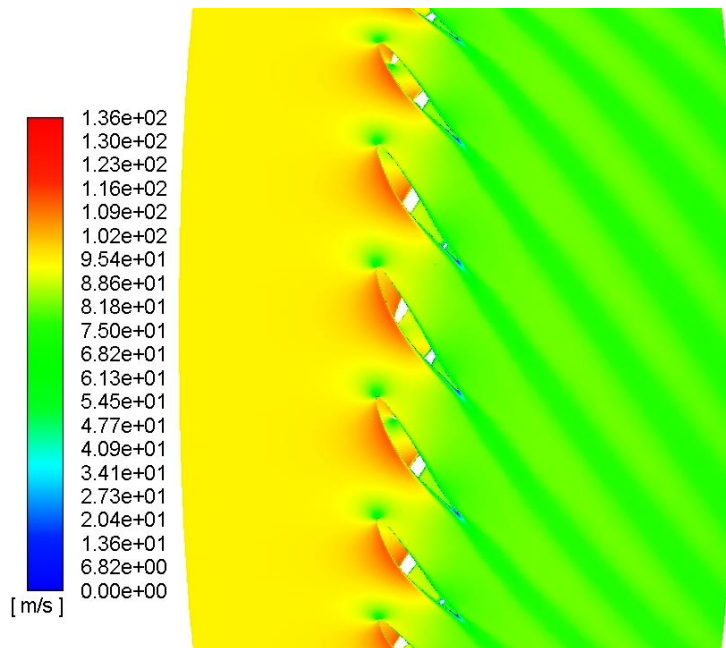
Rys. 4.101. Rozkład prędkości przepływu na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ i $\Delta p_c=3300Pa$ dla których obrano profil NACA 65-006.



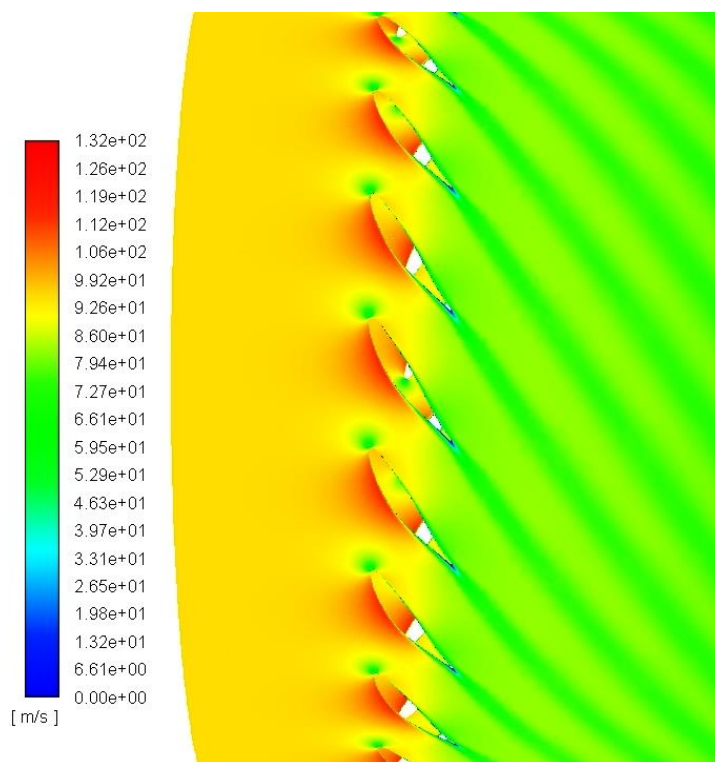
Rys. 4.102. Rozkład prędkości przepływu na powierzchni utworzonej w połowie łopatek wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ dla których obrano profil NACA 65-008.



Rys. 4.103. Rozkład prędkości przepływu na powierzchni utworzonej w połowie łopatek wieńca wirnikowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ dla których obrano profil NACA 65-010.



Rys. 4.104. Rozkład prędkości przepływu na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wieńca wirnikowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ dla których obrano profil NACA 65-012.



Rys. 4.105. Rozkład prędkości przepływu na powierzchni utworzonej w połowie łopatek wieńca wirnikowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ (łopatki z profilem NACA 65-015).

W podsumowaniu należy wskazać, iż w zakresie statecznej pracy największe przyrosty ciśnienia całkowitego uzyskano dla wieńca wirnikowego, którego łopatki cechowały się profilem o najmniejszej grubości względnej. Wraz ze wzrostem

grubości względnej profilu łopatek wirnikowych wyraźnie widać przesunięcie punktu maksymalnego przyrostu ciśnienia całkowitego w stronę niskich wydatków przepływu co skutkuje zwiększeniem zakresu statecznej pracy kosztem spadku przyrostu ciśnienia całkowitego. W przypadku charakterystyki mocy również uzyskano największe wartości mocy dla cienkich łopatek, o 6% grubości względnej profilu. Jest to spowodowane osiągnięciem wyższych przyrostów ciśnienia całkowitego co jest jednoznaczne z większym obciążeniem łopatek. Jednak znaczny wpływ grubości względnej profilu łopatek wirnikowych na charakterystyki mocy jest kluczowy z punktu widzenia doboru silnika elektrycznego napędzającego wentylator. Uzyskano również znaczący wzrost sprawności wieńca wirnikowego, którego łopatki charakteryzują się profilem o stosunkowo małej grubości względnej. Przyrost wartości sprawności wraz ze spadkiem grubości względnej profilu można wytłumaczyć dokonując analizy uzyskanych rozkładów prędkości przepływu. Wraz ze wzrostem grubości względnej profilu łopatki wirnikowej następuje przesunięcie punktu separacji warstwy przyściennej w stronę krawędzi natarcia, co w konsekwencji prowadzi do wzrostu obszaru objętego oderwaniem, a tym samym wzrostu strat przepływu co przekłada się na spadek sprawności całkowitej. Jednocześnie wraz ze wzrostem grubości względnej profilu łopatek wirnikowych następuje przesuwanie się punktu maksymalnej sprawności w stronę niższych objętościowych natężeń przepływu. Na podstawie uzyskanych wyników można stwierdzić, iż na łopatki wieńców wirnikowych wentylatorów osiowych, które mają się cechować wysokim przyrostem ciśnienia całkowitego, należy stosować profile o małej grubości względnej.

Wnioski wynikające z analizy wyników tej części pracy można sformułować następująco:

1. Przeprowadzone analizy numeryczne potwierdziły istotny wpływ grubości względnej zastosowanego profilu na przebieg charakterystyki wentylatorów osiowych;
2. Dla przypadku wentylatora o parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ największe przyrosty ciśnienia całkowitego (w zakresie statecznej pracy), uzyskano dla wieńca wirnikowego którego łopatki zostały zbudowane w oparciu o profil o 12% grubości względnej;
3. Dla drugiego z projektowanych wentylatorów, $Q=8m^3/s$ $\Delta p_c=3300Pa$, największe przyrosty ciśnienia całkowitego uzyskano dla wieńca wirnikowego którego łopatki zbudowano w oparciu o profil o najmniejszej grubości względnej;
4. W przypadku wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ $\Delta p_c=3300Pa$ widoczne jest przesuwanie się punktu maksymalnego przyrostu ciśnienia całkowitego w stronę niskich wydatków przepływu w miarę wzrostu grubości względnej profili łopatek wirnikowych, co skutkuje zwiększeniem zakresu statecznej pracy, ale powoduje spadek przyrostu ciśnienia całkowitego;

5. Największe wartości mocy niezbędnej do napędu wentylatorów uzyskano dla wieńców dla których uzyskano najwyższe przyrosty ciśnienia całkowitego;
6. W przypadku obu analizowanych wentylatorów, największe wartości sprawności, (w zakresie statecznej pracy), uzyskano dla wieńców których łopatki zbudowano z wykorzystaniem profili o najmniejszych grubościach względnych;
7. Analiza uzyskanych obrazów pól prędkości potwierdza spadek sprawności na zakresie statecznej pracy wieńców wirnikowych w miarę wzrostu grubości względnej profili łopatek wirnikowych;
8. Wraz ze wzrostem grubości względnej profili łopatek wirnikowych punkt separacji warstwy przyściennej przesuwa się w stronę krawędzi natarcia zwiększając tym samym strefę oderwań;
9. Projektując wentylatory, które mają się charakteryzować wysoką sprawnością należy w łopatkach wieńców wirnikowych stosować profile o małej grubości względnej ponieważ jak pokazała analiza pól prędkości przepływu, pozwala to na ograniczenie strefy oderwania i tym samym zmniejszenie strat przepływu.

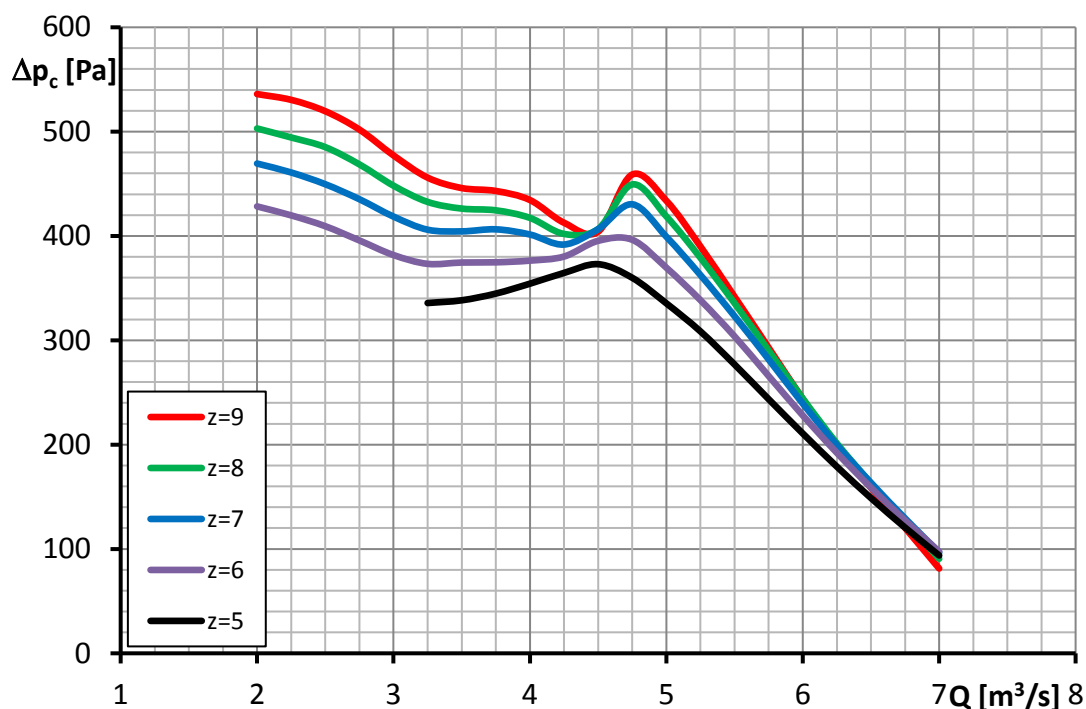
4.7.5 Numeryczna analiza wpływu liczby łopatek wieńca wirnikowego na charakterystyki wentylatorów osiowych

Projekty wentylatorów osiowych wymagają określenia odpowiedniej liczby łopatek wieńca wirnikowego. Niewłaściwa liczba łopatek w wieńcu może mieć znaczące konsekwencje w odniesieniu do oczekiwanych charakterystyk wentylatorów osiowych. W przypadku projektowania wysokowydajnych wentylatorów osiowych, przy ich ustalonych gabarytach i prędkości obrotowej, można stosować mniejszą liczbę łopatek niż w przypadku projektowania wentylatorów o dużym przyroście ciśnienia całkowitego. W analizach odnotowano fakt, iż nawet nieznaczna zmiana liczby łopatek wirnikowych może prowadzić do niekorzystnych zmian parametrów pracy a szczególnie sprawności wentylatora. Wobec powyższego zasadnym jest przeprowadzenie głębszej analizy wpływu liczby łopatek wieńca wirnikowego na charakterystyki pracy wentylatorów osiowych. W pracy z powodzeniem przeprowadzono takie analizy z wykorzystaniem numerycznej symulacji przepływu.

Przedstawiono tu i omówiono wpływ liczby łopatek wirnikowych na charakterystyki wieńca wirnikowego zaprojektowanego wentylatora osiowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$. Analizy numeryczne wykonano dla liczby 5, 6, 7, 8, 9 łopatek wirnikowych, przy czym zgodnie z wzorem (2.37) wyznaczona w projekcie analitycznym (podanym w punkcie 2 niniejszej pracy) liczba łopatek wirnikowych wyniosła 7.

Na rysunku nr 4.106 pokazano charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu, przy różnej liczbie

łopatek, wieńca wirnikowego zaprojektowanego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$.



Rys. 4.106. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$ dla różnej liczby łopatek wirnikowych.

Analizując pokazane przebiegi można stwierdzić, że wraz ze wzrostem liczby łopatek wirnikowych wzrasta wartość przyrostu ciśnienia całkowitego. Największy przyrost ciśnienia całkowitego obserwuje się na zakresie średnich i niskich wydatków przepływu. Dodatkowo zwiększenie liczby łopatek wieńca powoduje przesunięcie punktu maksymalnej wartości przyrostu ciśnienia całkowitego w stronę wyższych wartości objętościowego natężenia przepływu zmniejszającym tym samym zakres statecznej pracy wentylatora.

W przypadku wieńca wirnikowego wyposażonego w 5 łopatek wirnikowych nie obserwuje się „przegięcia” krzywej przyrostu ciśnienia całkowitego na zakresie niestatecznej pracy wentylatora, co jest charakterystyczne dla wieńców wirnikowych wyposażonych w większą liczbę łopatek. Na podstawie pokazanych przebiegów można wnioskować, że dalsze zwiększanie liczby łopatek wirnikowych nie spowoduje znaczącego wzrostu wartości przyrostu ciśnienia całkowitego na zakresie statecznej pracy wentylatora. Wniosek ten wynika z faktu, iż w zakresie wydatków $4,75\div 7\text{m}^3/\text{s}$ zwiększenie liczby łopatek z 6 do 7 powoduje średni wzrost wartości przyrostu ciśnienia całkowitego wynoszący 4,85%. Zwiększenie liczby łopatek z 8 do 9 powoduje średni wzrost wartości przyrostu ciśnienia całkowitego w tym samym zakresie wydatków, już tylko o 2,29%.

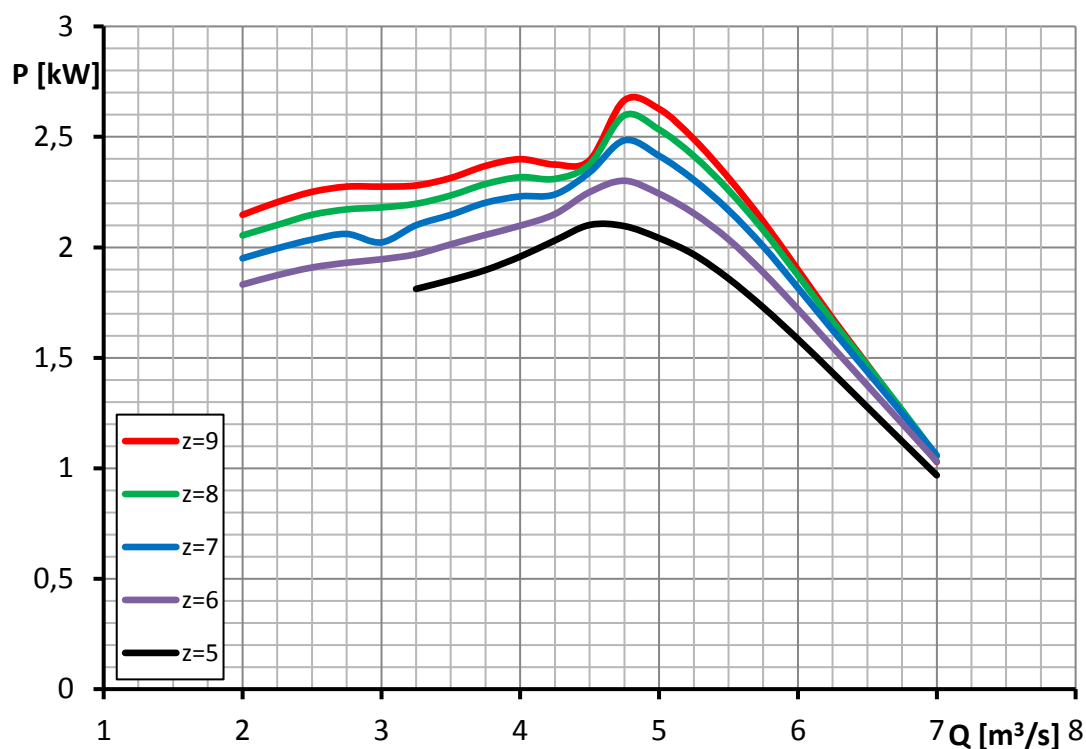
W tabelicy 4.6 pokazano różnice względne w wartościach maksymalnych przyrostów ciśnienia całkowitego, wyznaczających zakres statecznej pracy, dla wybranej liczby łopatek w wieńcu wirnikowym. Wyniki odniesiono do maksymalnego przyrostu ciśnienia całkowitego wieńca wirnikowego wyposażonego w 5 łopatek wirnikowych.

Tablica 4.6 Różnice względne w wartościach maksymalnych przyrostów ciśnienia całkowitego wieńca wirnikowego wentylatora osiowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$ dla wybranej liczby łopatek w wieńcu.

Liczba łopatek	$\Delta p_{c\text{max}}$ [Pa]	δ [%]
z=5	372,94	-
z=6	396,34	6,27
z=7	430,36	15,40
z=8	449,39	20,50
z=9	458,89	23,05

Na podstawie wyników przedstawionych w tabelicy 4.6 widać, iż zwiększenie liczby łopatek wirnikowych z 5 do 9 powoduje wzrost maksymalnego przyrostu ciśnienia całkowitego o 23%. Jednocześnie wraz ze zwiększaniem liczby łopatek w wieńcu wirnikowym obserwuje się spadek względnych różnic w wartościach przyrostu ciśnienia całkowitego. Może to sugerować istnienie granicznej liczby łopatek wirnikowych powyżej której, nie będzie już znaczącego wzrostu wartości przyrostu ciśnienia całkowitego wentylatora osiowego.

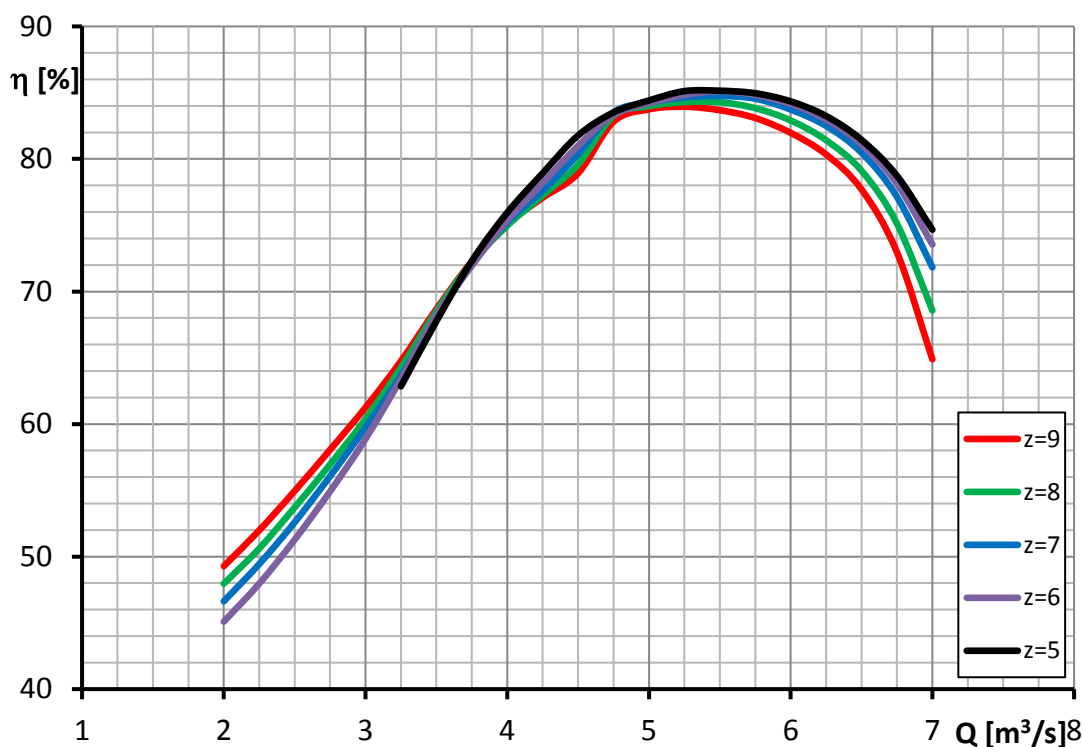
Na rysunku nr 4.107 pokazano charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu, przy różnej liczbie łopatek, wieńca wirnikowego zaprojektowanego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$.



Rys. 4.107. Charakterystyki mocy wieńca w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego wentylatora osiowego o parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$ dla różnej liczbie łopatek wirnikowych.

Analizując pokazane charakterystyki łatwo zauważyć, że wzrost liczby łopatek wirnikowych w wieńcu prowadzi do wzrostu mocy niezbędnej do napędu wentylatora. Jest to szczególnie widocznie w zakresie średnich wydatków przepływu. W zakresie objętościowych natężeń przepływu $4,75\div 7\text{m}^3/\text{s}$ zwiększenie liczby łopatek z 5 do 9 spowodowało średni względny wzrost wartości mocy o $19,15\%$. Tak duża zmiana wskazuje na konieczność doboru liczby łopatek wieńca wirnikowego w aspekcie niezbędnej mocy silnika napędzającego wentylator w odniesieniu do oczekiwanych pozostałych parametrów pracy.

Na rysunku nr 4.108 pokazano charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego, przy różnej liczbie łopatek, zaprojektowanego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$.



Rys. 4.108. Charakterystyki sprawności całkowitej, w funkcji objętościowego natężenia przepływu, wieńca wirnikowego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$ dla różnej liczby łopatek wirnikowych.

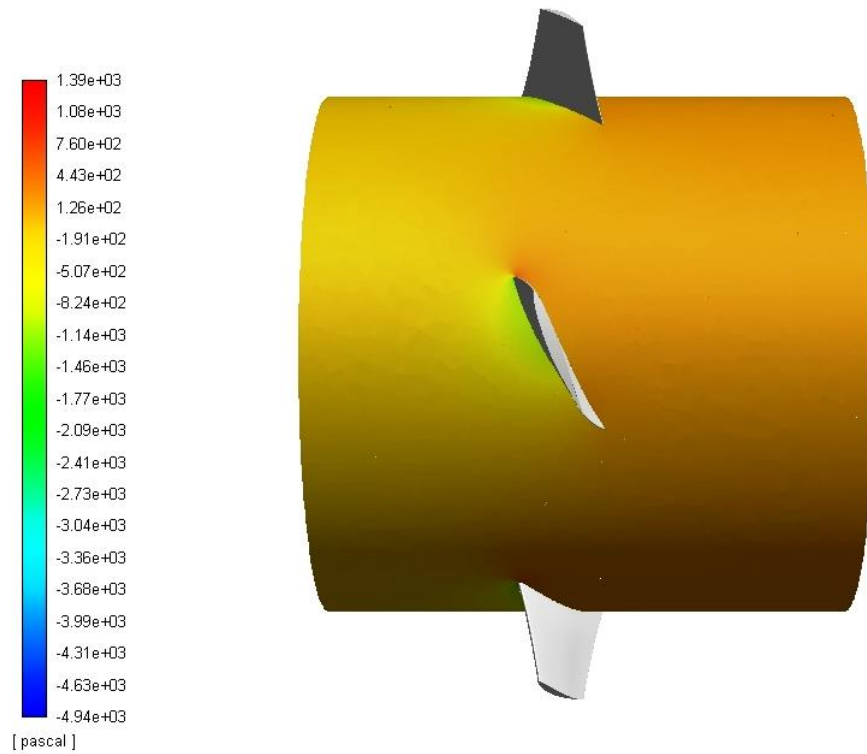
Przedstawione charakterystyki należy rozpatrywać oddzielnie dla dwóch zakresów objętościowych natężeń przepływu. W zakresie wydatków $4\div 7\text{m}^3/\text{s}$ wyraźnie widać, że wzrost liczby łopatek wirnikowych w wieńcu powoduje spadek sprawności. W tym zakresie wydatków, średnia różnica względna w wartościach sprawności uzyskanej dla 5-cio oraz 9-cio łopatkowego wieńca wirnikowego, wyniosła 3,48%. Dla zakresu niskich wydatków przepływu tj. $2\div 4\text{m}^3/\text{s}$ wzrost liczby łopatek w wieńcu powoduje przyrost sprawności wieńca wirnikowego, jednakże należy pamiętać, że podany wyżej zakres objętościowych natężeń przepływu odpowiada zakresowi pracy niestatecznej wentylatora. W wyżej wspomnianym zakresie średnia różnica względna w wartościach sprawności uzyskanej dla 6 i 9 łopatek wieńca wirnikowego wynosi 4,25%. Należy jednocześnie zauważyć, że dla zakładanego nominalnego objętościowego wydatku przepływu brak jest istotnego wpływu liczby łopatek wirnikowych na uzyskiwaną sprawność całkowita. I tak dla wydatku $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ różnica względna w wartościach sprawności uzyskanej dla 5 oraz 9 łopatek wieńca wirnikowego wyniosła jedynie 0,8%.

Dodatkowo, analizując charakterystyki przedstawione na rysunku nr 4.108, można stwierdzić, że wraz ze wzrostem liczby łopatek wieńca wirnikowego punkt maksymalnej sprawności przesuwa się w stronę niższych wartości objętościowych natężeń przepływu.

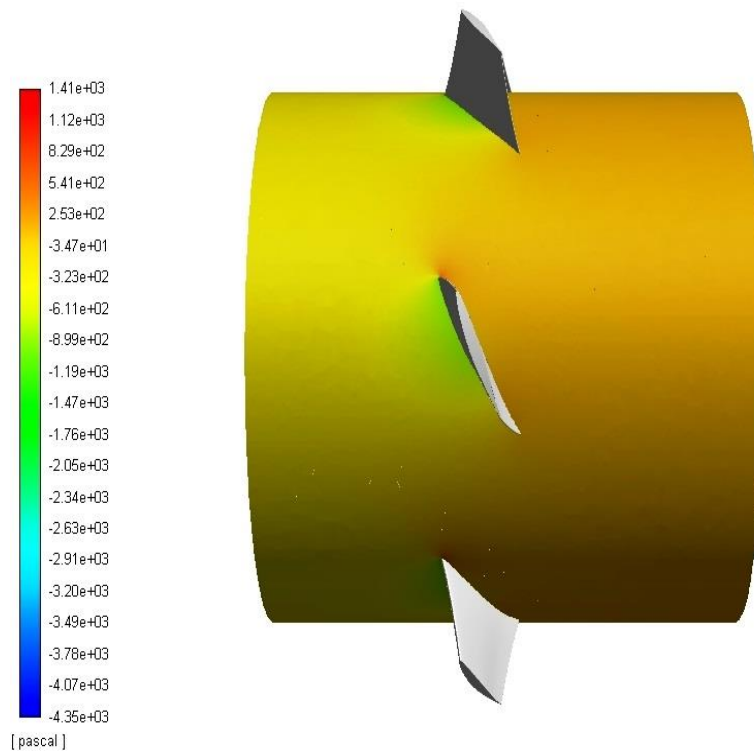
Na rysunkach 4.109÷4.113 pokazano rozkłady ciśnienia statycznego na powierzchni zlokalizowanej w połowie rozpiętości łopatek wieńca wirnikowego

wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ dla nominalnej wartości wydatku. Pokazano tu przypadki dla liczby łopatek równej: 5, 6, 7, 8 i 9.

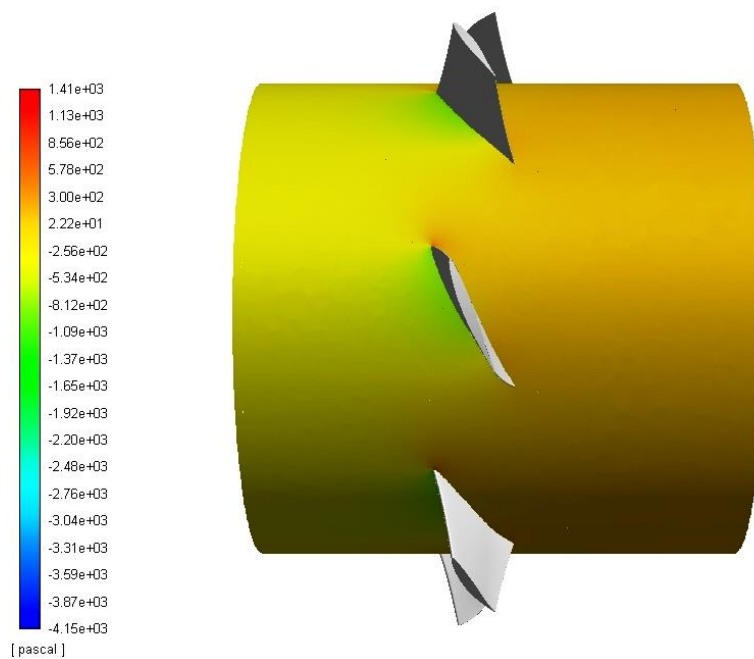
Dokonując analizy obrazów przepływu stwierdza się, że wraz ze wzrostem liczby łopatek wirnikowych spada wartość ciśnienia statycznego bezpośrednio przed palisadą oraz następuje wzrost ciśnienia za nią. Powstała różnica ciśnień przekłada się bezpośrednio na wzrost przyrostu ciśnienia całkowitego wraz ze wzrostem liczby łopatek co zostało pokazane na charakterystykach na rysunku nr 4.107.



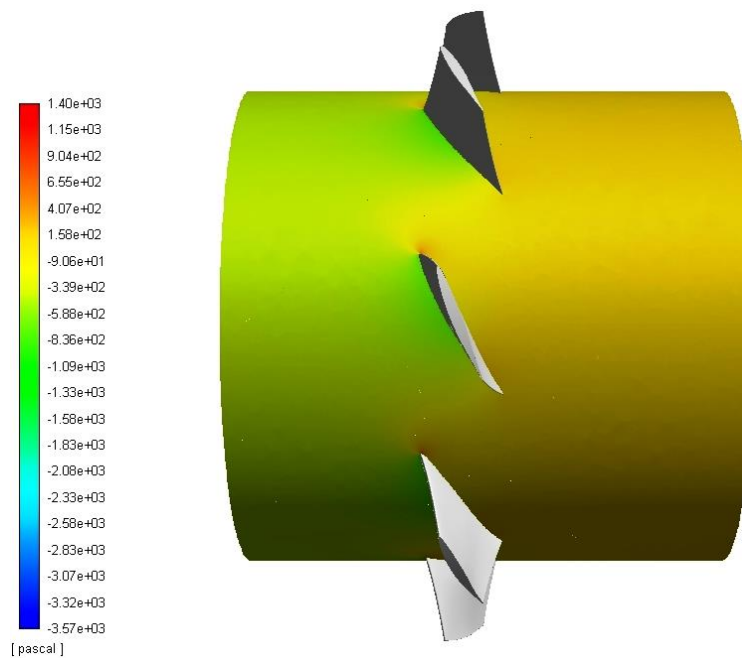
Rys. 4.109. Rozkład ciśnienia statycznego na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wirnikowych wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ (liczba łopatek równa 5).



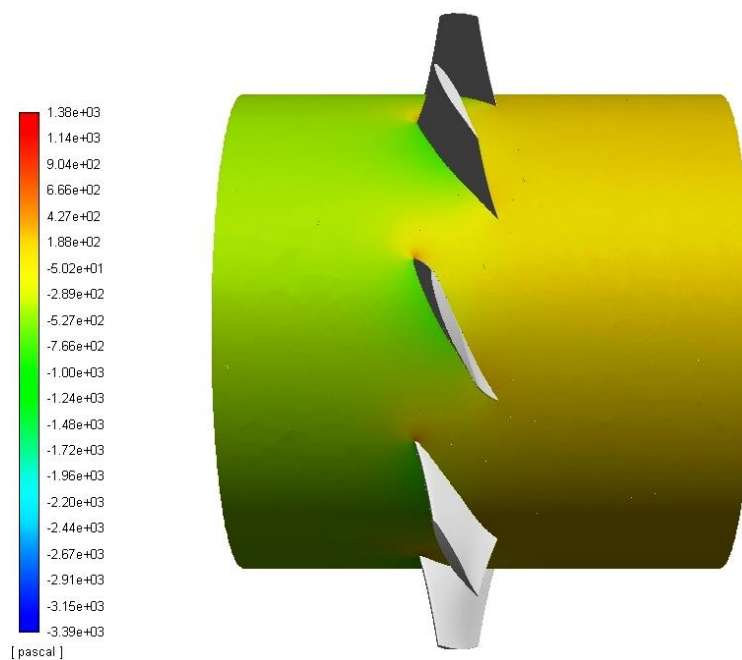
Rys. 4.110. Rozkład ciśnienia statycznego na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wirnikowych wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ (liczba łopatek równa 6).



Rys. 4.111. Rozkład ciśnienia statycznego na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wirnikowych wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ (liczba łopatek równa 7).



Rys. 4.112. Rozkład ciśnienia statycznego na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wirnikowych wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ (liczba łopatek równa 8).



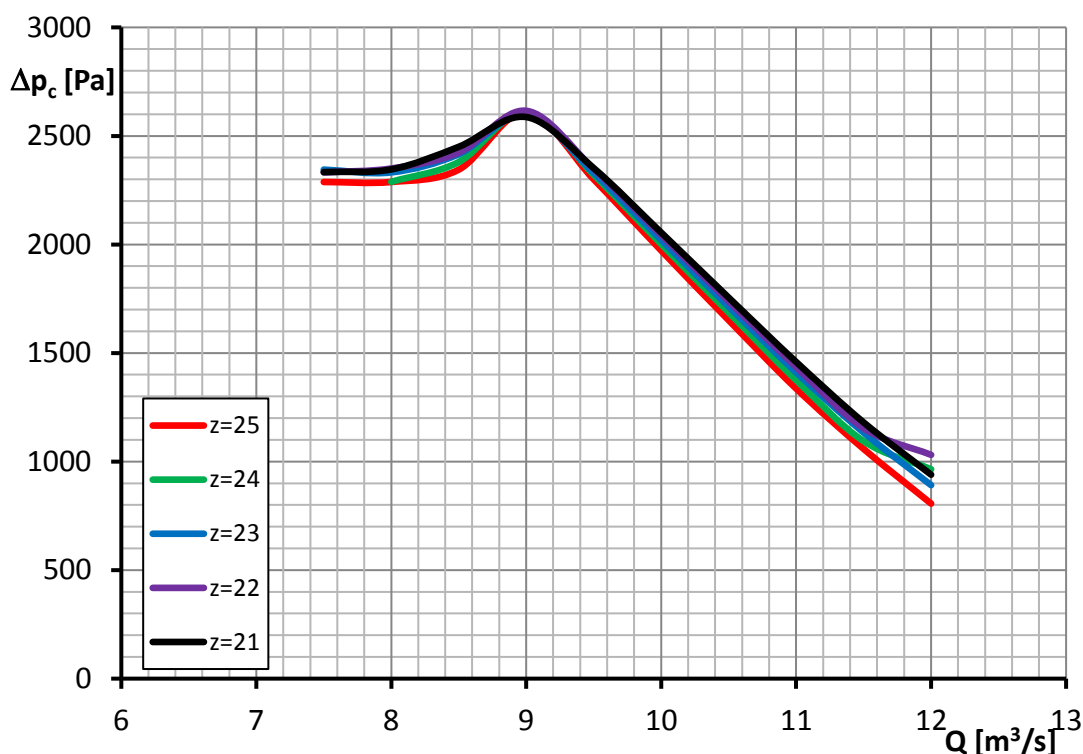
Rys. 4.113. Rozkład ciśnienia statycznego na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wirnikowych wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ (liczba łopatek równa 9).

Reasumując stwierdzono również, iż wraz ze wzrostem liczby łopatek w wieńcu wirnikowym uzyskuje się wzrost wartości przyrostu ciśnienia całkowitego oraz mocy w całym zakresie rozpatrywanych wydatków przepływu. Zwiększanie liczby łopatek powoduje też przesunięcie maksymalnych wartości ww. parametrów stronę wyższych wydatków przepływu. W przypadku charakterystyki sprawności,

zwiększenie liczby łopatek wirnikowych powoduje spadek sprawności na zakresie wysokich i średnich objętościowych natężeń przepływu. Jest to spowodowane zwiększonymi stratami wynikającymi ze wzrostu opływanych powierzchni. Analiza uzyskanych obrazów rozkładu ciśnienia statycznego pokazuje też na wzrost różnicy ciśnienia wraz ze wzrostem liczby łopatek wirnikowych po stronie „ssającej” i „tłoczącej” palisady. Na uwagę zasługuje fakt, że zwiększenie liczby łopatek wieńca wirnikowego na zakresie niestatecznej pracy wentylatora osiowego skutkuje wzrostem wartości sprawności.

Poniżej przedstawiono i omówiono wpływ liczby łopatek wirnikowych na podstawowe charakterystyki wieńca wirnikowego zaprojektowanego wentylatora osiowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$. Numeryczne analizy przepływowe wykonano dla wieńców wyposażonych w 21, 22, 23, 24 oraz 25 łopatek. Jednocześnie należy zaznaczyć iż zgodnie z wzorem (2.37) dla zaprojektowanego wentylatora osiowego o ww. zakładanych parametrach nominalnych, ustalone liczba łopatek w wieńcu wyniosła 23.

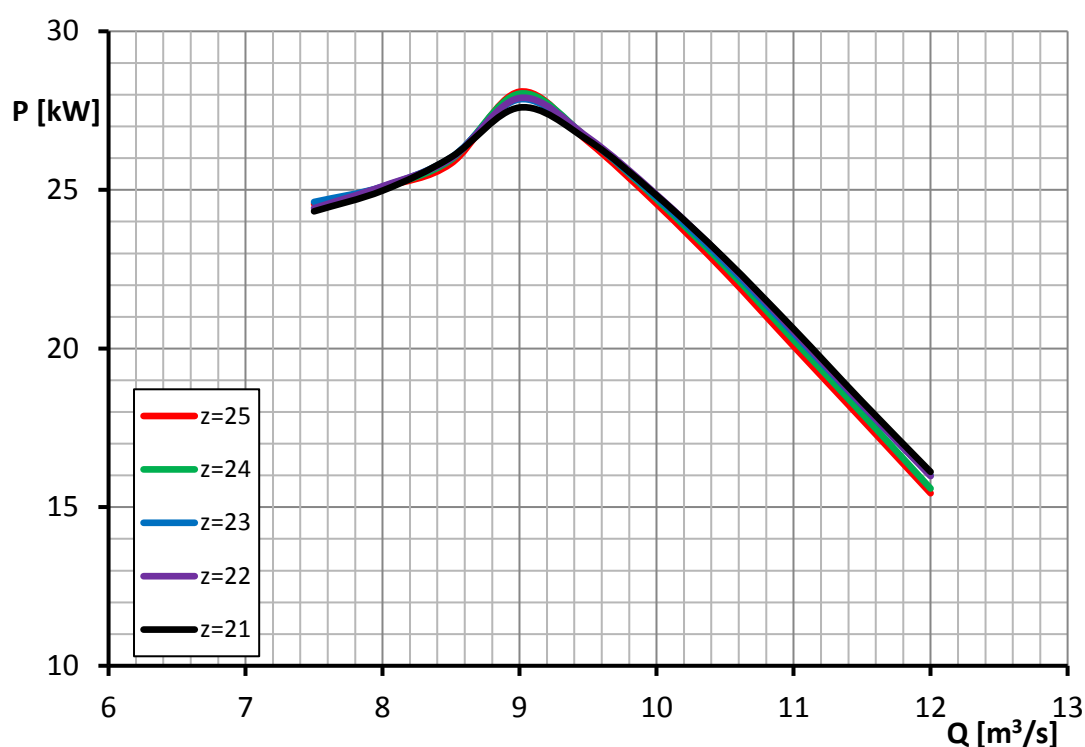
Na rysunku nr 4.114 pokazano charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu, przy różnej liczbie łopatek, wieńca wirnikowego zaprojektowanego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.



Rys. 4.114. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400\text{Pa}$ dla różnej liczby łopatek wirnikowych.

W przypadku tego wentylatora wzrost liczby łopatek wieńca wirnikowego powoduje nieznaczny spadek uzyskiwanego przyrostu ciśnienia całkowitego w zakresie statecznej pracy. Zwiększając wcześniej przyjętą liczbą łopatek wirnikowych (w liczbie 23) o 2 łopatki otrzymuje się względny spadek wartości przyrostu ciśnienia całkowitego wynoszący 4,45% dla zakresu wydatków $9 \div 12 \text{ m}^3/\text{s}$. Natomiast zmniejszenie liczby łopatek wirnikowych o 2 w odniesieniu do wyjściowej liczby łopatek powoduje wzrost wartości przyrostu ciśnienia całkowitego o 2,56%, w wyżej wymienionym zakresie wydatków przepływu.

Na rysunku nr 4.115 pokazano charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu, przy różnej liczbie łopatek, wieńca wirnikowego zaprojektowanego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8 \text{ m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300 \text{ Pa}$.



Rys. 4.115. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5 \text{ m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=400 \text{ Pa}$ dla różnej liczby łopatek wirnikowych.

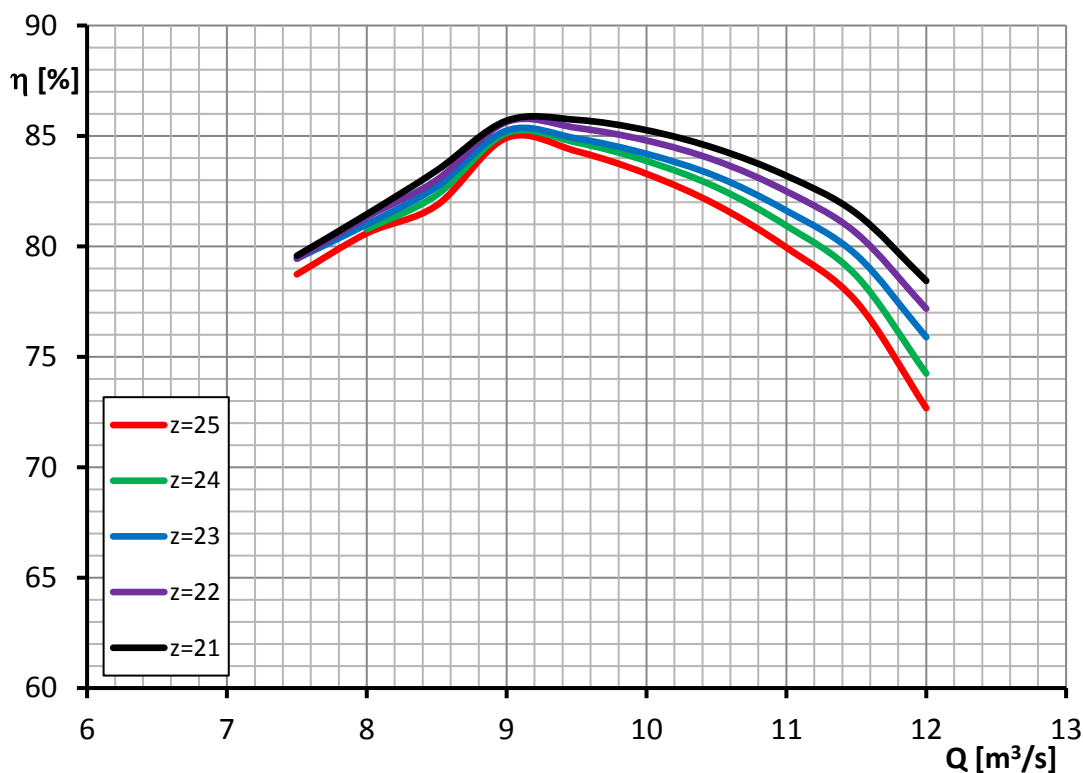
Kształt przebiegu pokazanych charakterystyk odzwierciedla przebieg wcześniej omawianych charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego. Wyraźniejsze różnice w wartościach mocy niezbędnej do napędu wentylatora obserwuje się jedynie na zakresie wysokich objętościowych natężeń przepływu oraz dla punktu maksymalnej mocy tj. dla wydatku wynoszącego $9 \text{ m}^3/\text{s}$. W zakresie wydatków $10 \div 12 \text{ m}^3/\text{s}$ zwiększenie liczby łopatek do 25, z wyjściowej liczby 23, spowodowało spadek wartości mocy o 1,63%. Natomiast wyposażenie wieńca wirnikowego w dwie łopatki mniej spowodowało wzrost wartości mocy, ww. zakresie wydatków, o 0,55%.

W tabelicy 4.7 pokazano różnice względne w wartościach maksymalnych mocy wieńców wirnikowych charakteryzujących się różną liczbą łopatek. Analizując dane pokazane w poniższej tabeli można stwierdzić, że zmiana liczby łopatek w wieńcu wirnikowych w zakresie ± 2 łopatki powoduje niewielką zmianę w maksymalnej wartości mocy niezbędnej do napędu wentylatora osiowego.

Tablica 4.7. Różnice względne w wartościach maksymalnych mocy wentylatora osiowego o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ dla wybranej liczby łopatek w wieńcu wirnikowym, dla wydatku wynoszącego $Q=8\text{m}^3/\text{s}$.

Liczba łopatek	P_{\max} [kW]	δ [%]
$z=21$	27,597	-
$z=22$	27,898	1,09
$z=23$	27,856	0,94
$z=24$	28,034	1,58
$z=25$	28,096	1,81

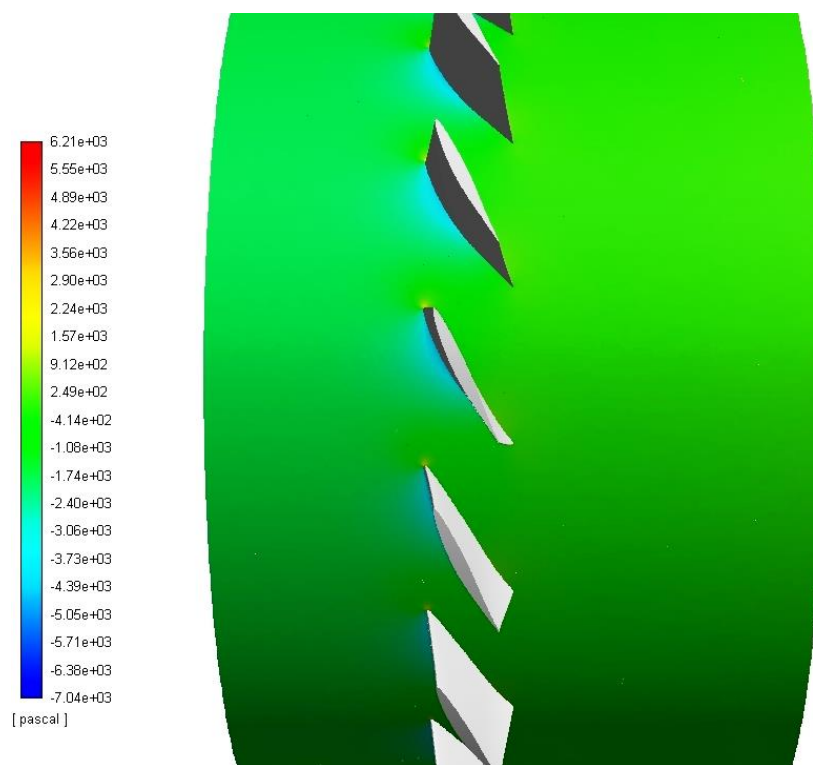
Na rysunku nr 4.116 pokazano charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu, przy różnej liczbie łopatek, wieńca wirnikowego zaprojektowanego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.



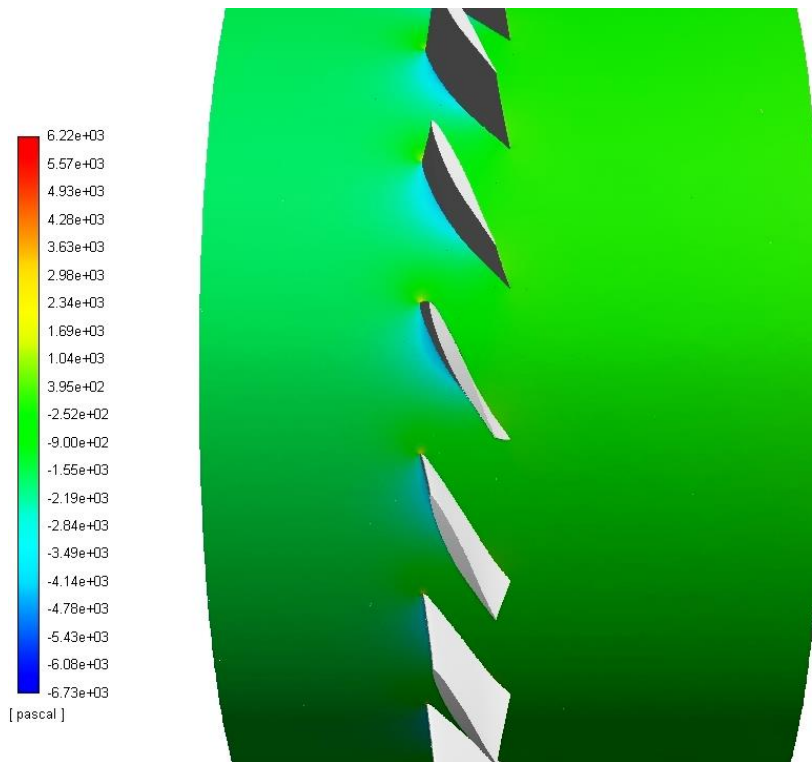
Rys. 4.116. Charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wentylatora o parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ dla różnej ilości łopatek wirnikowych.

W przeciwieństwie do poprzednich dwóch analizowanych zestawów charakterystyk, wyżej pokazane wykazują wyraźniejszy wpływ liczby łopatek wieńca wirnikowego na wartości uzyskiwanej sprawności. W zakresie objętościowych natężeń przepływu $9\div 12\text{m}^3/\text{s}$ zwiększenie liczby łopatek wirnikowych do 25, z wyznaczonej w projekcie analitycznym 23 łopatek, doprowadziło do spadku sprawności o średnią wartość wynoszącą 1,8%. Wyposażenie wieńca wirnikowego w dwie łopatki mniej od ilości wynikającej z projektu analitycznego przełożyło się o wzrost sprawności, ww. zakresie wydatków przepływu, o średnią względną wartości wynoszącą 1,7%. Wobec powyższego można stwierdzić, że zmiana liczby łopatek wirnikowych w zakresie ± 2 łopatki nie prowadzi do znaczących zmian w osiągniętych wartościach sprawności.

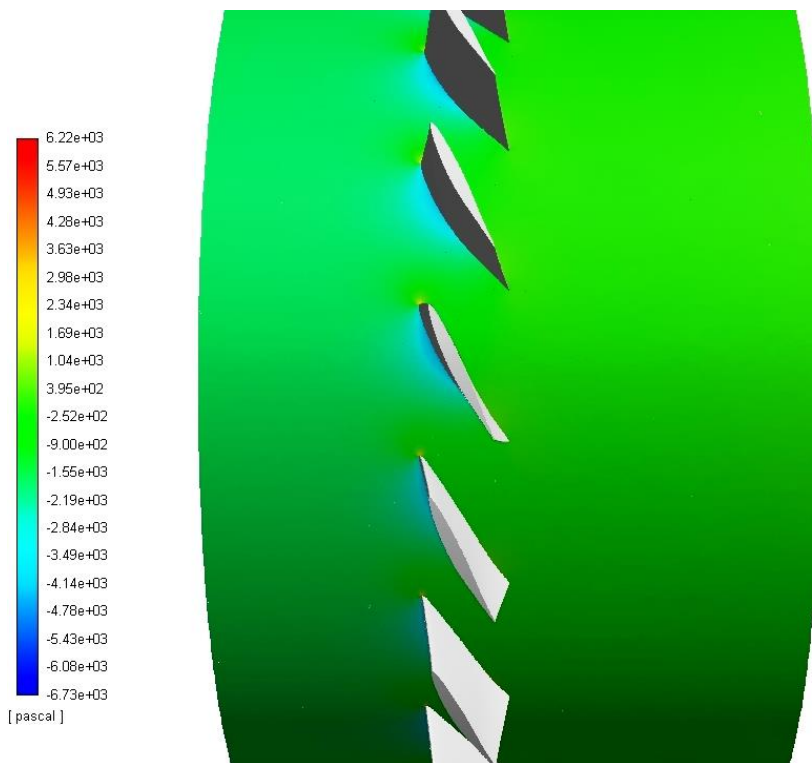
Na rysunkach 4.117÷4.121 pokazano rozkłady ciśnienia statycznego na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wieńca wirnikowego wentylatora o nominalnym przyroście ciśnienia całkowitego $\Delta p_c = 3300\text{Pa}$ dla wydatku wynoszącego $Q = 8\text{m}^3/\text{s}$. W tym przypadku również wzrasta różnica w wartościach ciśnienia statycznego wraz ze wzrostem liczby łopatek w wieńcu wirnikowym zarówno przed i za palisadą. Jednak różnice nie są tak wyraźne jak to było w przypadku poprzednio analizowanego wentylatora osiowego (charakterystyki pokazane na rysunku nr 4.114).



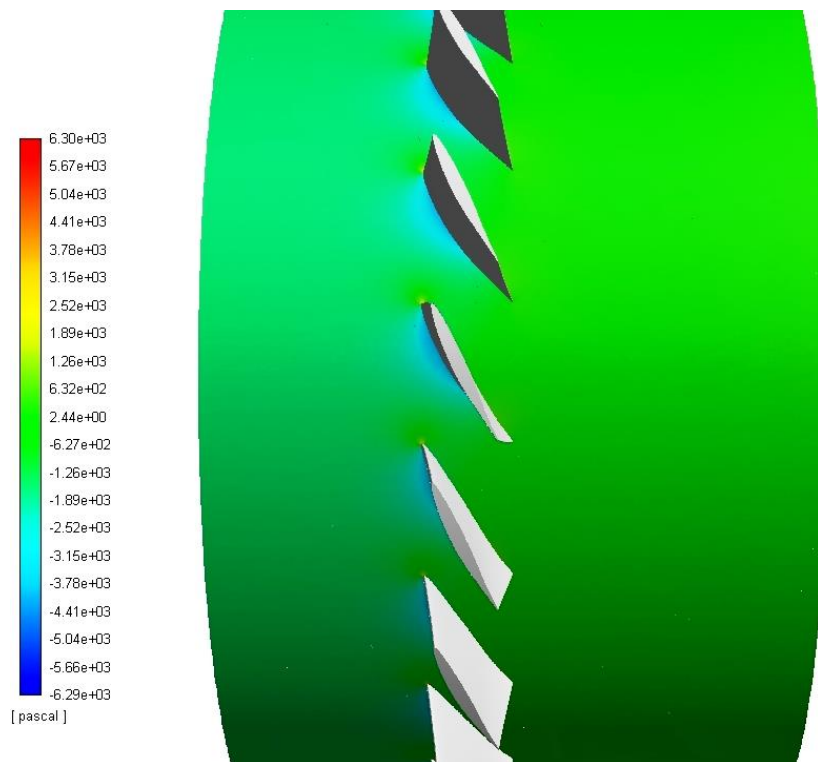
Rys. 4.117. Rozkład ciśnienia statycznego na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wirnikowych wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q = 8\text{m}^3/\text{s}$ i $\Delta p_c = 3300\text{Pa}$ dla liczby łopatek wieńca wynoszącej 21.



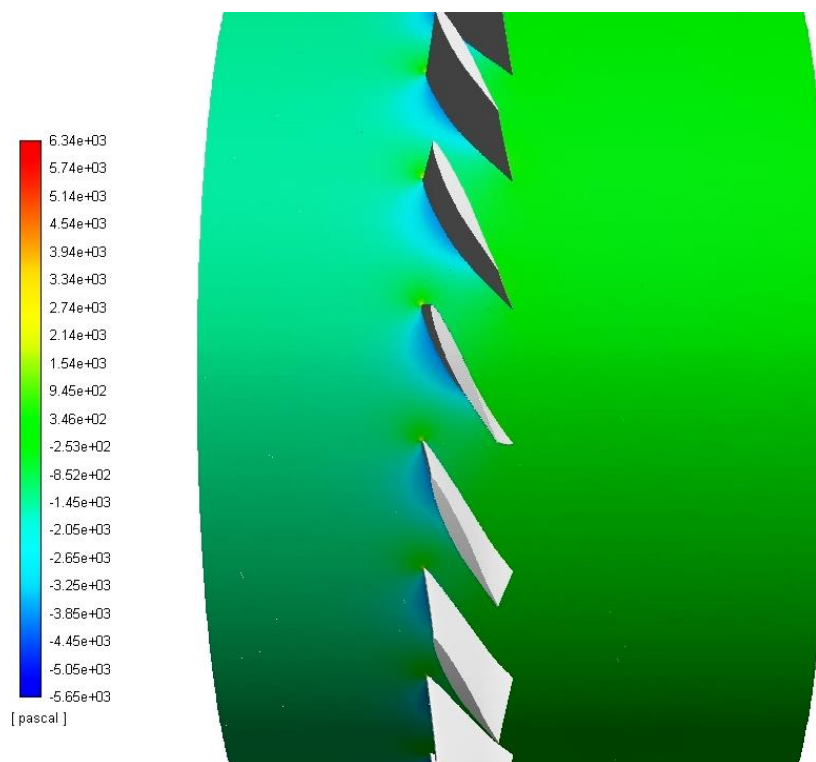
Rys. 4.118. Rozkład ciśnienia statycznego na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wirnikowych wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ i $\Delta p_c=400Pa$ dla liczby łopatek wieńcu wynoszącej 22.



Rys. 4.119. Rozkład ciśnienia statycznego na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wirnikowych wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ i $\Delta p_c=3300Pa$ dla liczby łopatek wieńcu wynoszącej 23.



Rys. 4.120. Rozkład ciśnienia statycznego na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wirnikowych wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ i $\Delta p_c=3300Pa$ dla liczby łopatek wieńcu wynoszącej 24.



Rys. 4.121. Rozkład ciśnienia statycznego na powierzchni utworzonej w połowie rozpiętości łopatek wirnikowych wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ i $\Delta p_c=3300Pa$ dla liczby łopatek wieńcu wynoszącej 25.

Podsumowując, przedstawiono i omówiono numeryczną analizę wpływu liczby łopatek wirnikowych na podstawowe charakterystyki zaprojektowanego wieńca wentylatora osiowego o zakładanych parametrach nominalnych. W przypadku analizowanego wentylatora ($Q=8m^3/s$ i $\Delta p_c=3300Pa$) zmiana liczby łopatek w wieńcu wirnikowym w zakresie ± 2 łopatki, ma niewielki wpływ na podstawowe charakterystyki. Jednak widoczny jest wyraźny wpływ liczby łopatek wirnikowych na wartości sprawności wieńca, w szczególności w zakresie wysokich wydatków przepływu.

Ważniejsze wnioski wynikające z analizy wyników tej części można sformułować następująco:

1. Przeprowadzone analizy numeryczne potwierdziły znaczący wpływ liczby łopatek wieńca wirnikowego na jego charakterystyki;
2. W przypadku wentylatora niskociśnieniowego wykazano większy wpływ liczby łopatek wieńca wirnikowego na przyrost ciśnienia całkowitego niż w przypadku wentylatora wysokociśnieniowego;
3. Najwyższe wartości sprawności uzyskano dla wieńców wirnikowych charakteryzujących się mniejszą liczbą łopatek, co jest wynikiem mniejszej powierzchni opływanej i tym samym spadkiem oporu profilowego;
4. Otrzymane wyniki wykazują konieczność dokonania analizy ilości łopatek wirnikowych pod kątem uzyskania zakładanych wartości przyrostu ciśnienia całkowitego przy akceptowalnym poziomie mocy i sprawności wentylatorów osiowych;
5. Analiza uzyskanych obrazów pól przepływu pokazuje wzrost różnicy ciśnień (przed i za palisadą) wraz ze wzrostem liczby łopatek wirnikowych co skutkuje zmianami w przebiegu charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego;
6. Analiza uzyskanych pól przepływu nie wykazała niepożądanych zjawisk przepływowych, które mogą powstawać wraz ze wzrostem liczby łopatek w wieńcach wirnikowych.

5. Porównanie wyników symulacji numerycznych z wynikami badań doświadczalnych

5.1 Uwagi wstępne

W tej części pracy podano i omówiono wyniki numerycznych badań porównawczych trójwymiarowych przepływów przez wieńce łopatkowe wentylatorów osiowych. W pierwszej kolejności zaprezentowano porównanie wyników symulacji numerycznych z wynikami badań doświadczalnych przeprowadzonych na stanowisku znajdującym się w Laboratorium Mechaniki Płynów Instytutu Techniki Lotniczej WML WAT. Następnie pokazano porównanie charakterystyk teoretycznych z charakterystykami numerycznymi wentylatorów zaprojektowanych w toku realizacji niniejszej pracy. Na końcu pokazano charakterystyki wynikające z przeprowadzonej ostatecznej oceny projektowanego, w ramach realizacji projektu dot. wysokowydajnych wentylatorów lutniowych, wentylatora osiowego o oznaczeniu WL. Badania doświadczalne tego wentylatora zostały przeprowadzone na stanowisku znajdującym się w pomieszczeniu symulującym sztolnie w firmie SIGMA.

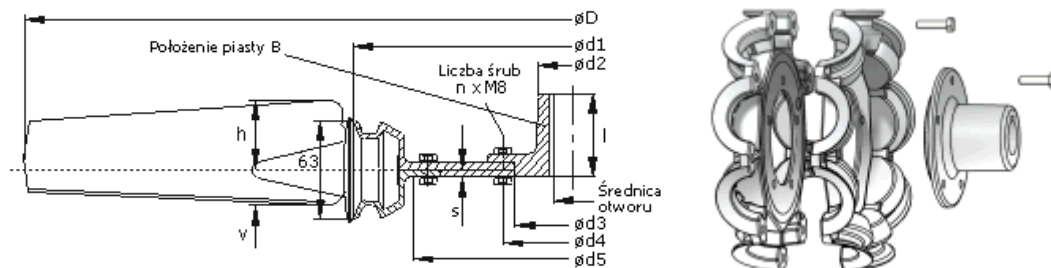
Wyniki badań porównawczych podano w postaci charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego, sprawności oraz mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu. Analizy ilościowe uzupełniono o analizy jakościowe wynikające z wykresów rastrowych rozkładów wybranych parametrów przepływu. Wirtualne modele wieńców wentylatorów przeznaczonych do badań numerycznych zbudowano oraz zdyskretyzowano zgodnie z wcześniej omówioną metodyką.

5.2 Analiza wyników symulacji numerycznych i wyników badań doświadczalnych

Poniżej przedstawiono porównanie charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego, mocy i sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu, uzyskanych z wykorzystaniem metody doświadczalnej oraz numerycznej. Przeprowadzono również analizę ilościową i jakościową uzyskanych wyników. Badaniom doświadczalnym poddano wentylator, umieszczony na stanowisku opisanym w rozdziale 3 niniejszej pracy, o oznaczeniu *AFC/4-710-400T* z zamontowanymi trzema wieńcami wirnikowymi różniącymi się między sobą profilami łopatek, co zostało opisane w rozdziale 4. Oryginalny, 12-to łopatkowy, wieniec wirnikowy firmy *Multiwing* przebadano przy kącie ustawienia łopatek w piaście wynoszącym 30° . W przypadku wieńca z 12-oma łopatkami z naniesionym profilem *NACA* badania wykonano przy dwóch ustawieniach łopatek w piaście wynoszących 30° oraz 45° . Badania doświadczalne wentylatora osiowego z zamontowanym wieńcem wirnikowym na którego łopatki naniesiono profil *GAW* wykonano przy kącie ustawienia łopatek w piaście 35° jednak przy różnej liczbie

łopatek w piąście, tj. dla 6 i 12 łopatek. Badania numeryczne wyżej wymienionych wieńców wirnikowych wykonano dla identycznych konfiguracji

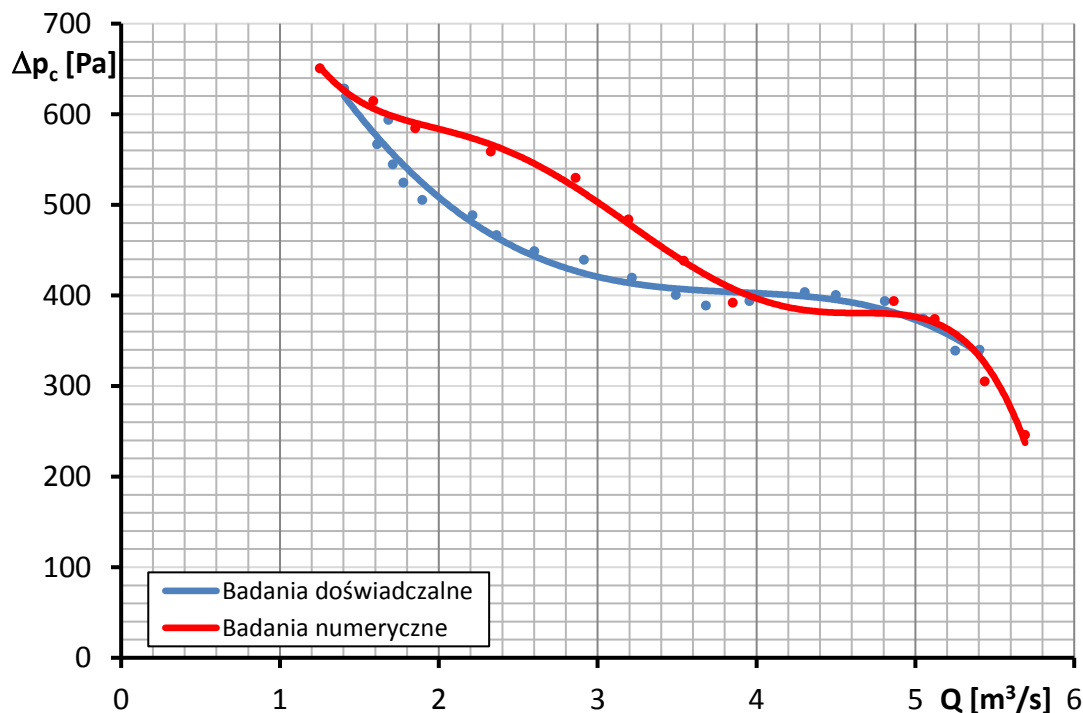
Wyżej wymienione zmiany w konfiguracji wieńców wirnikowych uzyskano dzięki rozwiązaniu konstrukcyjnemu piasty, firmy *Multiwing*, umożliwiającemu zmianę kąta ustawienia łopatki oraz liczby łopatek w wieńcu (rys. 5.1).



Rys. 5.1. Rozwiązanie konstrukcyjne piasty umożliwiającej zmianę kąta nastawy łopat [73].

Podczas prowadzenia badań numerycznych zachowano rzeczywiste wartości luzów wierzchołkowych dla poszczególnych wentylatorów. W przypadku badań na stanowisku doświadczalnym luz ten, dla wszystkich rozpatrywanych wieńców wirnikowych, wynosił 5mm .

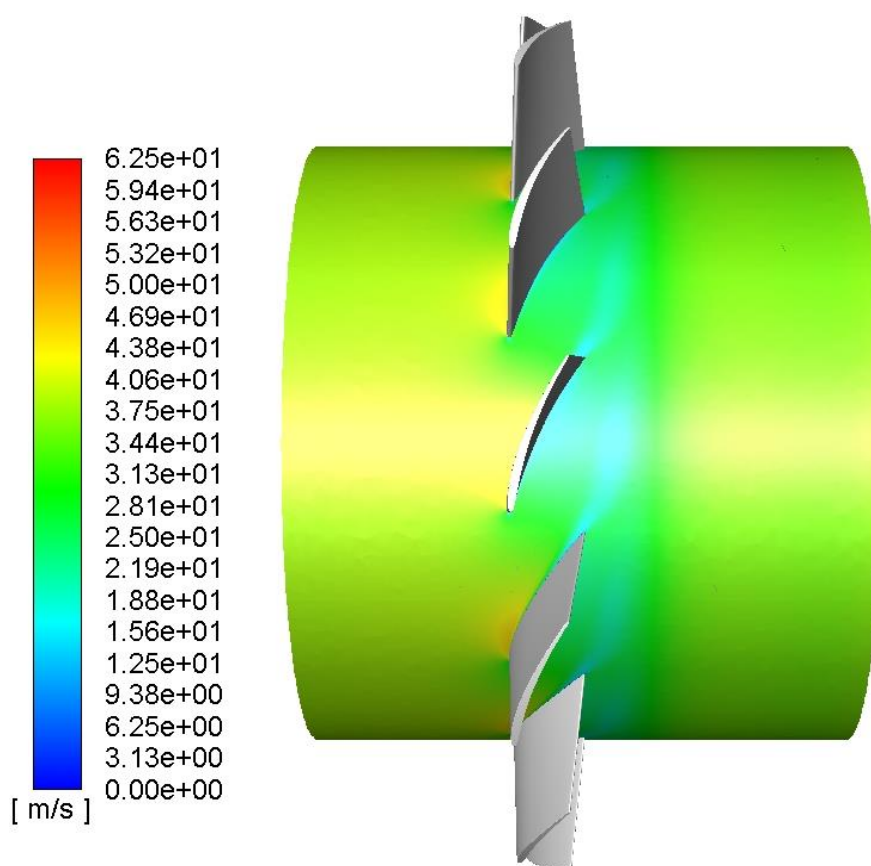
Na rysunku nr 5.2 pokazano porównanie charakterystyki numerycznej i doświadczalnej przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego *Multiwing* dla kąta ustawienia łopatek w piąście wynoszącego 30° .



Rys. 5.2. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego wieńca wirnikowego *Multiwing*.

Na podstawie pokazanej charakterystyki, widać iż uzyskano zadowalającą zgodność wyników w zakresie statecznej pracy wentylatora. W zakresie wydatków przepływu $4,0 \div 5,4 \text{ m}^3/\text{s}$ różnica wyników doświadczalnych i numerycznych wyniosła 3,2%. W zakresie średnich wydatków przepływu, tj. $1,8 \div 3,5 \text{ m}^3/\text{s}$, uzyskiwane wartości przyrostu ciśnienia całkowitego zdecydowanie się różnią, a średnia różnica względna w tym zakresie wyniosła 16,36%. Jednocześnie wyżej wymieniony zakres objętościowych natężeń przepływu odpowiada zakresowi niestatecznej wieńca.

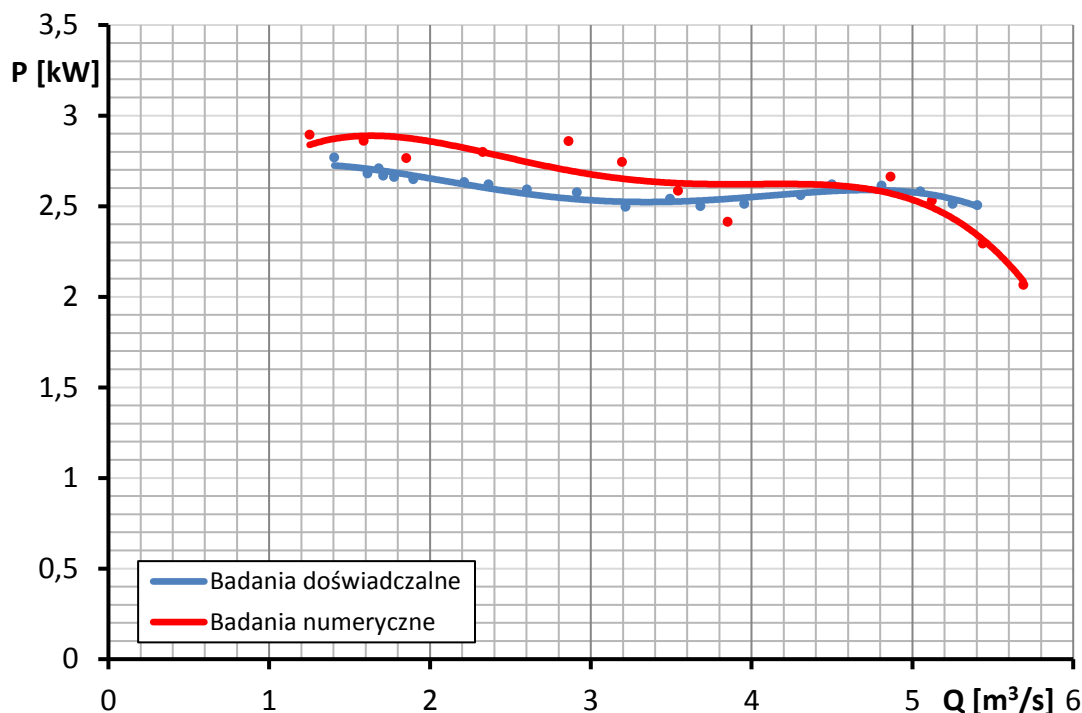
Tak dużą różnicę w uzyskiwanych wartościach przyrostu ciśnienia całkowitego w zakresie średnich wydatków przepływu można wytłumaczyć dokonując analizy pola przepływu. Na rysunku nr 5.3 pokazano rozkład prędkości przepływu w połowie wysokości łopatek wieńca wirnikowego, przy wydatku wynoszącym $2,33 \text{ m}^3/\text{s}$. Z przedstawionego rozkładu wyraźnie widać powstawanie stref oderwania przepływu w tym przekroju łopatki. Pojawienie się stref oderwań w konsekwencji prowadzi do spadku przyrostu ciśnienia całkowitego w rzeczywistym przepływie. W tym miejscu należy zaznaczyć, iż powstanie stref oderwań jest typowe dla zakresu niestatecznej pracy wentylatorów osiowych [59].



Rys. 5.3. Rozkład prędkości przepływu w połowie wysokości łopatek wieńca wirnikowego *Multiwing*, przy wydatku wynoszącym $2,33 \text{ m}^3/\text{s}$.

Na rysunku nr 5.4 pokazano porównanie charakterystyk mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego *Multiwing* dla kąta

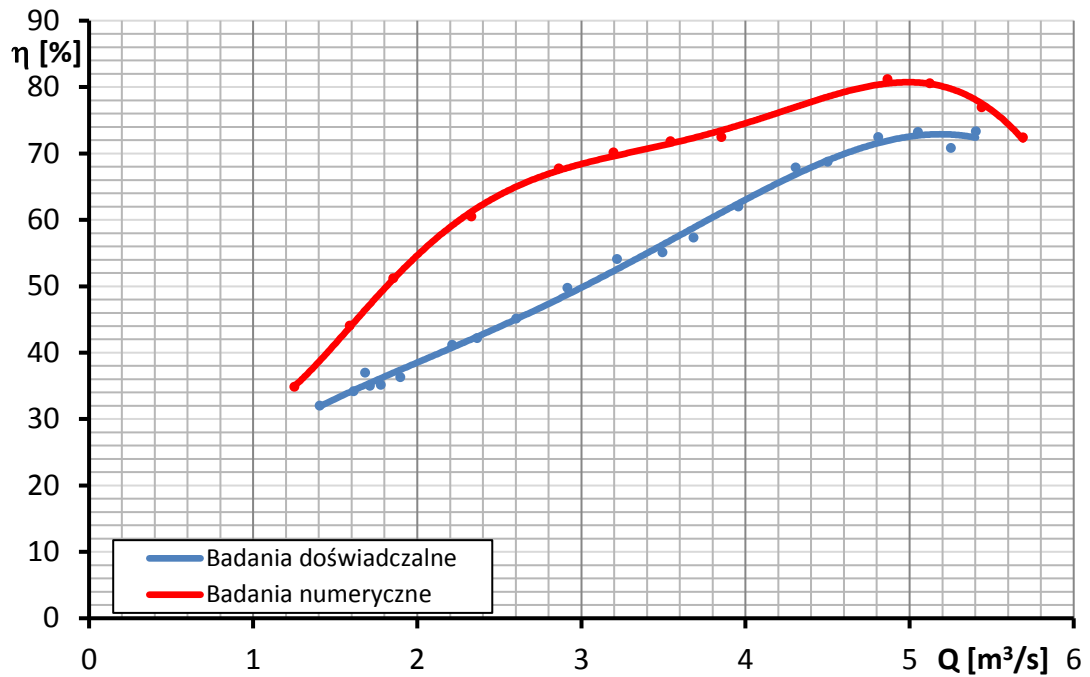
ustawienia łopatek w piaście 30° , uzyskanych z wykorzystaniem dwóch metod badawczych.



Rys. 5.4. Charakterystyki mocy wieńca wirnikowego *Multiwing*.

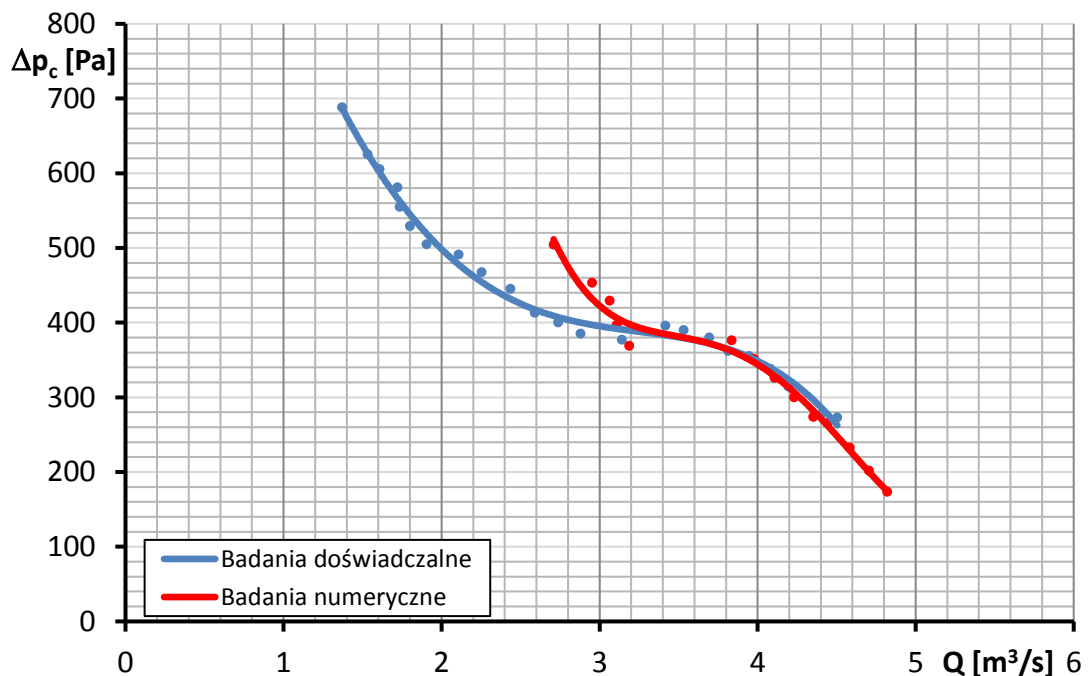
Na podstawie pokazanych charakterystyk można stwierdzić uzyskanie zadowalającej zgodności wyników mocy w całym zakresie rozpatrywanych objętościowych natężeń przepływu. W zakresie wydatków $1,4 \div 5,4 \text{ m}^3/\text{s}$, średnia różnica względna w wartościach mocy uzyskanych numerycznie i doświadczalnie wyniosła 5,22%.

Na rysunku nr 5.5 pokazano charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego *Multiwing* dla kąta ustawienia łopatek w piaście 30° . W tym przypadku, w całym zakresie rozpatrywanych objętościowych natężeń przepływu, wyniki uzyskane z wykorzystaniem metody numerycznej zdecydowanie odbiegają od wyników doświadczalnych. Na ten stan rzeczy bezpośredni wpływ ma brak ujęcia, w symulacjach numerycznych oporów stanowiska, rzeczywistej chropowatości kanału przepływowego, łopatek wirnikowych jak również kształtu osłony silnika. W zakresie wydatków $1,4 \div 5,4 \text{ m}^3/\text{s}$ średnia różnica względna w wartościach sprawności uzyskanych numerycznie i doświadczalnie wyniosła 27%. Największe różnice w charakterystykach obserwuje się w zakresie objętościowych natężeń przepływu odpowiadającym zakresowi niestatecznej pracy wentylatora.



Rys. 5.5. Charakterystyki sprawności wieńca wirnikowego *Multiwing*.

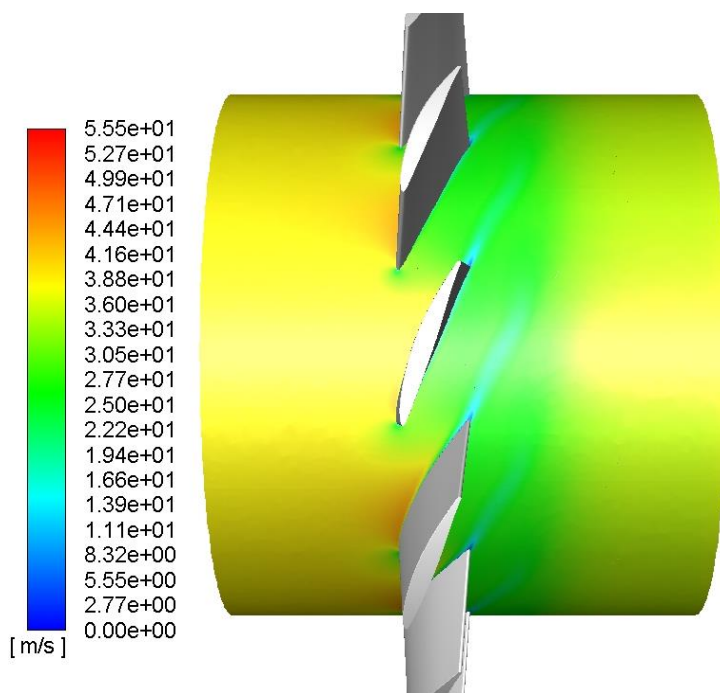
Na rysunku nr 5.6 pokazano charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego, na którego łopatkę naniesiono profil *NACA*, dla kąta ustawienia łopatek w płaszczyźnie 30° .



Rys. 5.6. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego wieńca z łopatkami wirnikowymi wykonanymi w oparciu o profil *NACA* dla kąta ustawienia łopatek w płaszczyźnie 30° .

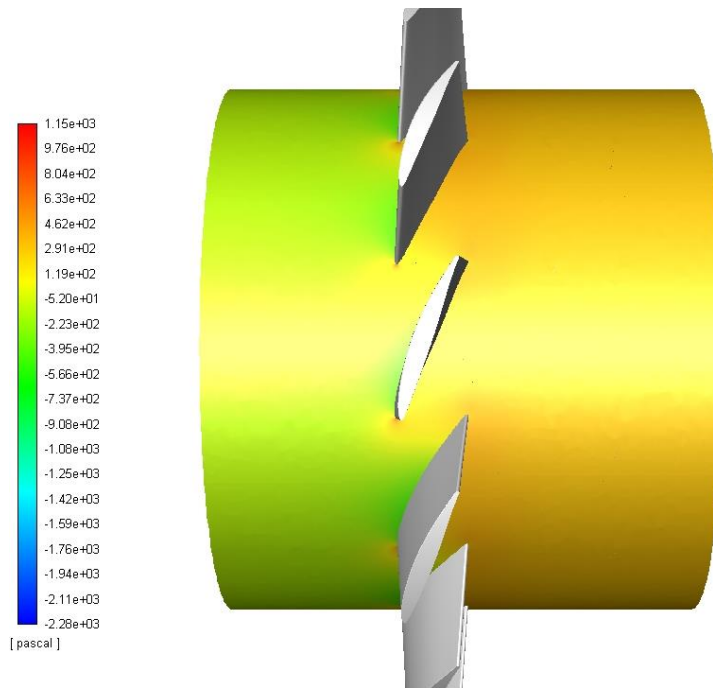
Z pokazanych charakterystyk wynika uzyskanie zadowalającej zgodności wyników numerycznych i doświadczalnych na zakresie statecznej pracy wentylatora.

W zakresie wydatków $3,15 \div 4,5 m^3/s$ średnia względna różnica w wynikach wyniosła 2,57%. Wraz ze spadkiem objętościowego natężenia przepływu stwierdzono znaczne różnice w wynikach przyrostu ciśnienia całkowitego uzyskiwanych doświadczalnie oraz numerycznie. Na rysunku nr 5.7 pokazano rozkład prędkości przepływu na płaszczyźnie zlokalizowanej na 50% wysokości łopatek omawianego wieńca wirnikowego, przy objętościowym natężeniu przepływu wynoszącym $2,709 m^3/s$. Analizując pokazany rozkład prędkości przepływu można zauważyć, że w punkcie zlokalizowanym na 50% długości cięciwy profilu, w rozpatrywanym przekroju, znajduje się tzw. punkt separacji warstwy przyściennej i występuje zjawisko oderwania. Jak to było w przypadku wcześniej omawianego wieńca *Multiwing* należy domniemywać, iż w rzeczywistości również pojawiają się strefy oderwania, co w konsekwencji prowadzi do spadku przyrostu ciśnienia całkowitego. Dodatkowo, dla danego objętościowego natężenia przepływu, występuje znaczny spadek prędkości przepływu za palisadą. Wiąże się to z wyraźnym przyrostem ciśnienia wynikającym z dużego stopnia zdławienia przepływu.



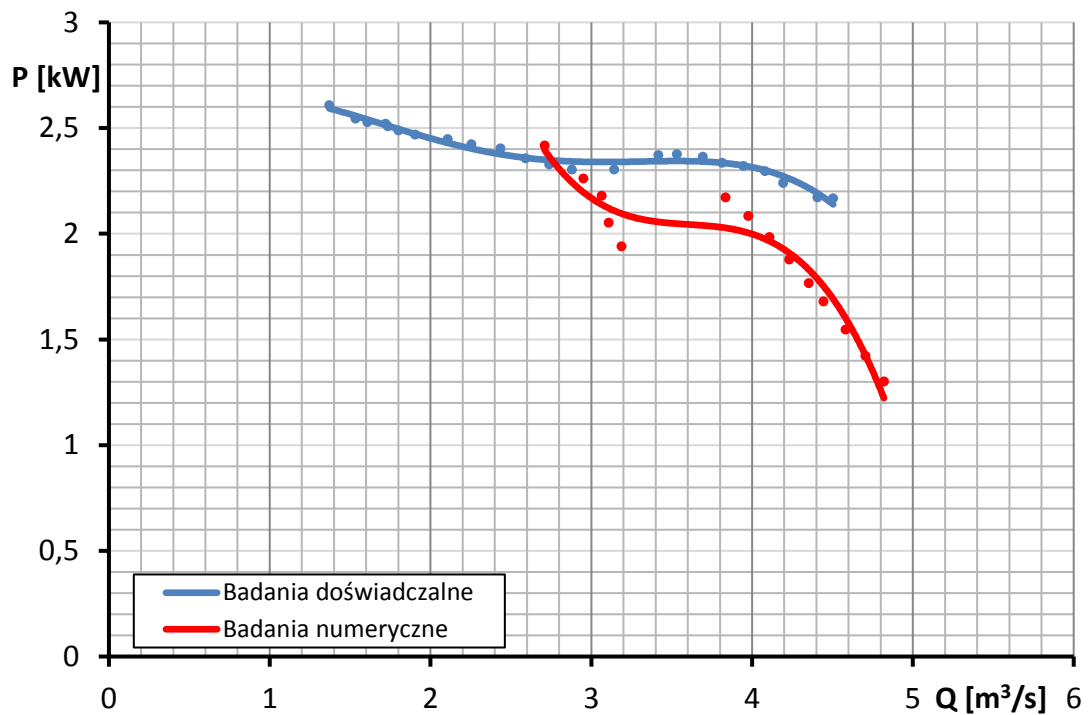
Rys. 5.7. Rozkład prędkości przepływu w połowie wysokości łopatek wirnikowych z naniesionym profilem NACA dla kąta ustawienia łopatek w piaście 30° i wydatku $Q=2,709 m^3/s$.

Na rysunku nr 5.8 pokazano rozkład ciśnienia statycznego w przekroju zlokalizowanym na 50% wysokości łopatek przy wydatku przepływu wynoszącym $2,709 m^3/s$. Na pokazanym rozkładzie wyraźnie widać znaczny przyrost ciśnienia za palisadą co prowadzi do silnego „zdławienia” wieńca. Sytuacja ta wynika ze stosunkowo małej przestrzeni międzyłopatkowej oraz małego kąta ustawienia łopatek w piaście. Przy takiej konfiguracji wirnika jak i jego prędkości obrotowej wysoki poziom „dławienia” uniemożliwił poprawne prowadzenie symulacji, wobec powyższego ograniczono zakres badań do podanej wartości objętościowego natężenia przepływu.



Rys. 5.8. Rozkład ciśnienia statycznego w połowie wysokości łopatek wirnikowych z naniesionym profilem *NACA*, przy kącie ustawienia łopatek w piaście równym 30° oraz wydanku $Q=2,709\text{m}^3/\text{s}$.

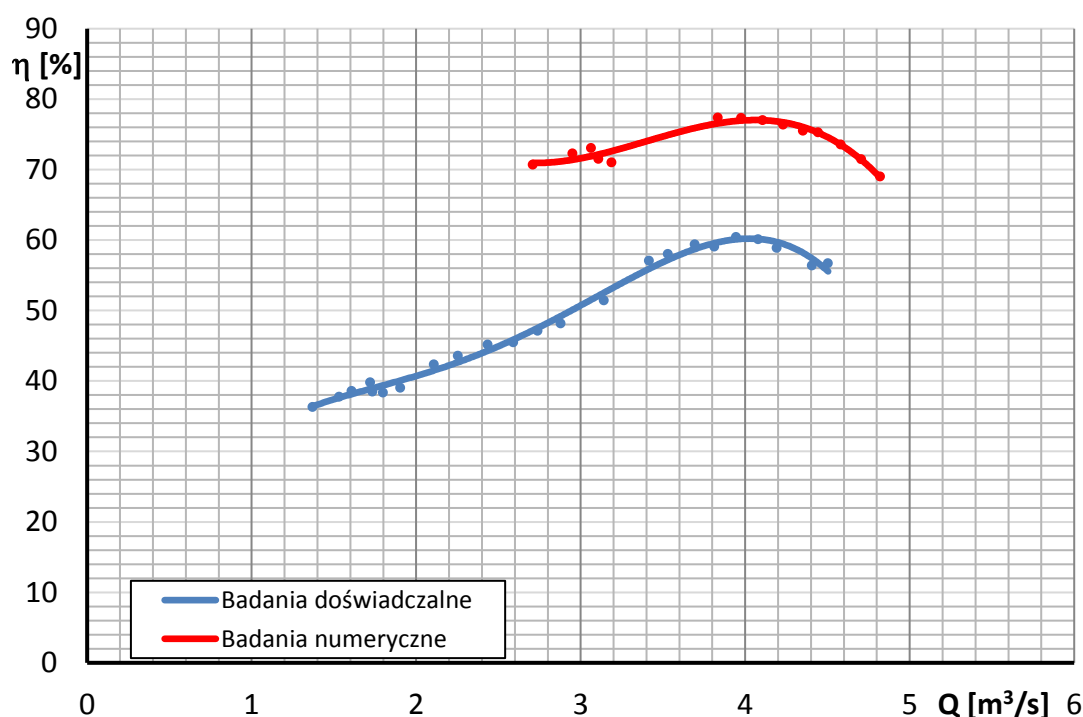
Na rysunku nr 5.9 pokazano porównanie charakterystyk mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego, na którego łopatki naniesiono profil *NACA*, dla kąta ustawienia łopatek w piaście 30° .



Rys. 5.9. Charakterystyki mocy wieńca z łopatkami wirnikowymi wykonanymi w oparciu o profil *NACA* dla kąta ustawienia łopatek w piaście 30° .

Pokazane charakterystyki zdecydowanie różnią się od siebie pod względem jakościowym jak i ilościowym. Analizując je pod kątem jakościowym można stwierdzić, że charakterystyka mocy wyznaczona numerycznie ma podobny przebieg jak charakterystyka przyrostu ciśnienia całkowitego. Moc wentylatora wyznaczona doświadczalnie wykazuje niewielkie zmiany w funkcji objętościowego natężenia przepływu natomiast różnica między mocą wyznaczoną numerycznie a doświadczalną wyniosła 12,33% w zakresie wydatków $2,75 \div 4,5 \text{ m}^3/\text{s}$. Różnica ta może być konsekwencją niewłaściwego układu aerodynamicznego łopatek (kątown ustawienia profili wzdłuż rozpiętości łopatki) wskutek błędnego odwzorowania profilu *NACA 65-810* na oryginalny profil *Multiwing* co powoduje wzrost wagi omawianego wieńca, brak odpowiedniego wyważenia itp.

Na rysunku nr 5.10 pokazano charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca wirnikowego, którego łopatki zbudowano w oparciu o profil *NACA*, dla kąta ustawienia łopatek w pionie 30° .

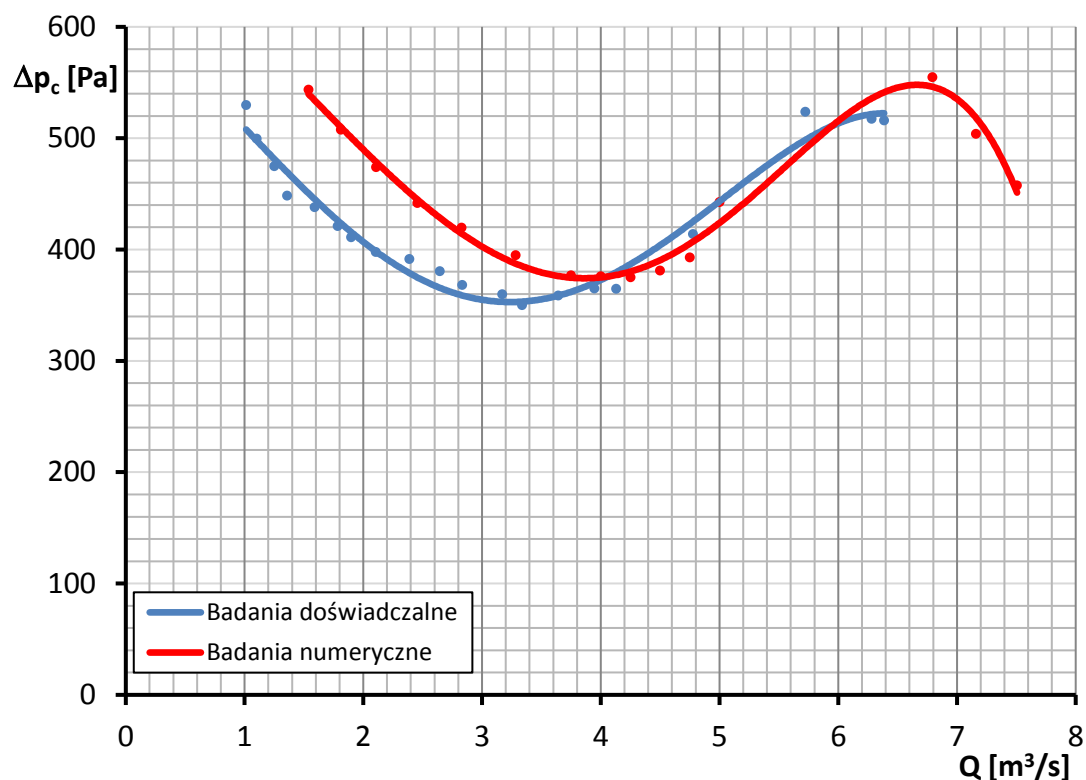


Rys. 5.10. Charakterystyki mocy wieńca z łopatkami wirnikowymi wykonanymi w oparciu o profil *NACA* dla kąta ustawienia łopatek w pionie 30° .

Również w tym przypadku, w całym zakresie rozpatrywanych objętościowych natężeń przepływu, wyniki uzyskane numerycznie odbiegają od wyników badań doświadczalnych. Sprawność wyznaczona na podstawie numerycznych symulacji przepływu przewyższa swoimi wartościami sprawność wyznaczoną doświadczalnie. Przyczyn różnic należy upatrywać w wcześniej omówionych uproszczeniach polegających na m. in. na braku ujęcia w symulacjach numerycznych oporów stanowiska, rzeczywistej chropowatości kanału pomiarowego, chropowatości łopatek wirnikowych oraz braku osłony silnika. W zakresie objętościowych natężeń przepływu $2,75 \div 4,5 \text{ m}^3/\text{s}$ średnia różnica

względna w wartościach sprawności uzyskanych numerycznie i doświadczalnie wyniosła 34%.

Na rysunku nr 5.11 zostały pokazane charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca z łopatkami wirnikowymi wykonanymi w oparciu o profil *NACA*, dla kąta ustawienia łopatek w piaście 45° .

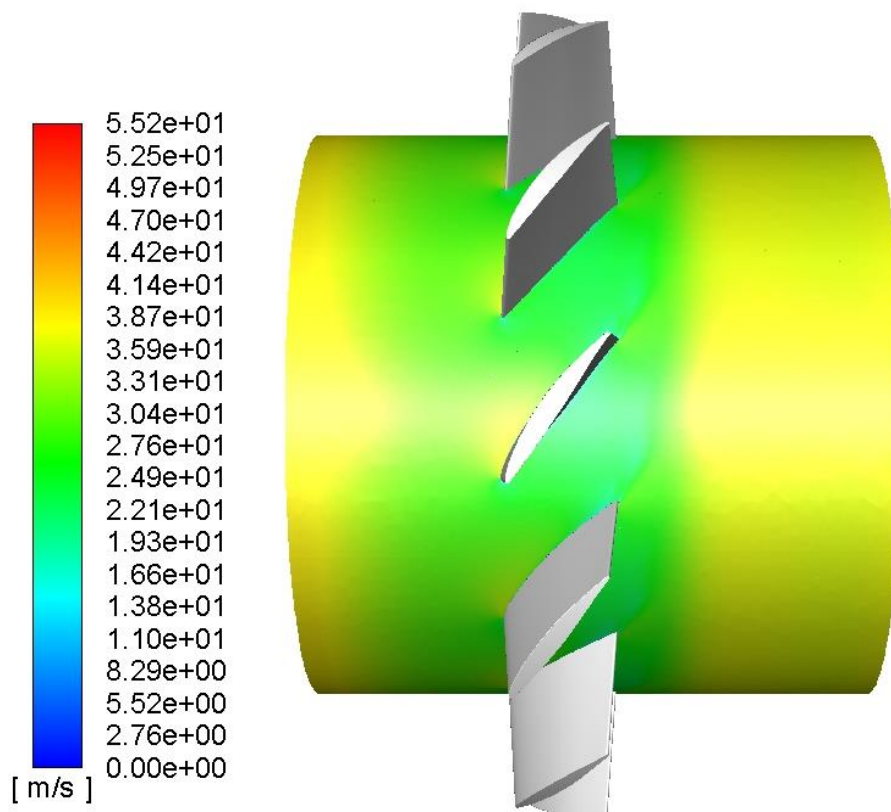


Rys. 5.11. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego wieńca z łopatkami wirnikowymi wykonanymi w oparciu o profil *NACA* dla kąta ustawienia łopatek w piaście 45° .

W zakresie wysokich wartości objętościowych natężeń przepływu uzyskano zadowalającą zgodność wyników doświadczalnych i numerycznych. W zakresie wydatków $3,95 \div 6,4 \text{ m}^3/\text{s}$ średnia różnica względna przyrostu ciśnienia całkowitego uzyskiwanego w oparciu o zastosowane metody badawcze wyniosła 3,75%. Różnica w wynikach uzyskiwanych numerycznie i doświadczalnie rośnie wraz ze spadkiem objętościowego natężenia przepływu.

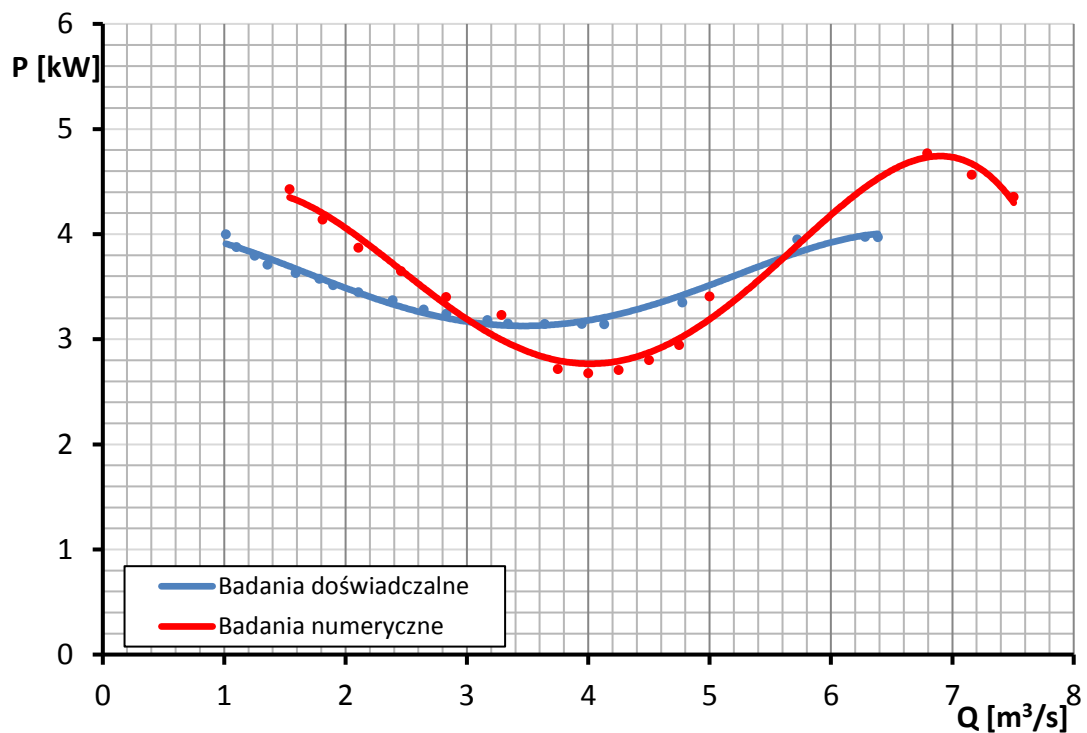
Różnicę w uzyskiwanych wynikach przyrostu ciśnienia całkowitego z wykorzystaniem metody numerycznej i doświadczalnej można wytłumaczyć dokonując analizy pola przepływu. Na rysunku nr 5.12 pokazano rozkład prędkości przepływu na powierzchni zlokalizowanej na 50% wysokości łopatek omawianego wieńca wirnikowego, przy objętościowym natężeniu przepływu wynoszącym $2,1 \text{ m}^3/\text{s}$. Również w tym przypadku obserwuje się powstanie stref oderwania warstwy przyściennej, co prowadzi do zaburzenia opływu wokół wszystkich łopatek. W rzeczywistym przepływie oderwanie to będzie zaburzało przepływ wokół

wszystkich łopatek w wieńcu. W przypadku symulacji numerycznych następuje szybkie uśrednienie parametrów przepływu za łopatkami wieńca wirnikowego na co wskazuje uzyskany obraz przepływu (rys. 5.12). Stąd wynikają różnice w wartościach przyrostu ciśnienia całkowitego wyznaczonych w oparciu o zastosowane metody badawcze. W zakresie wydatków przepływu $1,6\div 4\text{m}^3/\text{s}$ średnia różnica względna w uzyskanych wartościach wyniosła 14%.



Rys. 5.12. Rozkład prędkości przepływu w połowie wysokości łopatek wieńca z łopatkami wirnikowymi wykonanymi w oparciu o profil *NACA* dla kąta ustawienia łopatek w piaście 45° i wydatku $2,1\text{m}^3/\text{s}$.

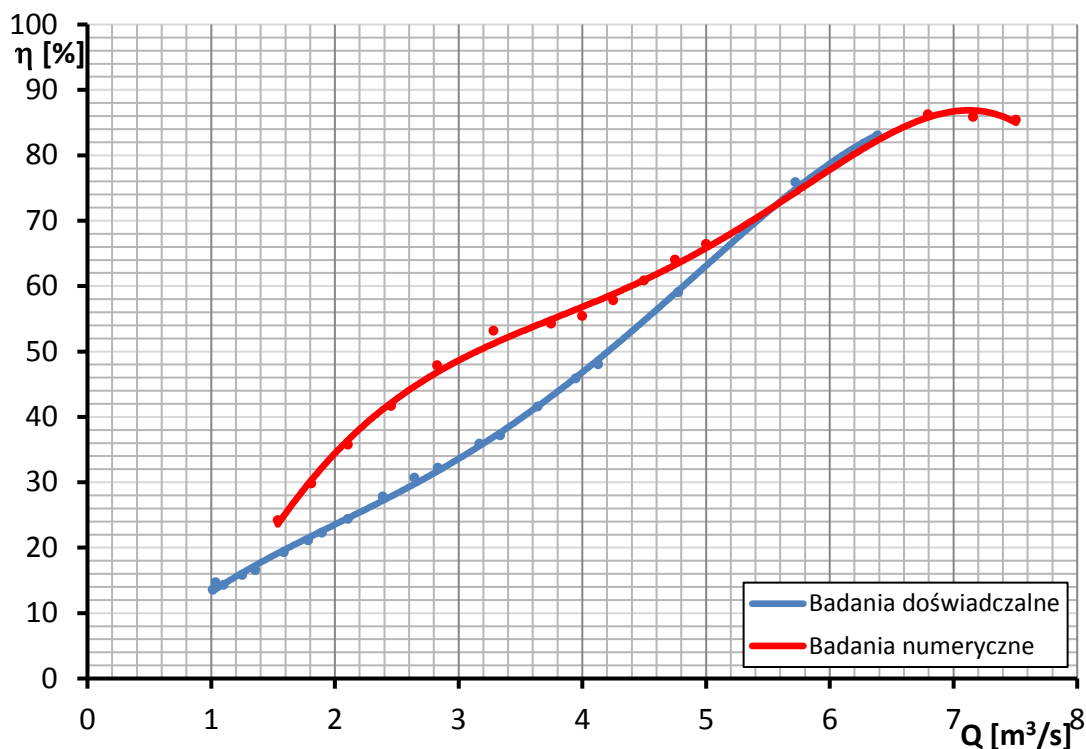
Na rysunku nr 5.13 pokazano charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca z łopatkami wirnikowymi wykonanymi w oparciu o profil *NACA* dla kąta ustawienia łopatek w piaście 45° .



Rys. 5.13. Charakterystyki mocy wieńca z łopatkami wirnikowymi wykonanymi w oparciu o profil *NACA* dla ustawienia łopatek w piaście 45° .

Również w tym przypadku otrzymano znaczące różnice w wartościach mocy uzyskanych numerycznie i doświadczalnie. Średnia, względna różnica w uzyskanych wynikach, w zakresie objętościowych natężeń przepływu $1,6 \div 6,4 \text{ m}^3/\text{s}$ wyniosła $10,5\%$. Tak duże różnice można tłumaczyć wagą wieńca wirnikowego i niedostosowaniem kątów ustawienia profili wzdłuż rozpiętości łopatki do mocy nominalnej silnika elektrycznego zastosowanego na stanowisku doświadczalnym.

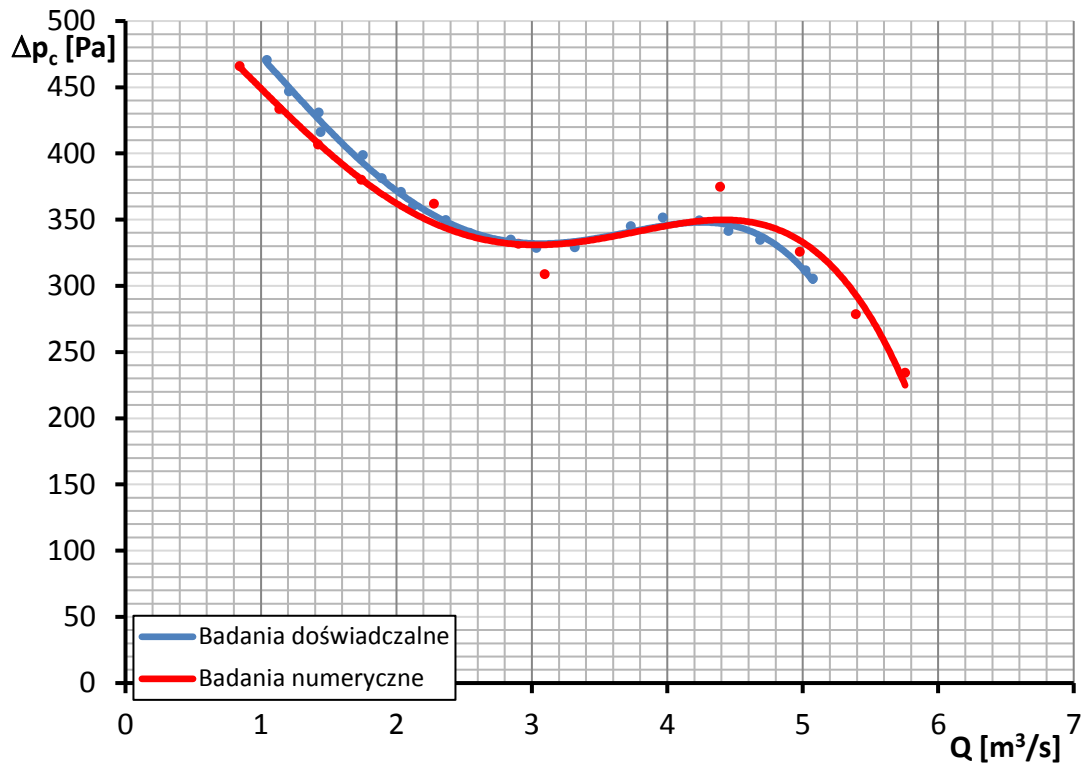
Na rysunku nr 5.14 pokazano charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wieńca z łopatkami wirnikowymi wykonanymi w oparciu o profil *NACA* dla kąta ustawienia łopatek w piaście 45° .



Rys. 5.14. Charakterystyki mocy wieńca z łopatkami wirnikowymi wykonanymi w oparciu o profil NACA dla kąta ustawienia łopatek w piaście 45° .

Można uznać, że w zakresie wysokich wydatków przepływu otrzymano zadowalającą zgodność wyników. Wraz ze zmniejszeniem wydatku przepływu wzrastają różnice w wartościach sprawności uzyskanych z wykorzystaniem metody doświadczalnej i numerycznej. Ma to związek z wcześniej omówionymi uproszczeniami dotyczącymi przede wszystkim brakiem ujęcia rzeczywistej chropowatości łopatek wirnikowych czy elementów konstrukcyjnych stanowiska jak również pojawieniem się stref oderwania warstwy przyściennej, które w rzeczywistym przepływie silnie wpływa na spadek sprawności. W zakresie wydatków przepływu $1,6 \div 6,4 m^3/s$ średnia różnica względna w wartościach uzyskanych z wykorzystaniem dwóch metod badawczych wyniosła 29%.

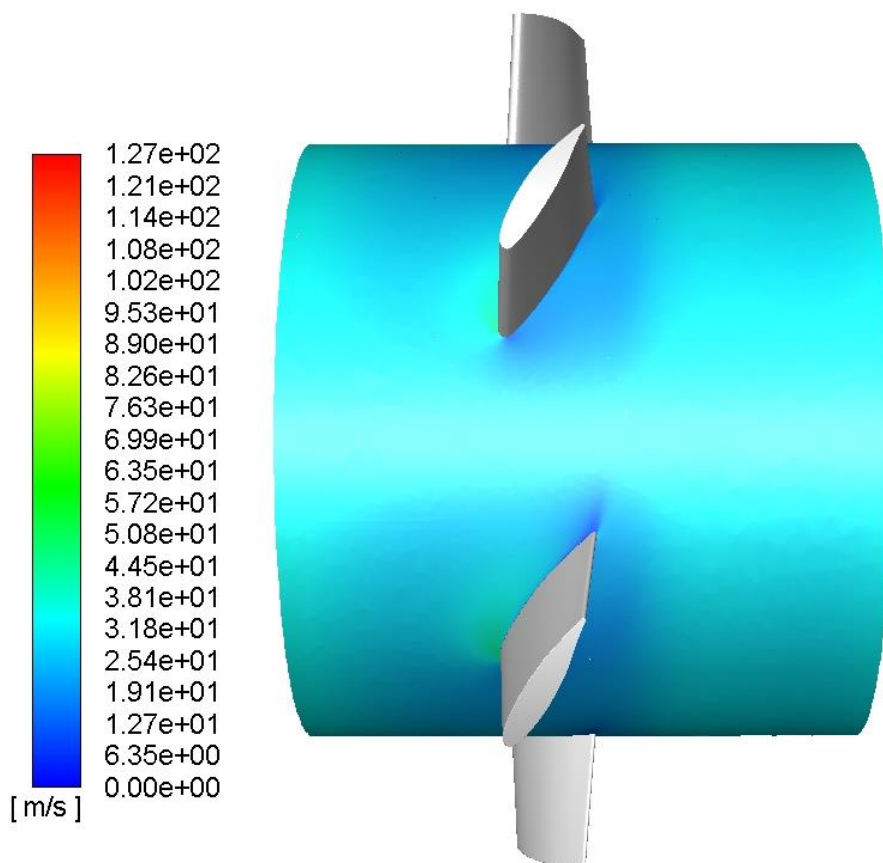
Na rysunku nr 5.15 pokazano charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego, w funkcji objętościowego natężenia przepływu 6-cio łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki wykonano w oparciu o profil GAW dla kąta ustawienia łopatek w piaście 35° .



Rys. 5.15. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego 6-cio łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki wykonano w oparciu o profil *GAW* dla kąta ustawienia łopatek w piaście 35° .

Analizując pokazane charakterystyki można stwierdzić uzyskanie dobrej zgodności wyników badań doświadczalnych i numerycznych. W całym zakresie objętościowych natężeń przepływu, wyznaczonych na stanowisku doświadczalnym, tj. $1 \div 5 m^3/s$ średnia różnica względna w uzyskiwanych wartościach przyrostu ciśnienia całkowitego wyniosła 2,9%. Największe różnice w charakterystykach obserwuje się dla zakresu wysokich jak i niskich wydatków przepływu. Jednak różnice te jak widać są niewielkie.

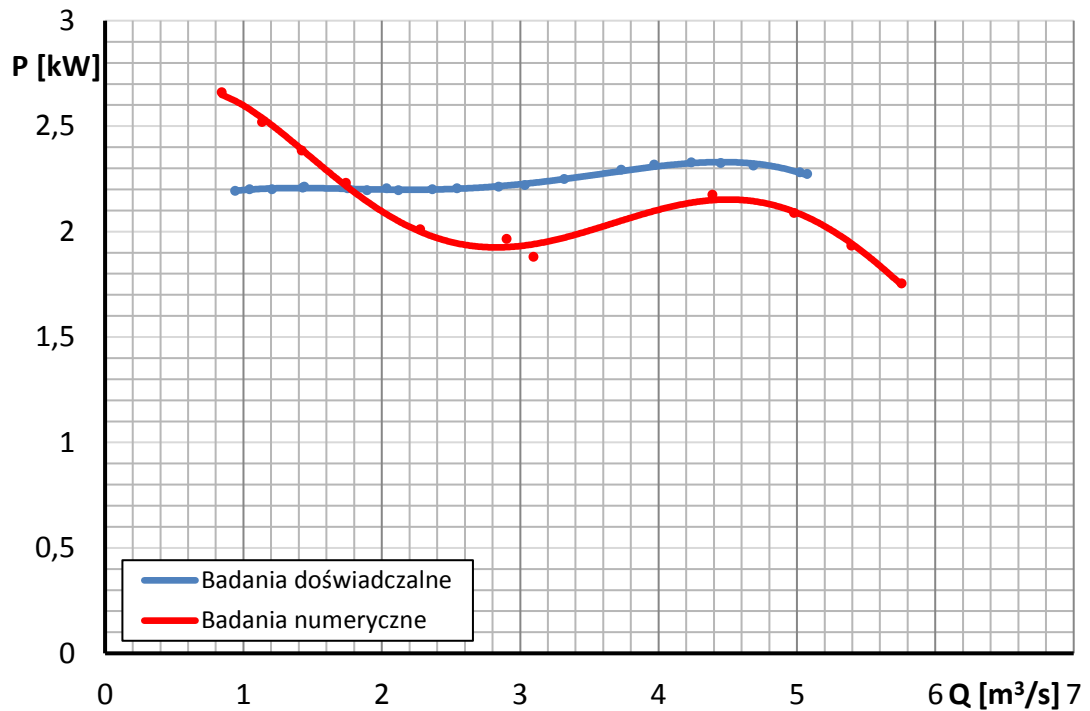
Na rysunku 5.16 pokazano rozkład prędkości przepływu w przekroju wykonanym w połowie wysokości łopatek 6-cio łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki wykonano w oparciu o profil *GAW* przy objętościowym natężeniu przepływu wynoszącym $1,68 m^3/s$.



Rys. 5.16. Rozkład prędkości przepływu na 50% wysokości łopatek 6-cio łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki wykonano w oparciu o profil *GAW*, przy kącie ustawienia łopatek w piaście 35° i wydatku wynoszącym $1,68\text{m}^3/\text{s}$.

Analizując pokazane pole przepływu można stwierdzić powstanie stref oderwań warstwy przyściennej. Jednak ze względu na większe pole przestrzeni międzyłopatkowej nie dochodzi do znacznego zaburzenia pola opływu jak obserwowano to we wcześniej omawianych przypadkach. W konsekwencji różnice w charakterystykach przyrostu ciśnienia całkowitego wyznaczonych doświadczalnie i numerycznie są niewielkie również na zakresie niestatecznej pracy wentylatora.

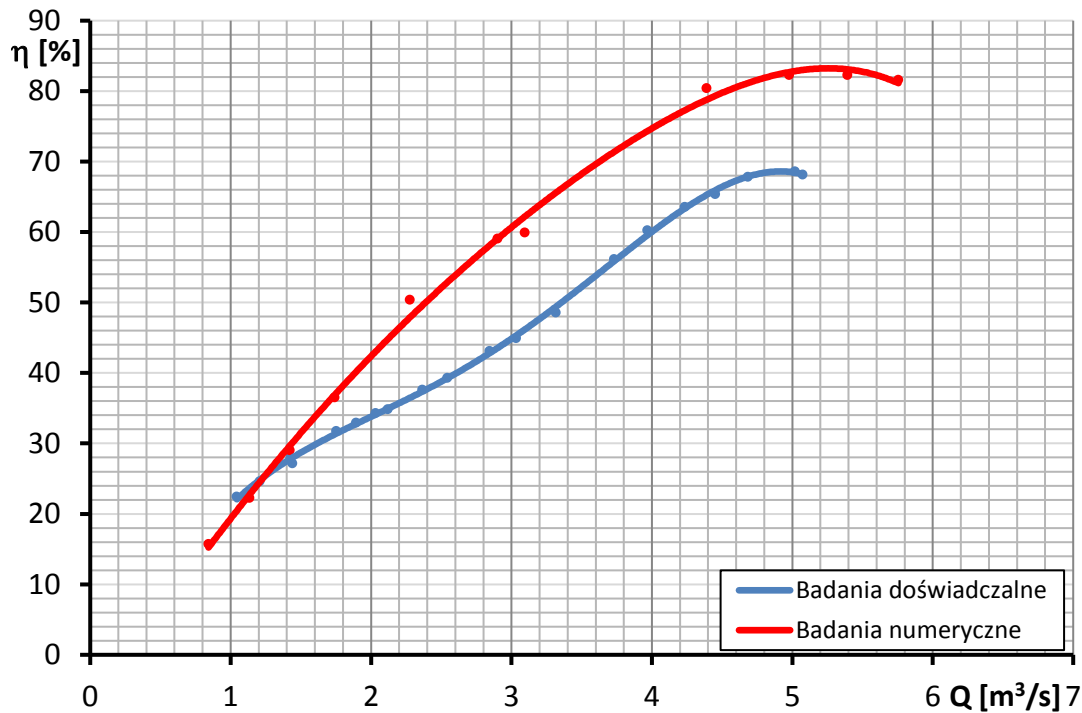
Na rysunku nr 5.17 pokazano charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu 6-cio łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki wykonano w oparciu o profil *GAW* dla kąta ustawienia łopatek w piaście 35° .



Rys. 5.17. Charakterystyki mocy 6-cio łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki zostały zbudowane w oparciu o profil GAW dla kąta ustawienia łopatek w piaście 35° .

Również w tym przypadku widać znaczne różnice w wynikach otrzymanych w oparciu o dwie metody badawcze. Moc wyznaczona numerycznie, w zakresie wysokich i średnich objętościowych natężeń przepływu, jest zaniżona w stosunku do wartości eksperymentalnych. Różnice mogą wynikać z wcześniej wspomnianych przyczyn, w tym z wagi wieńca jak również jego układu aerodynamicznego. W całym zakresie wydatków wyznaczonych na stanowisku doświadczalnym tj. $1 \div 5 \text{ m}^3/\text{s}$ średnia, względna różnica wartości mocy wyznaczonej eksperymentalnie i numerycznie wyniosła 7,86%.

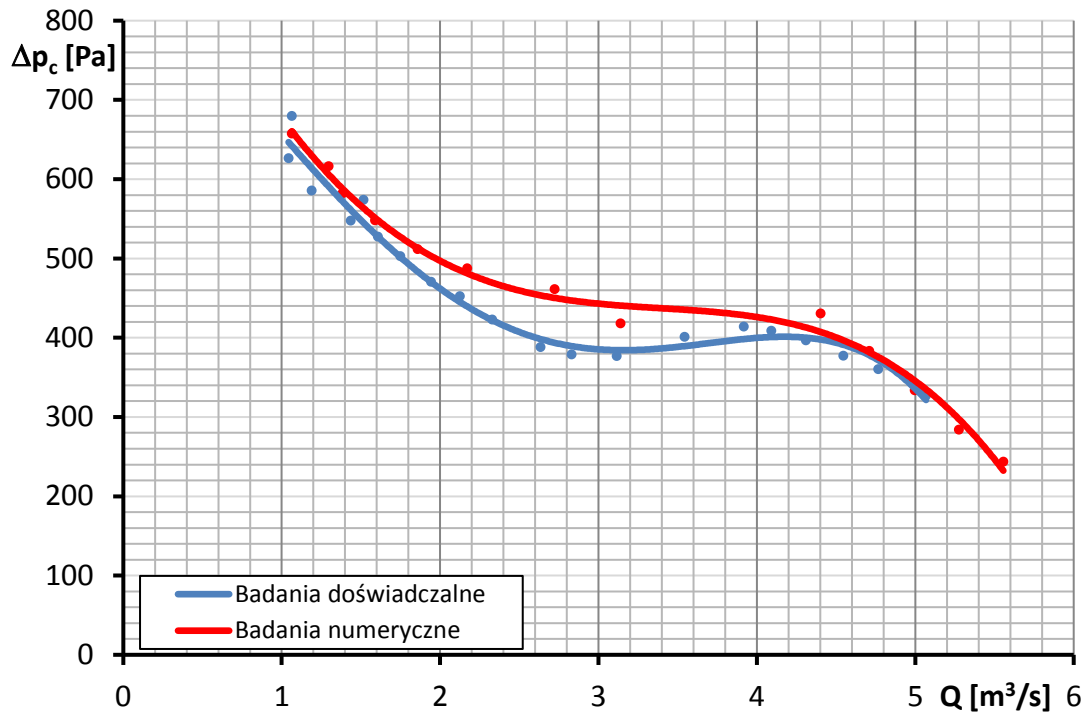
Na rysunku nr 5.18 pokazano charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu 6-cio łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki zostały zbudowane w oparciu o profil GAW dla kąta ustawienia łopatek w piaście 35° .



Rys. 5.18. Charakterystyki sprawności 6-cio łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki zbudowano w oparciu o profil, dla kąta ustawienia łopatek w piaście 35° .

Również w tym przypadku sprawność uzyskana w oparciu o symulacje numeryczne jest zdecydowanie wyższa od sprawności wyznaczonej na stanowisku doświadczalnym. Powodu takich różnic należy upatrywać we wcześniej wspomnianych uproszczeniach zastosowany w metodzie numerycznej. W zakresie objętościowych natężeń przepływu $1 \div 5 m^3/s$ średnia różnica względna w wartościach sprawności uzyskanych w oparciu o zastosowane metody badawcze wyniosła 22,42%.

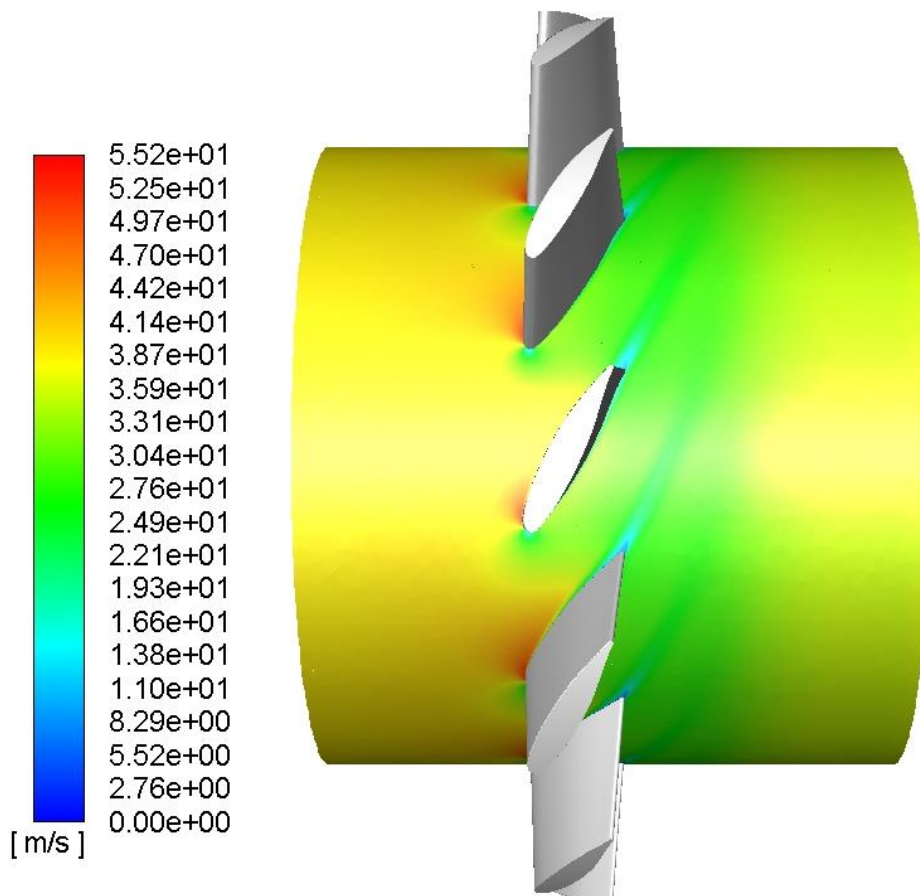
Na rysunku nr 5.19 pokazano charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu 12-to łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki zbudowano w oparciu o profil GAW, dla kąta ustawienia łopatek w piaście 35° .



Rys. 5.19. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego 12-to łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki zbudowano w oparciu o profil *GAW*, dla kąta ustawienia łopatek w piaście 35° .

Analizując przebieg charakterystyk można stwierdzić uzyskanie dobrej zgodności wyników numerycznych i eksperymentalnych na zakresie wysokich oraz niskich objętościowych natężeń przepływu. W zakresie wydatków $4 \div 5 \text{ m}^3/\text{s}$ średnia różnica względna wartości przyrostu ciśnienia całkowitego uzyskanych numerycznie i doświadczalnie wynosiła $3,63\%$, natomiast w zakresie wydatków $1 \div 2 \text{ m}^3/\text{s}$ wyniosła ona 5% .

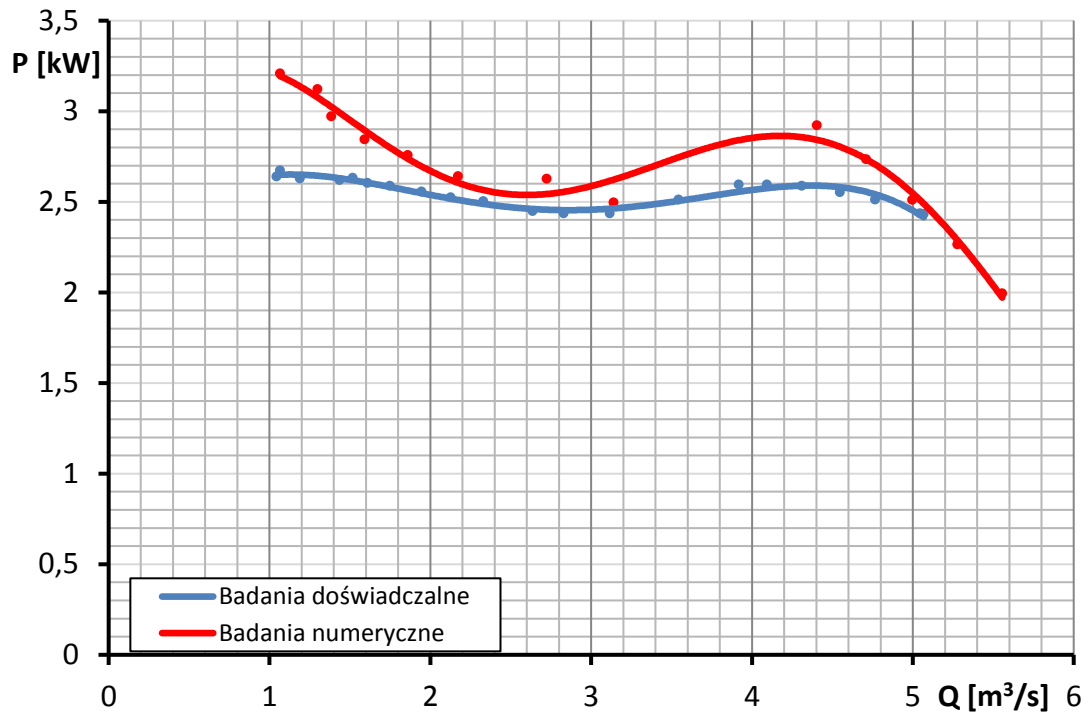
W zakresie średnich wydatków przepływu, tj. $2 \div 4 \text{ m}^3/\text{s}$, wartości przyrostu ciśnienia całkowitego, uzyskane z wykorzystaniem metody numerycznej, różnią się od wartości uzyskanych doświadczalnie. W tym zakresie wydatków średnia różnica względna w uzyskiwanych wartościach z wykorzystaniem dwóch metod badawczych wyniosła $11,2\%$. Jednocześnie należy zaznaczyć, że ww. zakres objętościowych natężeń przepływu odpowiada zakresowi niestatecznej pracy wentylatora. Różnice w uzyskiwanych wartościach przyrostu ciśnienia całkowitego można ponownie wytłumaczyć pojawieniem się stref oderwań warstwy przyściennej.



Rys. 5.20. Rozkład prędkości przepływu w przekroju zlokalizowanym w połowie wysokości łopatek 12-to łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki zbudowano w oparciu o profil GAW dla kąta ustawienia łopatek w piaście 35° i wydatku $2,722m^3/s$.

Na rysunku nr 5.20 pokazano rozkład prędkości przepływu w przekroju zlokalizowanym w połowie rozpiętości łopatek wieńca wirnikowego przy objętościowym natężeniu przepływu wynoszącym $2,722m^3/s$. Również w tym przypadku można zauważyć powstanie stref oderwań na wypukłej stronie łopatek jednak obszar tego oderwania jest zdecydowanie mniejszy niż w przypadku wcześniej omawianych wieńców wirnikowych. Można jednocześnie wywnioskować, że w przypadku wieńców wirnikowych, których łopatki są budowane w oparciu o profile charakteryzujące się dużymi grubościami względnymi pojawiające się strefy oderwań na zakresie niestatecznej pracy wentylatora są zdecydowanie mniejsze niż w przypadku cienkich łopatek – o małej grubości względnej profili. W całym zakresie wydatków przepływu wyznaczonych na stanowisku doświadczalnych średnia różnica względna w wartościach przyrostu ciśnienia całkowitego uzyskanych dwoma metodami badawczymi wyniosła 6,88%.

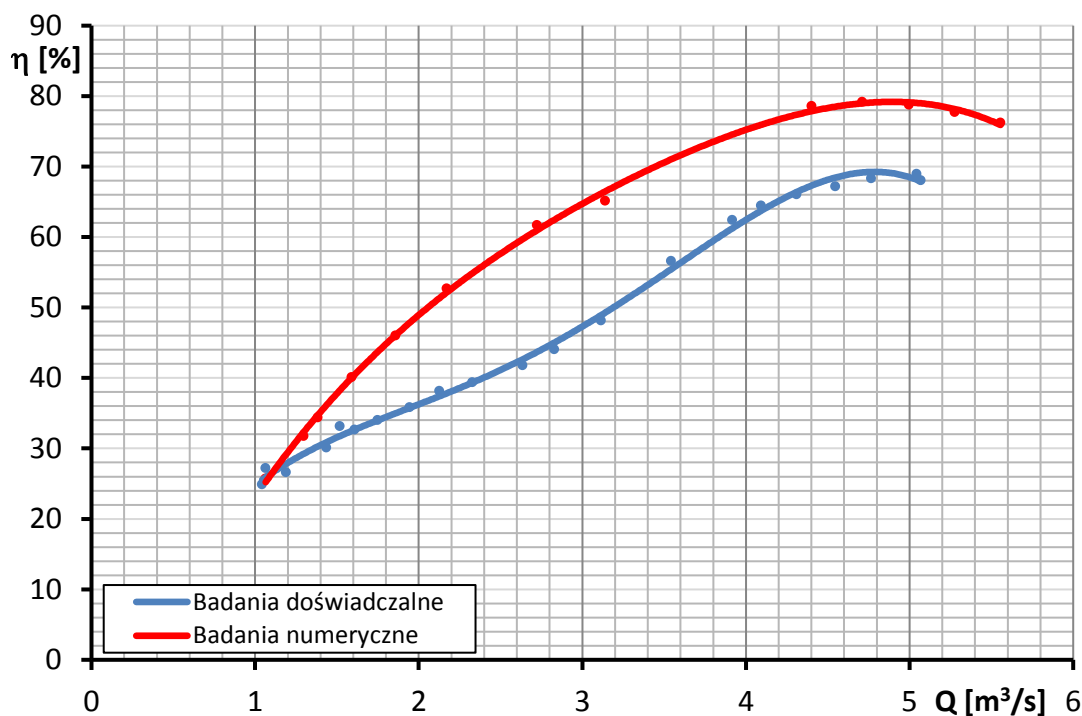
Na rysunku nr 5.21 pokazano porównanie charakterystyk mocy 12-to łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki zbudowano w oparciu o profil GAW, uzyskanych doświadczalnie i numerycznie.



Rys. 5.21. Charakterystyki mocy 12-to łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki zbudowano w oparciu o profil GAW dla kąta ustawienia łopatek w piaście 35° .

W całym rozpatrywanym zakresie wydatków przepływu, wartości mocy uzyskane numerycznie są większe w odniesieniu do wartości wyznaczonych w oparciu o badania doświadczalne. Wynikać to może z ograniczonej mocy silnika elektrycznego napędzającego wentylator w powiązaniu ze zwiększoną z wagą wieńca oraz zmianą układu aerodynamicznego poprzez zmianę profilu. W zakresie objętościowego natężenia przepływu $1 \div 5 \text{ m}^3/\text{s}$ średnia różnica względna między wartościami mocy uzyskanych doświadczalnie i numerycznie wynosi $10,25\%$.

Na rysunku nr 5.22 pokazano charakterystyki sprawności 12-to łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki zbudowano w oparciu o profil GAW, dla kąta ustawienia łopatek w piaście wynoszącego 35° .



Rys. 5.22. Charakterystyki sprawności 12-to łopatkowego wieńca wirnikowego, którego łopatki zbudowano w oparciu o profil GAW, dla kąta ustawienia łopatek w piaście 35° .

Również w tym przypadku wartości sprawności otrzymane na podstawie przeprowadzonych numerycznych symulacji przepływu są zdecydowanie wyższe od wartości doświadczalnych. Jak już wcześniej wspomniano powodem powstałych rozbieżności jest brak uwzględnienia rzeczywistej szorstkości łopatek, kanału przepływowego jak również kształtu osłony silnika elektrycznego. W zakresie wydatków przepływu $1 \div 5 \text{ m}^3/\text{s}$ średnia różnica względna między wartościami sprawności całkowitej uzyskanymi doświadczalnie i numerycznie wyniosła 22,75%.

Powyżej dokonano analizy porównawczej podstawowych charakterystyk, różnych konfiguracji wieńców wirnikowych, wyznaczonych doświadczalnie oraz numerycznie. Należy zwrócić uwagę na fakt uzyskania zadowalającej zgodności wyników przyrostu ciśnienia całkowitego na zakresach statecznej pracy, dla wszystkich konfiguracji wieńców wirnikowych. Po wejściu wieńców w zakres niestatecznej pracy, wyniki uzyskane doświadczalnie odbiegają od wyników numerycznych, na co ma wpływ powstanie stref oderwań warstw przyściennych. Najlepszą zgodność charakterystyk przyrostów ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu uzyskano dla 6-cio łopatkowego wieńca wirnikowego, z łopatkami zbudowanymi w oparciu o profil GAW, których kąt ustawienia w piaście wynosił 35° .

W przypadku charakterystyk mocy, najlepszą zgodności uzyskano dla wieńca wirnikowego firmy *Multiwing* w fabrycznej konfiguracji. Należy jednocześnie zaznaczyć, iż jest to wirnik dedykowany do ww. wentylatora. Pozostałe wieńce wirnikowe uzyskano poprzez sztuczne naniesienie innych profili na oryginalne łopatki firmy *Multiwing*. Spowodowało to wzrost wagi omawianych wieńców jak

również zmianę kątów ustawienia profili, wzdłuż rozpiętości łopatek, co mogło się przełożyć na ich duże obciążenie aerodynamiczne przekładające się na wzrost mocy niezbędnej do napędu. Jednak można uznać, że we wszystkich rozpatrywanych przypadkach, z wyłączeniem wieńca wirnikowego firmy *Multiwing*, przebieg charakterystyk mocy uzyskanych na podstawie przeprowadzonych symulacji był podobny. Jednocześnie średnia różnica względna, w wartościach mocy uzyskanych doświadczalnie i numerycznie, była zbliżona dla wszystkich rozpatrywanych konfiguracji wieńców i zawierała się w granicach $8\div 12\%$. Znajomość rozbieżności wyników numerycznych i doświadczalnych w zakresie mocy niezbędnej do napędu wentylatora może być kluczowe w aspekcie doboru silnika elektrycznego do rozwiązania konstrukcyjnego wentylatora.

W przypadku charakterystyk sprawności, we wszystkich rozpatrywanych przypadkach, wartości sprawności wyznaczone numerycznie były zdecydowanie wyższe od wartości wyznaczonych doświadczalnie. Wpływ na to miały uproszczenia w postaci nieuwzględnienia rzeczywistej chropowatości kanału pomiarowego i łopatek wirnikowych jak również brak odwzorowania osłony silnika elektrycznego oraz prowadzenie symulacji numerycznych dla przypadku przepływu ustalonego. Jednak analizując charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu, uzyskane na podstawie numerycznej symulacji przepływu, można stwierdzić podobieństwa ich przebiegu dla wszystkich rozpatrywanych przypadków. Średnia różnica względna w wartościach uzyskanych doświadczalnie i numerycznie wahała się w granicach $23\div 34\%$.

Do głównych wniosków płynących z tej części pracy należy zaliczyć:

1. Analiza porównawcza charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego wieńców wirnikowych potwierdza możliwość uzyskania, na zadowalającym poziomie, zgodności wyników doświadczalnych i numerycznych, szczególnie na zakresie statecznej pracy;
2. Największe różnice w wartościach przyrostu ciśnienia całkowitego otrzymano na zakresach niestatecznej pracy wieńców, których charakterystyki cechowały się przegięciem krzywych, szczególnie w przypadkach wieńców wirnikowych o stosunkowo cienkich łopatkach;
3. Analiza uzyskanych obrazów pól przepływu, na zakresach niestatecznej pracy wentylatorów osiowych, pozwoliła na identyfikację stref oderwań warstwy przyściennej, które w rzeczywistości mogą silnie wpływać na spadek osiągnięć tego typu maszyn przepływowych;
4. Uzyskane obrazy pól przepływu pozwalają na zidentyfikowanie punktów separacji warstwy przyściennej oraz obrazują wpływ stref oderwań na zaburzenie przepływu wokół wszystkich łopatek wieńca wirnikowego;
5. Otrzymane charakterystyki mocy pozwalają na stwierdzenie, iż jedynie odpowiednio dobrany wieńiec wirnikowy, do silnika elektrycznego przeznaczonego do jego napędu, gwarantuje uzyskanie zgodności wyników doświadczalnych i numerycznych;

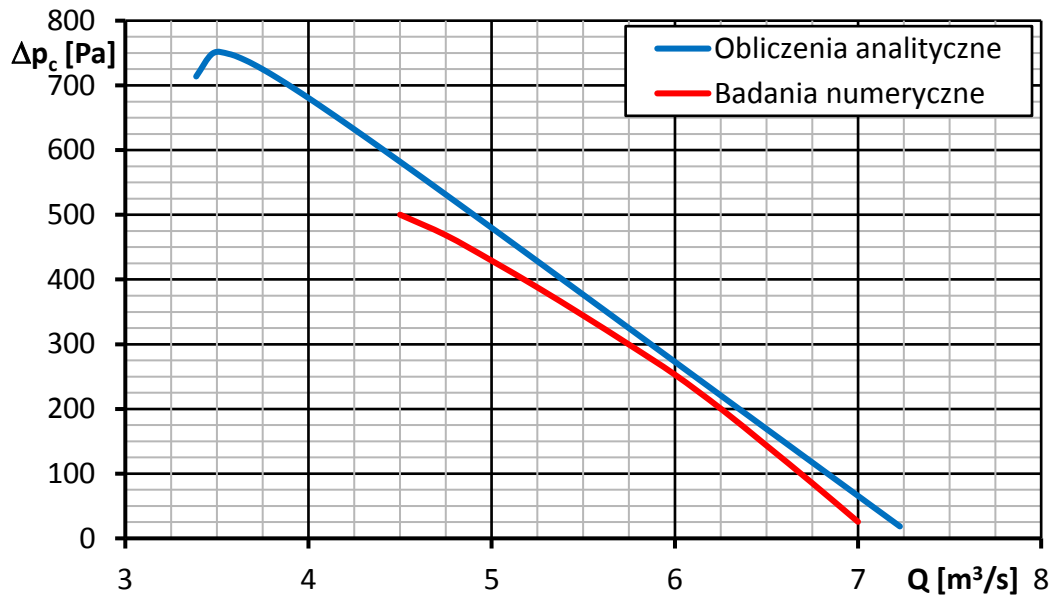
6. Rozbieżności w charakterystykach sprawności, uzyskanych doświadczalnie oraz numerycznie, wynikają z zastosowanych uproszczeń dotyczących m. in. z braku uwzględnienia rzeczywistej chropowatości elementów konstrukcyjnych wentylatora oraz prowadzenia symulacji numerycznych w oparciu o geometrię pojedynczych wycinków wieńców wirnikowych;
7. W celu numerycznego otrzymania charakterystyk sprawności całkowitej wentylatorów osiowych należy uwzględniać, w miarę możliwości obliczeniowych, rzeczywistą chropowatość i kształt elementów konstrukcyjnych wentylatorów osiowych;
8. Znajomość poziomów rozbieżność w charakterystykach sprawności i mocy otrzymanych z wykorzystaniem dwóch metod badawczych pozwala na przewidzenie rzeczywistej sprawności projektowanych wentylatorów osiowych oraz uściślenie prac dotyczących prawidłowego doboru silnika elektrycznego do napędu wieńców wirnikowych.

5.3 Porównanie wyników numerycznych z wynikami obliczeń analitycznych

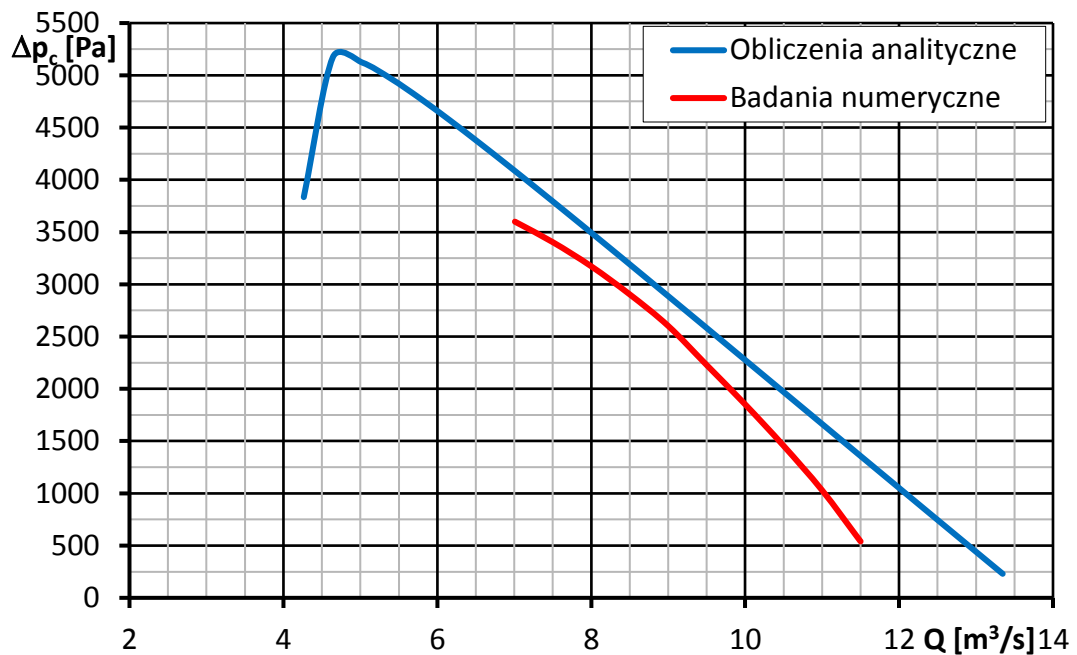
Jak już wcześniej wspomniano, algorytmy analityczne projektowania wentylatorów osiowych opierające się na modelu palisady prostoliniowej, zawierają wady do których należy przede wszystkim zaliczyć sprowadzenie przepływu do przypadku przepływu dwuwymiarowego i brak możliwości dokładnego oszacowania strat przepływu. Stąd też należy dokonać sprawdzenia projektu projektowanego wentylatora. W tym miejscu należy podkreślić rolę badań numerycznych w projektach gazodynamicznych wentylatorów osiowych. Wykorzystanie metod numerycznych ogranicza konieczność przeprowadzania serii badań doświadczalnych prototypów wentylatorów do minimum, obniżając tym samym zmniejszając tym samym koszty związane z projektowaniem tego typu maszyn [67].

Numeryczna analiza projektów analitycznych wentylatorów osiowych została wykonana dla wcześniej omówionych projektów wentylatorów, w układzie z kierownicami, o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ oraz $Q=8m^3/s$ $\Delta p_c=3300Pa$. Wyniki obliczeń analitycznych zostały porównane z wynikami symulacji numerycznych przy braku obecności szczeliny wierzchołkowej ($s_r=0mm$), dla obu metod badawczych. Wyniki zostały przedstawione w postaci charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego, sprawności oraz mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu.

Na rysunku nr 5.23 oraz 5.24 pokazano porównanie charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego uzyskanych analitycznie oraz numerycznie projektowanych wentylatorów. Analizując pokazane przebiegi można stwierdzić ilościowe różnice w charakterystykach uzyskanych tymi dwoma metodami.



Rys. 5.23. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ uzyskane numerycznie oraz analitycznie [67].



Rys. 5.24. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$, $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ uzyskane numerycznie oraz analitycznie.

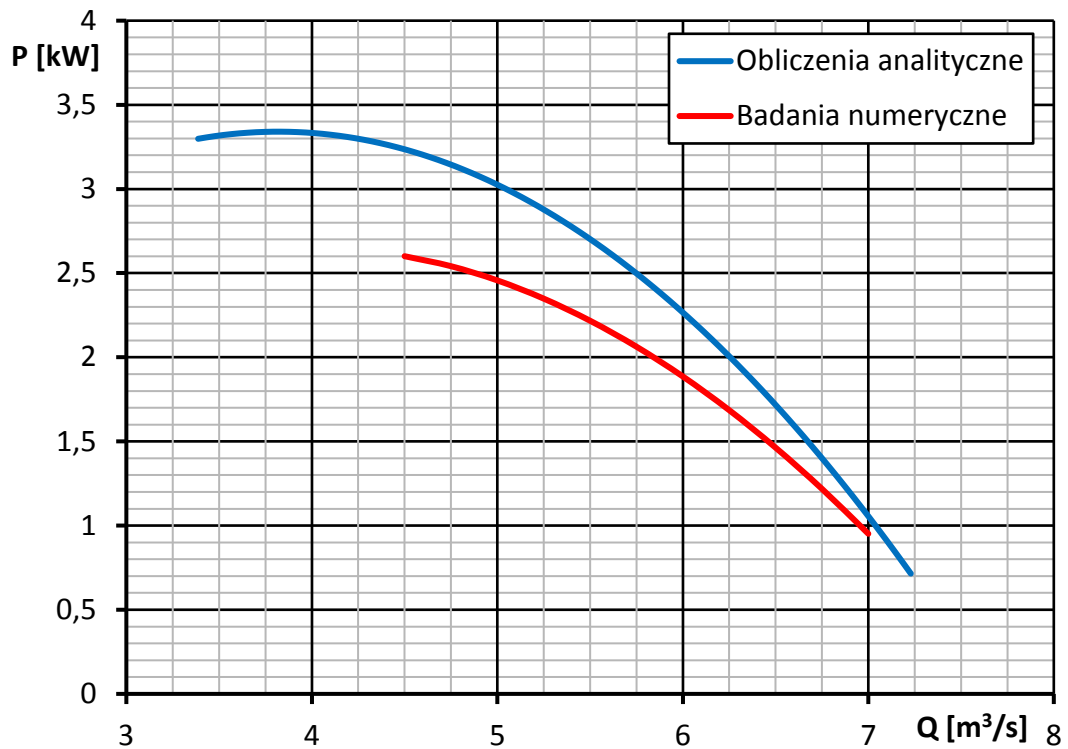
Dla wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ najmniejsza różnica względna w wartościach przyrostu ciśnienia całkowitego wynosi 7,47% przy objętościowym natężeniu przepływu $Q=6\text{m}^3/\text{s}$. W przypadku drugiego wentylatora najmniejsza różnica względna, analizowanego parametru, wynosi 6,66% przy objętościowym natężeniu przepływu równym $9\text{m}^3/\text{s}$. Warto w tym miejscu zwrócić uwagę na fakt, iż dla obu wentylatorów, najmniejsze różnice względne uzyskano dla wydatków przepływu będących blisko wydatkom

nominalnych, co potwierdza poprawność zaproponowanego algorytmu analitycznego.

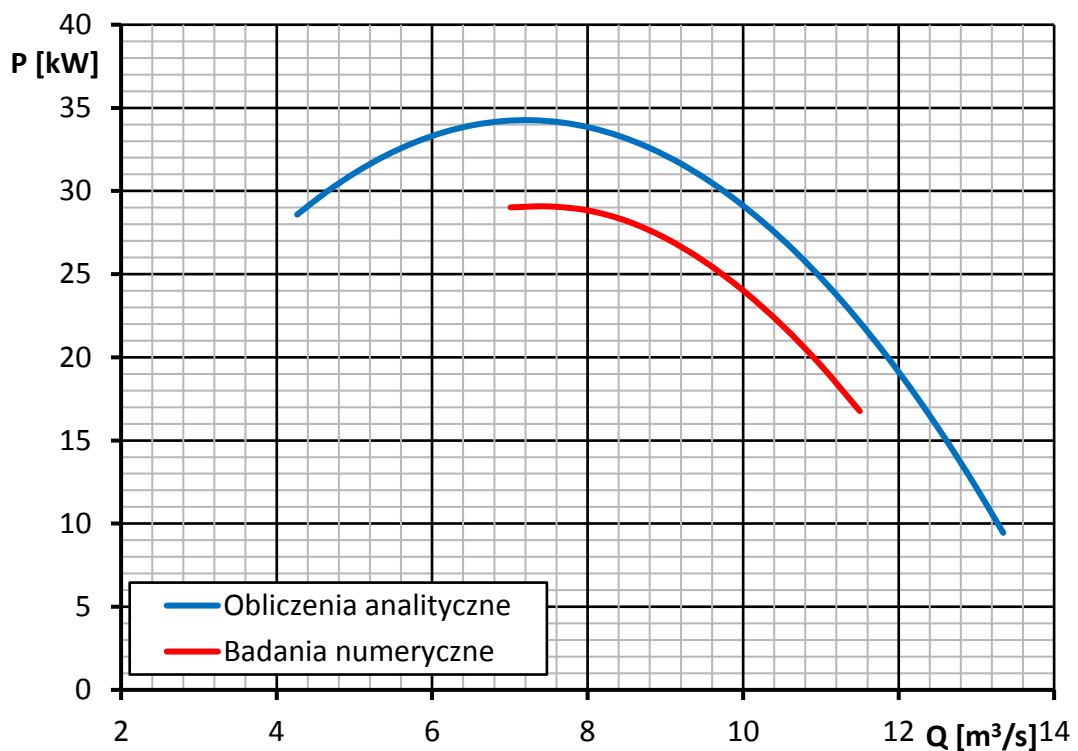
Średnia różnica względna w uzyskiwanych wartościach przyrostu ciśnienia całkowitego w zakresie wydatków $Q=4,5\div 7\text{m}^3/\text{s}$ wynosi 29,72% dla wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$. Natomiast w zakresie objętościowego natężenia przepływu $Q=7\div 11,5\text{m}^3/\text{s}$ różnica ta wynosi 34,68% dla drugiego z projektowanych wentylatorów. Wartości średnich różnic względnych są ze sobą porównywalne dla obu wentylatorów a różnice ilościowe w przebiegach charakterystyk wynikają przede wszystkim z ograniczeń metody analitycznej. Ograniczenia te należy rozumieć jako przede wszystkim sprowadzenie przepływu do przypadku przepływu dwuwymiarowego oraz braku możliwości dokładnego oszacowania strat przepływu ze szczególnym uwzględnieniem strat tarcia oraz strat wynikających z interferencji między wieńcem wirnikowym a wieńcem kierownic. Należy w tym miejscu zwrócić uwagę na przebieg charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego. Charakterystyka uzyskana analitycznie jest liniowa, aż do uzyskania maksymalnej wartości przyrostu ciśnienia. Natomiast charakterystyka wyznaczona z wykorzystaniem metody numerycznej jest zbliżona do liniowej w całym zakresie rozpatrywanych wydatków przepływu. Jest to skutkiem, przede wszystkim zastosowania, w algorytmie analitycznym, stałego współczynnika strat profilowych podczas gdy stanowi on funkcję objętościowego natężenia przepływu (prędkości przepływu), kąta napływu oraz kąta spływu z łopatki na danym jej przekroju. W algorytmach analitycznych szacowanie strat przepływu powinno wynikać z charakterystyk profili w układzie palisadowym. Jednak jak już wcześniej wspomniano istnieją pewne problemy dotyczące doboru profilu na łopatki wieńców łopatkowych wentylatorów wynikające z braku dostępności danych doświadczalnych czy ich ograniczonej ilości. Dlatego też w omawianym wcześniej algorytmie wykorzystaną stałą wartość współczynnika strat profilowych, dla przypomnienia wynoszącego $\varepsilon=0,025$ [32].

W tym miejscu należy wspomnieć, że dla przypadku wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$, $\Delta p_c=400\text{Pa}$ metoda analityczna jak i numeryczna wskazują na możliwość osiągnięcia zakładanych parametrów przez rzeczywistą konstrukcję. W przypadku drugiego wentylatora metody numeryczne nie potwierdzają takiej możliwości pomimo uzyskania parametrów nominalnych na drodze obliczeń analitycznych.

Na rysunkach 5.25 oraz 5.26 pokazano charakterystyki mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu obu zaprojektowanych wentylatorów, wyznaczone analitycznie oraz numerycznie.



Rys. 5.25. Charakterystyki mocy wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$, $\Delta p_c=400\text{Pa}$ uzyskane analitycznie oraz numerycznie [67].



Rys. 5.26. Charakterystyki mocy wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$, $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ uzyskane analitycznie oraz numerycznie.

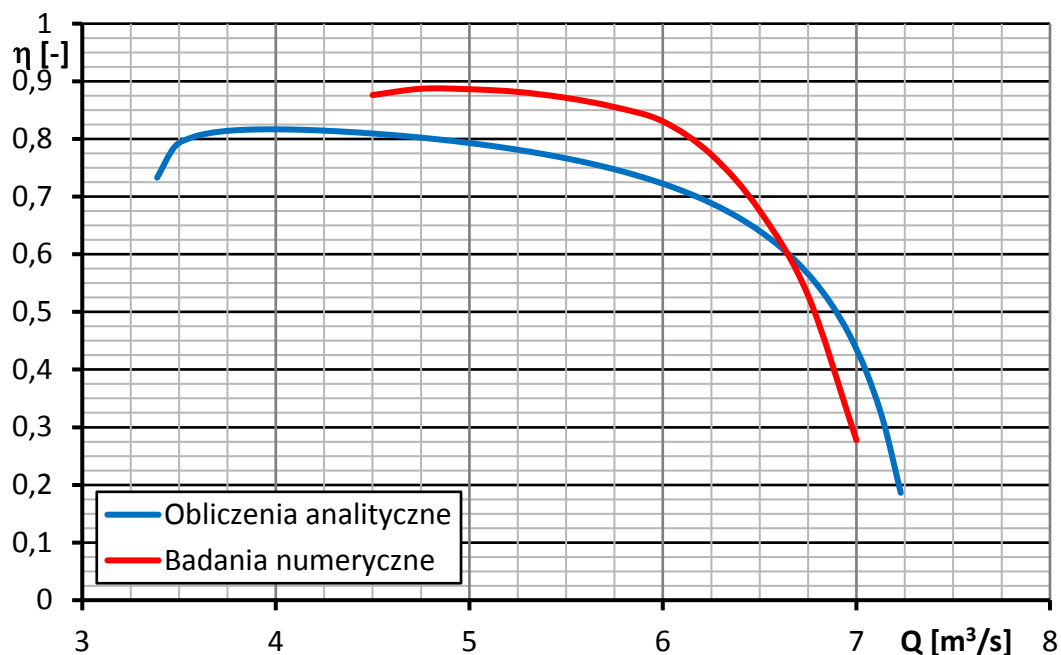
Analizując przedstawione przebiegi stwierdza się, że moc liczona w oparciu o algorytm analityczny jest zawyżona w stosunku do mocy uzyskanej

w oparciu o metodę numeryczną [67], w całym zakresie rozpatrywanych wydatków przepływu. Wynika to przede wszystkim ze sposobu wyznaczania tego parametru w oparciu o obie zastosowane metody. W metodzie analitycznej moc wentylatora jest szacowana na podstawie mocy niezbędnej do pokonania strat przepływu powiększonej o moc dostarczoną do strumienia czynnika roboczego. Należy jednocześnie pamiętać o jednym z uproszczeń zastosowanym algorytmie analitycznym wynikającym z wcześniej wspomnianego faktu przyjęcia stałej wartości współczynnika strat profilowych w całym zakresie objętościowego natężenia przepływu. W metodzie numerycznej moc wentylatora osiowego jest wyliczana w oparciu o wartość momentu oporowego wynikającego z dynamicznego oddziaływania czynnika roboczego na powierzchnię łopatek wirnikowych. Jednocześnie należy mieć na uwadze, iż obie metody nie uwzględniają charakterystyk pracy silnika napędzającego wieniec wirnikowy jak również jego współpracy z wirnikiem.

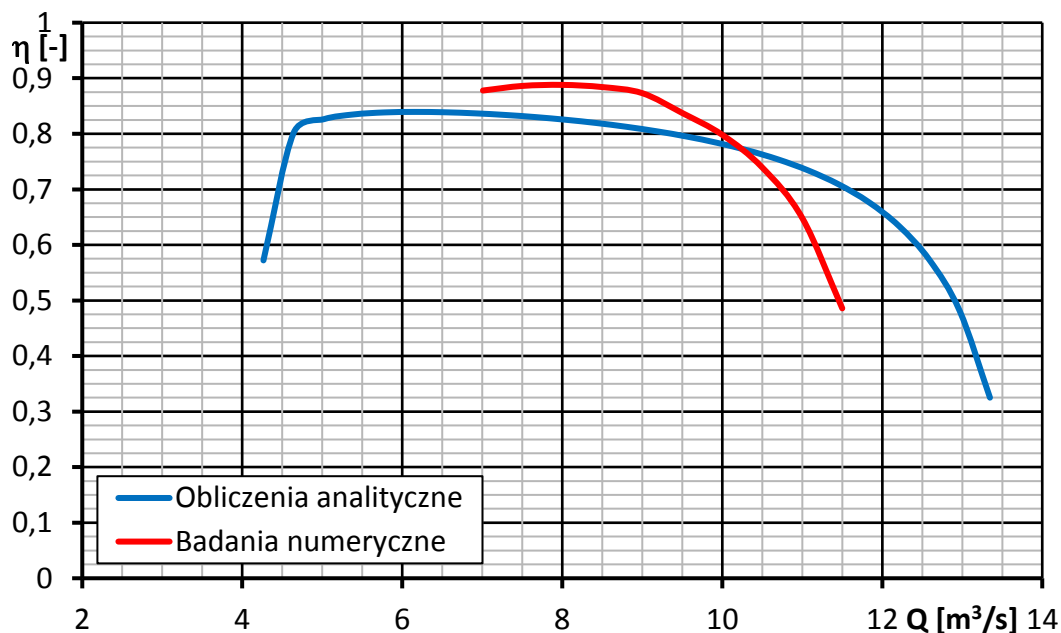
Analizując ilościowo pokazane przebiegi charakterystyk stwierdza się, że średnia różnica względna w uzyskiwanych wartościach mocy dla wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5m^3/s$ $\Delta p_c=400Pa$ w zakresie wydatków $Q=4,5\div 7m^3/s$ wyniosła 20,27%. Dla wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8m^3/s$ $\Delta p_c=3300Pa$ różnica ta wyniosła 21,35% w zakresie wydatków $Q=7\div 11,5m^3/s$.

Należy również zaznaczyć, że uzyskane wartości mocy, zarówno na podstawie obliczeń analitycznych jak i symulacji numerycznych, zawierają się w granicach mocy użytkowanych, przemysłowych, wentylatorów osiowych charakteryzujących się porównywalnymi parametrami nominalnymi objętościowego natężenia przepływu i przyrostu ciśnienia całkowitego jak w powyżej analizowanych przypadkach [38].

Na rysunkach 5.27 oraz 5.28 pokazano charakterystyki sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu zaprojektowanych wentylatorów osiowych, wyznaczone analitycznie oraz numerycznie.



Rys. 5.27. Charakterystyki sprawności wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ uzyskane analitycznie oraz numerycznie [67].



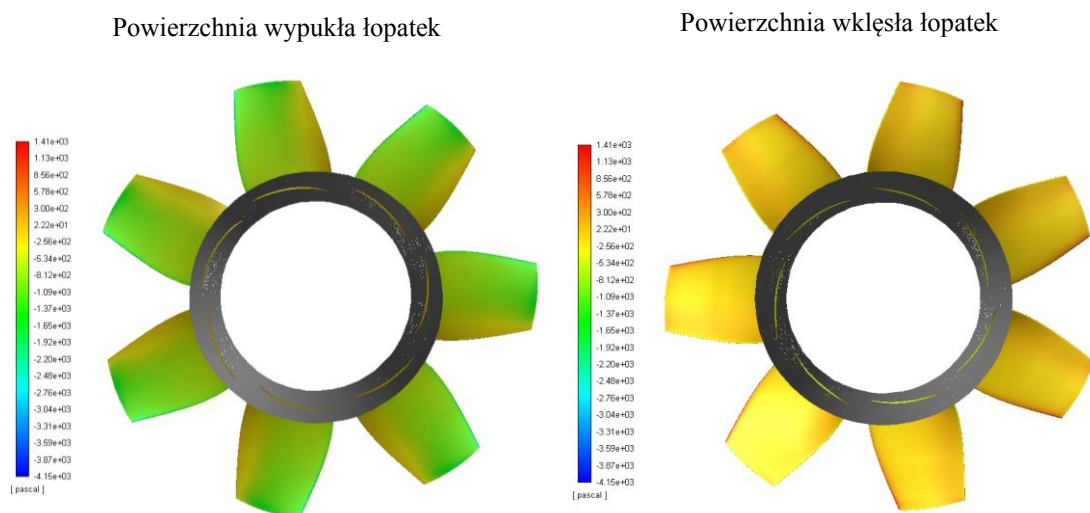
Rys. 5.28. Charakterystyki sprawności wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$, $\Delta p_c=3300\text{Pa}$ uzyskane analitycznie oraz numerycznie.

Średnia różnica względna w wartościach sprawności, uzyskanych analitycznie i numerycznie, dla wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$ wyniosła 14,9% dla zakresu wydatków $Q=4,5\div 7\text{m}^3/\text{s}$. Różnica ta dla drugiego z zaprojektowanych wentylatorów wyniosła 10,35% w zakresie wydatków $Q=7\div 11,5\text{m}^3/\text{s}$. Różnice w przebiegu charakterystyk uzyskanych dwoma metodami badawczymi wynikają z wcześniej omówionych charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego oraz mocy wentylatorów w funkcji objętościowego natężenia

przepływu jak również ograniczeń metod analitycznych i przyjęcia „idealnie” gładkiej powierzchni kanałów wentylatorów wraz z łopatkami do symulacji numerycznych

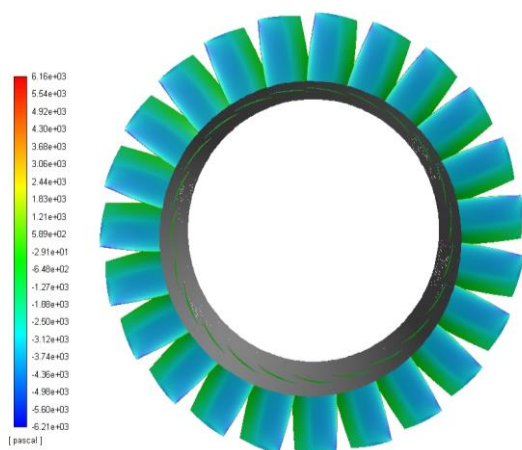
W tym miejscu warto zauważyć, iż maksymalne sprawności obu zaprojektowanych wentylatorów, wyznaczone na podstawie symulacji numerycznych, uzyskiwane są dla wydatków przepływu bliskich wartościom nominalnych objętościowych natężeń przepływu, co potwierdza poprawność zrealizowanych projektów wentylatorów. W przypadku charakterystyk uzyskanych metodami analitycznymi, maksymalna sprawność całkowita jest przesunięta w stronę niższych objętościowych natężeń przepływu co spowodowane jest, wcześniej wspomnianym, przyjęciem stałej wartości współczynnika strat profilowych dla całego zakresu rozpatrywanych wydatków przepływu.

Na podstawie przeprowadzonych numerycznych analiz przepływu można dokonać oceny właściwego „skręcenia” łopatek wieńca wirnikowego pod kątem ich równomiernego obciążenia. Na rysunkach 5.29 oraz 5.30 pokazano rozkłady ciśnienia statycznego na wklęsłych oraz wypukłych powierzchniach łopatek wirnikowych obu zaprojektowanych wentylatorów, dla wydatków odpowiadających wydatkom nominalnym. Analizując pokazane rozkłady stwierdzić można poprawność ustawień profili wzdłuż rozpiętości łopatek (skręcenia łopatek) na co wskazuje równomierność rozkładu ciśnienia wzdłuż wysokości łopatek. W przypadku niewłaściwego skręcenia łopatek pojawiłyby się obszary, na powierzchni łopatek, charakteryzujące się dużą różnicą ciśnienia statycznego. Znaczna różnica w rozkładzie ciśnienia statycznego wzdłuż rozpiętości łopatek w konsekwencji doprowadziłaby do powstania silnego przepływu promieniowego co w efekcie skutkowałoby spadkiem osiągnięciem projektowanego wentylatora osiowego.

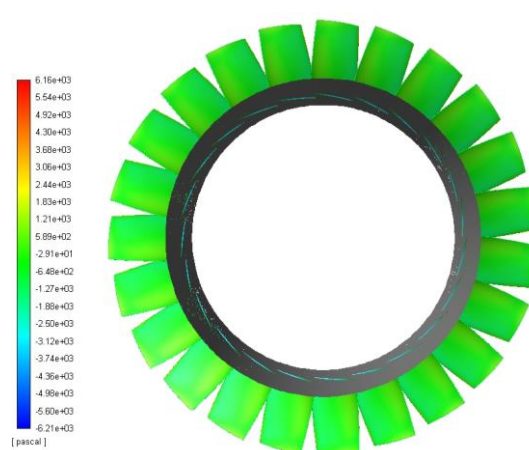


Rys. 5.29. Rozkład ciśnienia statycznego na łopatkach wieńca wirnikowego zaprojektowanego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=400\text{Pa}$.

Powierzchnia wypukła łopatek



Powierzchnia wypukła łopatek



Rys. 5.30. Rozkład ciśnienia statycznego na łopatkach wieńca wirnikowego zaprojektowanego wentylatora o zakładanych parametrach nominalnych $Q=8\text{m}^3/\text{s}$ $\Delta p_c=3300\text{Pa}$.

Wnioski płynące z analizy tej części pracy są następujące:

1. Uzyskane wyniki potwierdzają konieczność sprawdzenia projektów analitycznych wentylatorów osiowych metodami numerycznymi;
2. Przy braku znajomości charakterystyk profili w układzie palisadowym, przyjęcie stałej wartości współczynnika strat profilowych na poziomie $\varepsilon=0,025$ pozwala na oszacowanie strat przepływu na akceptowalnym poziomie;
3. Wyniki badań numerycznych potwierdzają poprawność zaproponowanego algorytmu analitycznego projektowania wentylatorów osiowych;
4. Wartości najmniejszych różnic w uzyskiwanych parametrach pracy obu wentylatorów, uzyskanych dwoma metodami badawczymi, znalazły się w pobliżu punktów obliczeniowych co pozwala na stwierdzenie, iż zaproponowany algorytm umożliwia właściwe zaprojektowanie wentylatora, ze stosunkowo małymi błędami, dla zadanych parametrów nominalnych;
5. Na podstawie uzyskanych rozkładów ciśnienia statycznego, na powierzchniach łopatek, łatwo można dokonać analizy pod kątem ich właściwego skrzywienia.
6. W celu poprawy osiągow projektowanych wentylatorów osiowych można zastosować zalecenia konstrukcyjne omówione w punkcie 4 niniejszej pracy.

5.4 Badania końcowe wentylatora osiowego

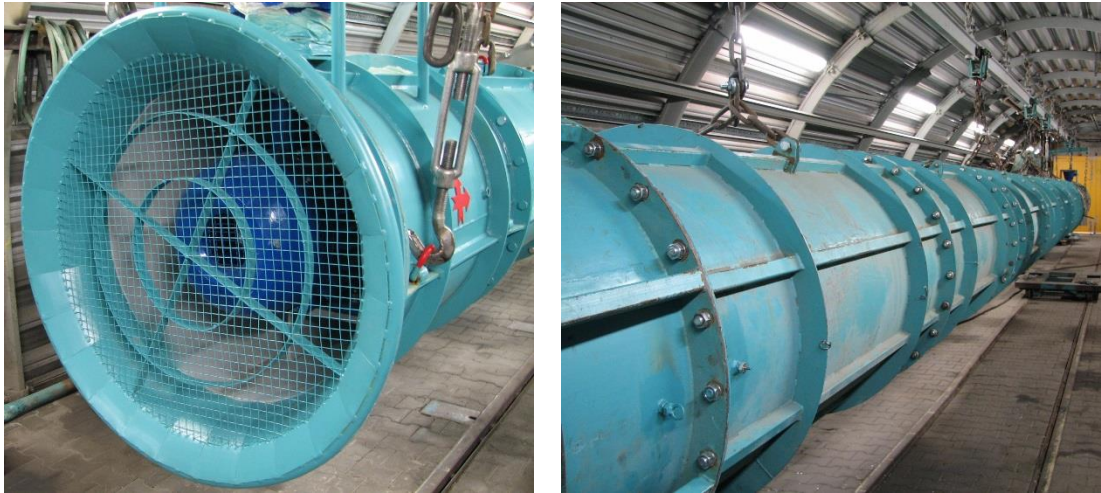
Zgodnie z opracowanym algorytmem analitycznym, omówionym w rozdziale 2 niniejszej pracy, wykonano projekt końcowy jednowirnikowego górniczego wentylatora osiowego wraz z wieńcem kierownic, o oznaczeniu *WL*.

W projekcie końcowym wieńca wirnikowego i kierownic szczególną uwagę poświęcono analizie wyników dużej serii symulacji numerycznych opisanych w rozdziale 4 oraz w powyższych punktach rozdziału 5 rozprawy. Wykonane prace badawcze potwierdzają możliwość uzyskiwania stosunkowo dobrej zgodności wyników analitycznych i numerycznych (w szczególności dla nominalnego punktu pracy) z wynikami badań doświadczalnych. Mając na uwadze również pewne rozbieżności w wynikach metody analitycznej, doświadczalnej i numerycznej można jednoznacznie stwierdzić, iż umiejętne połączenie wymienionych metod badawczych jest rozwiązaniem skutecznym w procesie projektowania wentylatora spełniającego zakładane wymagania w zakresie charakterystyk jednostopniowego wentylatora.

W przypadku realizowanego projektu badawczego głównym założeniem projektowym było podniesienie sprawności wentylatora przy zachowaniu żądanego przyrostu ciśnienia całkowitego dla określonego objętościowego wydatku przepływu. W efekcie prac badawczych określono ostateczną liczbę łopatek wieńca wirnikowego w liczbie 14 łopatek, a dla wieńca kierowniczego w liczbie 7 łopatek. Łopatki wirnikowe zostały zbudowane w oparciu o profil *NACA 65-810* natomiast w przypadku wieńca kierowniczego zaproponowano prostsze i bardziej „ekonomiczne” rozwiązanie by takie łopatki wykonać z odpowiednio giętej blachy o stałej grubości wynoszącej *3mm*.

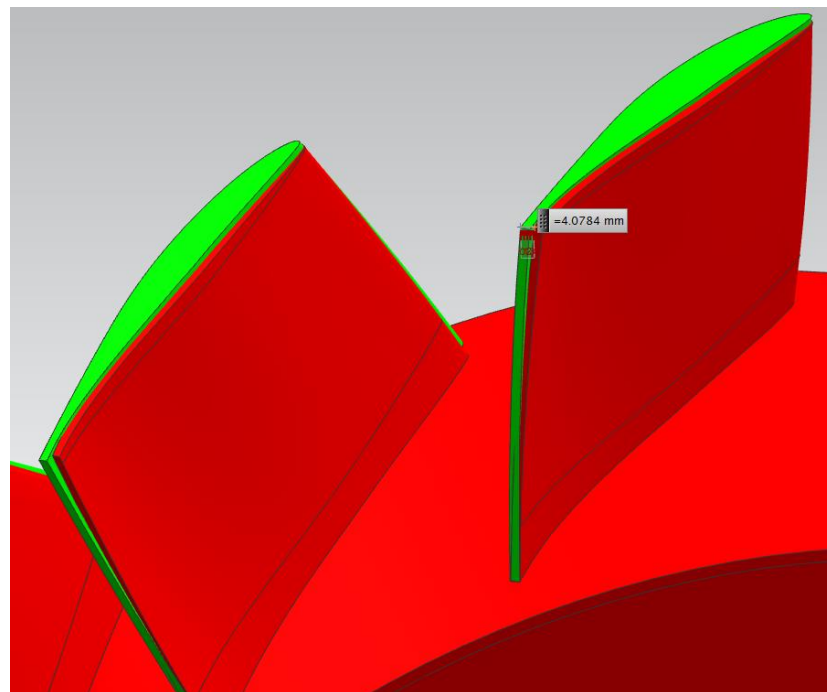
Przyjęto również, że ze względów na technologię wykonywania łopatek wirnikowych, grubość krawędzi spływu będzie równa *3mm*, a luz wierzchołkowy łopatek wieńca wirnikowego wyniesie również *3mm*. Po akceptacji przez producenta wentylatorów górniczych, parametrów geometrycznych, wykonany projekt wentylatora został skierowany do zakładu produkcyjnego celem wykonania prototypu.

Wykonany prototyp poddano ostatecznej ocenie, która polegała na analizie porównawczej charakterystyk uzyskanych analitycznie oraz numerycznie z charakterystykami doświadczalnymi na stanowisku doświadczalnym, firmy *SIGMA S.A.*, zbudowanym zgodnie z zaleceniami normy [45]. Stanowisko, stanowiące element badań przemysłowych w aspekcie realizacji prac badawczo-rozwojowych, zostało pokazane na rysunku nr 5.31.



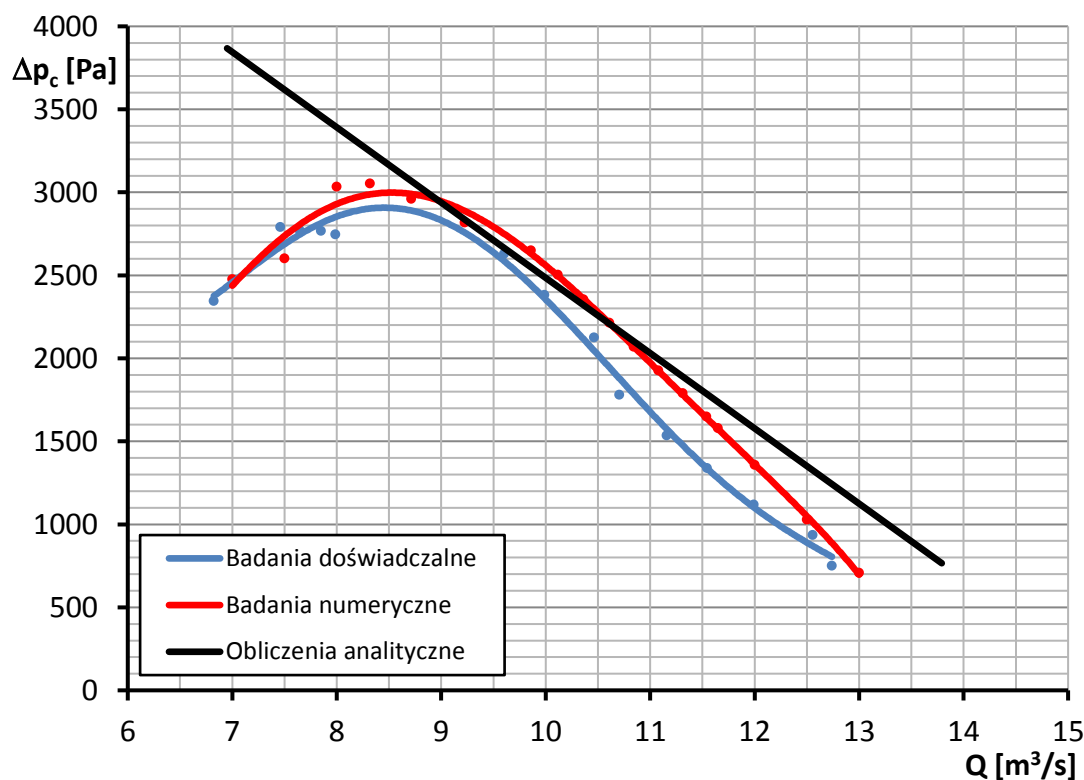
Rys. 5.31. Stanowisko doświadczalne firmy SIGMA S.A.

Na potrzeby przeprowadzenia dodatkowych badań numerycznych rzeczywistego wirnika (którego jak przewidywano rzeczywista geometria może być nieco inna niż projektu, z uwagi np. na odkształcenia podczas procesu spawania), wykonany wieniec łopatkowy wentylatora, został zeskanowany, a jego geometria odtworzona zgodnie z zaleceniami zawartymi w punkcie 4.3 niniejszej pracy. Na rysunku nr 5.32 pokazano porównanie geometrii wieńca wynikającej z projektu analitycznego (zielony) oraz odtworzonej geometrii prototypu na podstawie jego skanu.



Rys. 5.32. Porównanie geometrii łopatek wyznaczonej w algorytmie analitycznym (kolor zielony) i geometrii wynikającej ze skanu optycznego prototypu (kolor czerwony).

Porównanie charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego w funkcji objętościowego natężenia przepływu wentylatora osiowego *WL*, uzyskanych z wykorzystaniem trzech metod badawczych, pokazano na rysunku nr 5.33.



Rys. 5.33. Charakterystyki przyrostu ciśnienia całkowitego wentylatora *WL* uzyskane trzema metodami badawczymi.

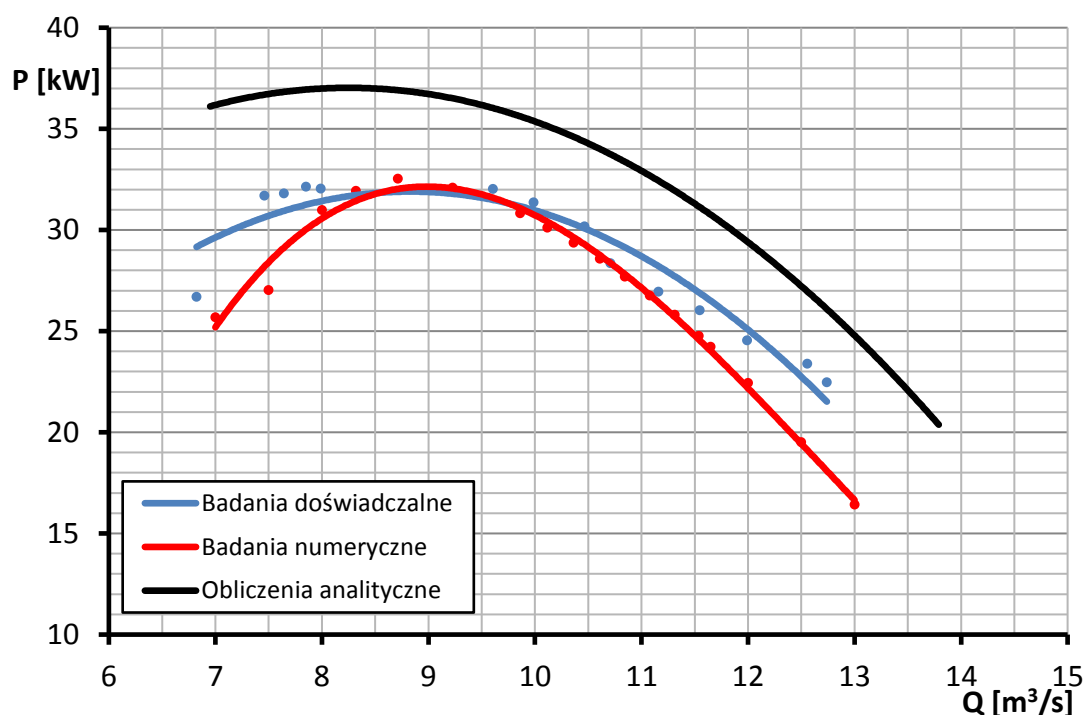
Pierwsze co warto wskazać to fakt, iż po przekroczeniu wydatku $8,5\text{m}^3/\text{s}$, wyznaczającego granicę statecznej pracy wentylatora, następuje gwałtowny spadek przyrostu ciśnienia całkowitego bez charakterystycznego przegięcia.. Widać też wyraźne potwierdzenie poprawności metod „projektowych” w odniesieniu do wyników badań doświadczalnych na rzeczywistym stanowisku badawczym.

W całym zakresie objętościowych natężeń przepływu uzyskano dobrą zgodność wyników jakościowych i ilościowych doświadczalnych i numerycznych, ale dotyczy to również wyników analitycznych. Dla przykładu: w zakresie wydatków $7\div 12,5\text{m}^3/\text{s}$ średnia różnica względna w wartościach przyrostu ciśnienia całkowitego dla metody numerycznej i doświadczalnej i nie przekracza 12%, przy czym największe różnice obserwuje się dla wysokich natężeń przepływu (w zakresie wydatków przepływu $10\div 12,5\text{m}^3/\text{s}$ średnia różnica względna w wartościach przyrostu ciśnienia całkowitego to ok. 18,7%). Różnice w uzyskiwanych wartościach przyrostu ciśnienia całkowitego można tłumaczyć wcześniej omówionymi uproszczeniami zastosowanymi w numerycznych analizach przepływowych dotyczących m. in. pominięcia chropowatości powierzchni oraz geometrii osłon silnika. Dodatkowo analizy numeryczne przeprowadzono z wykorzystaniem modelu *MRF*, czyli modelu gdzie modeluje się jedynie jedną łopatkę wirnikową i jedną

kierowniczą, a następnie dokonuje powielenia do rzeczywistej liczby łopatek. Ponieważ rzeczywista konstrukcja została wykonana bez użycia zaawansowanych technologii (m. in. ręczne spawanie i ustawianie łopatek w wieńcu) trudno mówić o poprawności i dokładności ustawienia wszystkich łopatek w wieńcu.

Warto dodać, iż w zakresie średnich objętościowych natężeń przepływu, tj. $Q=9\div 10,5\text{m}^3/\text{s}$, uzyskano bardzo dobrą zgodność wyników numerycznych i doświadczalnych z wynikami obliczeń analitycznych bo jak widać w tym zakresie wydatków średnia różnica względna między wartościami przyrostu ciśnienia całkowitego wyznaczonego analitycznie i numerycznie wyniosła 1,77%. W tym samym zakresie objętościowych natężeń przepływu, średnia różnica względna między wynikami badań doświadczalnych i obliczeń numerycznych wynosi 4,36%. Stosunkowo duże różnice w wynikach obserwuje się dla zakresu wysokich i niskich objętościowych natężeń przepływu, ale jest to zrozumiałe ponieważ charakterystyka teoretyczna ma przebieg liniowy co ma związek z wcześniej wspomnianym przyjęciem do obliczeń stałego współczynnika strat profilowych.

Na rysunku nr 5.34 pokazano porównanie charakterystyk mocy w funkcji objętościowego natężenia przepływu wentylatora osiowego WL, uzyskanych trzema metodami badawczymi.



Rys. 5.34. Charakterystyki mocy wentylatora WL uzyskane z wykorzystaniem trzech metod badawczych.

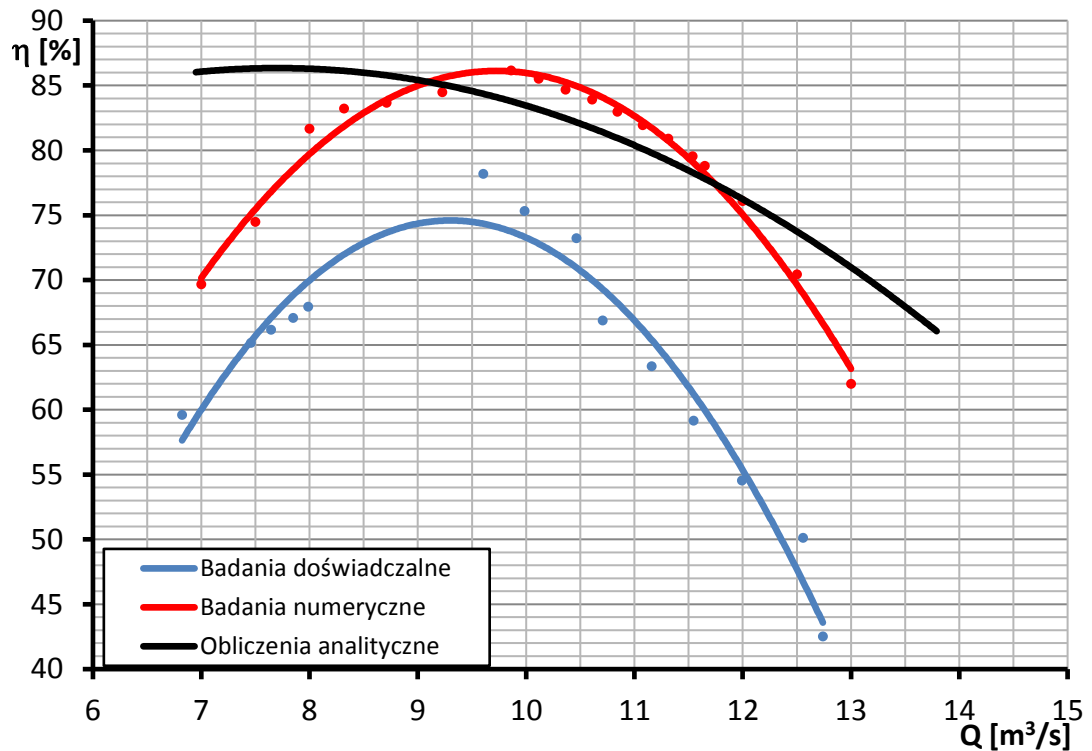
W tym przypadku wartości mocy obliczone analitycznie są znacznie większe w odniesieniu do wartości otrzymanych z badań eksperymentalnych oraz przeprowadzonych symulacji numerycznych. W zakresie wydatków $7\div 12,5\text{m}^3/\text{s}$ średnia względna różnica w wartościach mocy obliczonych analitycznie

i wyznaczonych numerycznie wyniosła 22,4% i jest na tym samym poziomie co we wcześniej omawianych przypadkach wentylatorów. We wspomnianym zakresie objętościowych natężeń przepływu, średnia względna różnica w wartościach mocy obliczonych analitycznie i wyznaczonych na podstawie przeprowadzonego doświadczenia wyniosła 17,69%.

W zakresie wysokich oraz niskich objętościowych natężeń przepływu wartości mocy wyznaczone numerycznie są zaniżone w stosunku do mocy otrzymanej na podstawie badań doświadczalnych. Najlepszą zgodność wyników uzyskano w zakresie wydatków $8\div 10,5\text{m}^3/\text{s}$, i w tym zakresie średnia różnica względna w wynikach uzyskanych numerycznie i doświadczalnie wyniosła 4,2%. W całym zakresie objętościowych natężeń przepływu, uzyskanych na stanowisku doświadczalnym, różnica ta wyniosła 8,3%.

Uzyskane wyniki pozwalają sądzić, iż różnice wartości mocy wyznaczonej w oparciu o obliczenia analityczne i symulacje numeryczne mieszczą się w określonych, stałych, granicach, co pozwala na stwierdzenie, że różnice w poziomach mocy uzyskiwanych z wykorzystaniem tych dwóch metod badawczych mogą być powtarzalne dla większości rozwiązań konstrukcyjnych jednowirnikowych wentylatorów osiowych. W konsekwencji można dość dokładnie oszacować rzeczywiste wartości mocy niezbędne do napędu wentylatorów na podstawie wyników symulacji numerycznych przepływu przez wieńce łopatkowe, których geometria wynika z projektów analitycznych. Jest to kluczowy wniosek z punktu widzenia doboru silnika napędzającego wentylator

Na rysunku nr 5.35 pokazano porównanie charakterystyk sprawności w funkcji objętościowego natężenia przepływu wentylatora osiowego WL, uzyskanych trzema metodami badawczymi.



Rys. 5.35. Charakterystyki sprawności wentylatora WL uzyskane trzema metodami badawczymi.

Wartości sprawności wyznaczone numerycznie oraz analitycznie są zawyżone w stosunku do wartości sprawności obliczonej na podstawie wyników badań doświadczalnych. W zakresie wydatków $7 \div 12,5 \text{ m}^3/\text{s}$ średnia różnica względna między wynikami doświadczalnymi i numerycznymi wynosi 24,33%. W tym samym zakresie różnica między wynikami obliczeń analitycznych i wynikami doświadczalnymi to wartość 27,74%.

W zakresie średnich wydatków przepływu tj. $Q=9 \div 11,5 \text{ m}^3/\text{s}$ wartości sprawności obliczone analitycznie są niższe w odniesieniu do wartości sprawności wyznaczonych numerycznie. Otrzymane różnice w wartościach sprawności wyznaczonych w oparciu o zastosowane metody badawcze mieszczą się jednak w granicach podanych dla wcześniej omawianych wieńców wirnikowych.

Uzyskane wyniki pozwalają sądzić, iż różnice wartości sprawności, wyznaczone w oparciu o obliczenia analityczne i symulacje numeryczne, również mieszczą się w określonych stałych granicach, co pozwala na stwierdzenie, że takie różnice w wartościach sprawności uzyskiwanych z wykorzystaniem trzech metod badawczych mogą być powtarzalne dla większości rozwiązań konstrukcyjnych jednowirnikowych wentylatorów osiowych. W konsekwencji można szacować rzeczywiste wartości sprawności na podstawie wyników symulacji numerycznych przepływu przez wieńce łopatkowe, których geometria wynika z projektów analitycznych. Jednak należy mieć na uwadze fakt, iż to stwierdzenie dotyczy jedynie symulacji numerycznych w których zastosowano uproszczenia polegające na braku uwzględnienia rzeczywistej szorstkości elementów konstrukcyjnych

wentylatora, dodatkowych geometrii wynikających m. in. z kształtu osłony silnika oraz jego usytuowania w stosunku do napływających strug powietrza.

Ostatecznie można podać zasadniczą informację dotyczącą projektowanego wentylatora w oparciu o zawartą w pracy metodykę projektowania. Produkt końcowy nowej wersji, wentylatora *WL* osiąga maksymalną sprawność 75% przy wydatku $9,5m^3/s$. Poprzedni układ tej wersji wentylatora posiadał sprawność 54% przy objętościowym natężeniu przepływu $6m^3/s$.

Reasumując opracowana metodyka projektowania, wykorzystująca metodę analityczną i metodę numeryczną z elementami badań doświadczalnych w procesie projektowania, pozwala na znaczną poprawę sprawności projektowanych wentylatorów osiowych. W przypadku wentylatora *WL* jest to wzrost o 21 punktów procentowych, co jest znaczącym osiągnięciem. Dodatkowo zrealizowano założenie dotyczące wartości przyrostu ciśnienia całkowitego przy wydatku odpowiadającym maksymalnej sprawności jak również zmniejszenie maksymalnej mocy niezbędnej do napędu takiej maszyny przepływowej. Zgodnie założeniami dla wydatku odpowiadającego maksymalnej wartości sprawności przyrost ciśnienia powinien być nie mniejszy niż $2300Pa$, a moc niezbędna do napędu wentylatora nie powinna przekroczyć $37kW$.

Z charakterystyki pokazanej na rysunku nr 5.33 można odczytać iż dla wydatku $9,5m^3/s$, odpowiadającemu maksymalnej wartości sprawności, przyrost ciśnienia całkowitego wyniósł $\Delta p_c=2600Pa$. Na podstawie charakterystyki mocy wentylatora widać też, iż w całym zakresie objętościowego natężenia przepływu nie przekroczona jest wartość mocy $33kW$.

W konsekwencji można zatem uznać, że propozycja umiejętnego stosowania „hybrydowych” metod badawczych prowadzi do opracowania poprawnego, z punktu widzenia wymaganych parametrów pracy, projektu wentylatora osiowego.

Wszeghstronna i wnikliwie prowadzona analiza trójwymiarowych pól przepływu czynnika roboczego w kluczowych elementach wentylatorów osiowych pozwala na taki dobór parametrów geometrycznych wieńców łopatkowych, by było możliwe określenie i wyeliminowanie niewłaściwych struktur przepływu wpływających na osiągi, w tym na bardzo istotny element czyli sprawność wentylatora. Potwierdza to fakt podniesienia sprawności wyżej przedstawionego wentylatora przy jednoczesnym spełnieniu pozostałych wymogów dotyczących objętościowego natężenia przepływu i przyrostu ciśnienia całkowitego.

Reasumując należy wskazać również użyteczny charakter opracowanej metodyki wykorzystującej analizę trójwymiarowych pól przepływu metodą numeryczną. Jest to kluczowy efekt projektu badawczego ponieważ podany niżej wniosek jest niezwykle istotny w odniesieniu do **Rozporządzeniu Komisji Unii Europejskiej [50], gdzie przewidziano harmonogram wycofywania z produkcji nieekonomicznych rozwiązań i opracowywania wentylatorów nowej generacji**

o znacznie większej sprawności. W przypadku analizy dość trudnej konstrukcji jakim był wentylator WL (wentylator o stosunkowo „krótkich” łopatkach wirnika) podniesiono sprawność maksymalną wentylatora o 21 punktów procentowych przy zachowaniu pozostałych wymogów dotyczących ograniczenia mocy niezbędnej do jego napędu oraz przyrostu ciśnienia całkowitego.

6. Wnioski końcowe

W treści tej części pracy zawarto wnioski z analizy wszystkich przypadków badawczych pól przepływu powietrza przez wentylatory osiowe wyposażone w pojedyncze wieńce wirnikowe oraz w układy wieńców wirnikowych – wieńców kierownic.

Zaproponowany algorytm analityczny projektowania tego typu maszyn, okazał się skutecznym sposobem projektów wstępnych co wskazuje, iż z powodzeniem może stanowić punkt wyjścia dalszych prac mających na celu uzyskanie zakładanych poziomów sprawności wentylatorów osiowych [50] przy spełnieniu żądanych wartości przyrostu ciśnienia całkowitego i akceptowalnym poziomie mocy niezbędnej do ich napędu. W końcowej części pracy dokonano oceny wyników projektowania wentylatorów osiowych, w oparciu o ww. algorytm porównując wyniki wszystkich badań, w tym wyników symulacji numerycznych z wynikami przemysłowych badań doświadczalnych. Wykonane numeryczne analizy przepływowe pozwoliły na analizę uzyskanych jakościowych i ilościowych pól przepływu, na identyfikację niewłaściwych struktur przepływu oraz przeprowadzenie modyfikacji, które w efekcie pozwoliły na wzrost uzyskiwanych parametrów pracy wentylatorów osiowych a w szczególności sprawności.

Na podstawie przeprowadzonych analiz wyników numerycznych symulacji przepływu przez wieńce łopatkowe wentylatorów osiowych, można sformułować ogólny wniosek wynikający z głównego celu realizacji niniejszej pracy. Pakiety komercyjne z zaimplementowanymi metodami komputerowej mechaniki płynów stanowią kluczowy element poprawnego procesu projektowania wentylatorów osiowych i w efekcie końcowym pozwalają na uzyskanie zakładanych osiągnięć tego typu maszyn. Należy też pamiętać o konieczności sprawdzenia wyników w każdym etapie projektu bo jak pokazała analiza wyników zawarta w niniejszej pracy, uzyskanie zadawalającej zgodności wyników badań doświadczalnych i numerycznych nie zawsze jest możliwe w całym zakresie pracy wentylatorów. W pracy taką zgodność uzyskano w zakresie statecznej pracy wentylatorów i dotyczy to w szczególności charakterystyk przyrostu ciśnienia całkowitego.

Fakt ten potwierdza analiza porównawcza charakterystyk wentylatorów osiowych gdzie widać zadowalającą zgodność wyników doświadczalnych i numerycznych przyrostu ciśnienia całkowitego na zakresie statecznej pracy. Różnice w wynikach pojawiają się w sytuacjach występowania dużych stref oderwań warstwy przyściennej, na wklęsłych i wypukłych stornach łopatek wirnikowych, co jest charakterystyczne dla zakresu niestatecznej pracy tego typu maszyn przepływowych. Dzięki analizie uzyskanych obrazów pól przepływu zidentyfikowano te strefy jak również ich duży wpływ na zaburzenie opływu wszystkich łopatek w wieńcu wirnikowym, co w rzeczywistości silnie wpływa na spadek osiągnięć wentylatorów. Jedynie w przypadku wentylatora o oznaczeniu WL oraz 6-cio łopatkowego wieńca wirnikowego GAW uzyskano zadowalającą zgodność

wyników badań doświadczalnych i numerycznych w całym zakresie rozpatrywanych wydatków przepływu. Jak pokazała analiza otrzymanych pól przepływu, na przykładzie wieńca łopatkowego z profilem *GAW*, powstające oderwania na zakresie niestatecznej pracy nie powodowały silnych zaburzeń w opływie wszystkich łopatek wieńca.

W zakresie analizy porównawczej charakterystyk, doświadczalnych i numerycznych, mocy wentylatorów osiowych uzyskano różnice wyników mieszające się w granicach $8\div 12\%$. Należy w tym miejscu wspomnieć, iż w większości przypadków moc uzyskiwana numerycznie była zawyżona w stosunku do mocy wyznaczonej na podstawie danych doświadczalnych. Jedynie w przypadku wieńca wirnikowego *Multiwing* uzyskano zadowalającą zgodność ww. charakterystyk. Wieniec ten jest dedykowany do stosowanego w eksperymencie wentylatora, a w szczególności do silnika go napędzającego, zatem jego masa jak i układ aerodynamiczny nie obciążają w sposób znaczący napędu jak to było w przypadkach pozostałych wentylatorów. W przypadku projektowanego wentylatora osiowego o oznaczeniu *WL* uzyskano zadowalającą zgodność wartości mocy, uzyskanych doświadczalnie i numerycznie, w punkcie nominalnej pracy wentylatora. Uzyskane wyniki są kluczowe z punktu widzenia doboru silnika elektrycznego do napędu wentylatorów osiowych.

Analiza porównawcza charakterystyk sprawności wentylatorów osiowych wykazała stosunkowo słabą zgodność wyników doświadczalnych i numerycznych. We wszystkich analizowanych przypadkach otrzymane numerycznie wartości sprawności były wyższe w odniesieniu do wartości uzyskanych w oparciu o dane doświadczalne ponieważ różnice te zawierały się w granicach $23\div 34\%$. Wpływ na to miało przede wszystkim brak możliwości uwzględnienia charakterystyki mocy silnika napędzającego wentylator oraz uproszczenie polegające na pominięciu kształtu osłony silnika oraz wpływu rzeczywistej chropowatości opływanych powierzchni we wszystkich wariantach prowadzonych symulacji numerycznych.

Ważnym aspektem praktycznym jest tu uzyskanie zadowalającej zgodności wyników badań doświadczalnych i numerycznych przyrostu ciśnienia całkowitego w zakresie statecznej pracy wentylatora ponieważ jest to w zasadzie zakres stosowany w typowych rozwiązaniach konstrukcyjnych. Znajomość rozbieżności w innych zakresach z wykorzystaniem zastosowanych metod badawczych ma aspekt poznawczy i pozwala na szacowanie wpływu określonych zjawisk przepływowych na charakterystyki mocy i sprawności projektowanych wentylatorów w innych zakresach pracy wentylatorów.

Ważnym wnioskiem jest też udokumentowany fakt, iż uzyskanie wyników symulacji numerycznych zgodnych z wynikami doświadczalnymi na akceptowalnym poziomie błędów umożliwiają siatki hybrydowe. Należy jednak dokonywać operacji sprawdzania wpływu liczby elementów siatki na wyniki symulacji numerycznych i dotyczy to szczególnie obszarów warstwy przyściennej. W tym celu należy

przeprowadzić dodatkowe symulacje w 2 do 3 punktów charakterystyki wentylatora w zakresie statecznej pracy, dla określonej liczby elementów siatki z wariantem zmiany liczby elementów w obszarze warstwy przyściennej.

Przeprowadzone badania numeryczne oraz doświadczalne badania porównawcze potwierdzają również przydatność proponowanego algorytmu analitycznego projektowania wentylatorów osiowych. Algorytm, pomimo zastosowania uproszczeń w postaci np. przyjęcia stałego współczynnika strat profilowych, pozwala na stosunkowo poprawny przebieg całego procesu projektowania wentylatorów. Wniosek ten wynika z analizy porównawczej przedstawionej w rozdziale szóstym, gdzie dla przypomnienia, otrzymano zadowalającą zgodność wyników analitycznych oraz numerycznych, w szczególności dla nominalnego (obliczeniowego) objętościowego natężenia przepływu. Uzyskane rozkłady ciśnienia statycznego, na powierzchniach łopatek wirnikowych, potwierdziły też poprawność wyznaczonych kątów skreślenia łopatek co skutkuje między innymi równomiernym obciążeniem łopatek w założonym punkcie nominalnej pracy wentylatorów.

W podsumowaniu należy podkreślić szczególną rolę **numerycznej analizy trójwymiarowych przepływów w kluczowych elementach wentylatorów osiowych** w realizacji niniejszej pracy. Przeprowadzono tu dużą liczbę takich analiz z obszernym badaniem wpływu najważniejszych parametrów geometrycznych wieńców łopatek na charakterystyki wentylatorów osiowych. Najważniejsze z takich parametrów to:

- wartość szczeliny wierzchołkowej;
- grubość krawędzi spływu;
- grubość względna profilu łopatek wirnikowych.
- liczba łopatek wieńca wirnikowego;
- sposób profilowania łopatek wieńca kierowniczego.

W wyniku realizacji całej pracy i osiągniętych rezultatów można więc sformułować ważne szczegółowe wnioski i zalecenia dotyczące kluczowych zasad projektowania wentylatorów osiowych nowej generacji charakteryzujących się stosunkowo wysoką sprawnością.

Wnioski z analizy przepływu w obszarze szczeliny wierzchołkowej:

1. Analiza uzyskanych jakościowych i ilościowych wyników pól przepływu pozwala na identyfikację powstających wirów w obszarze wierzchołków łopatek wirnikowych, których intensywność wzrasta wraz ze wzrostem wartości luzu promieniowego, co oczywiście wpływa na spadek sprawności i wartości ciśnienia całkowitego;
2. Ewentualne zastosowanie płyt brzegowych na wierzchołkach łopatek w celu eliminacji powstałych układów wirów nie jest zalecane ponieważ prowadzi to

do spadku sprawności. Obserwuje się bowiem wzrost oporu ciśnieniowego i oporu tarcia z uwagi na obecność dodatkowych, opływanych powierzchni;

3. W określonych i przy stosunkowo małych wartościach szczeliny wierzchołkowej nie występuje znaczący wpływ szczeliny wierzchołkowej na charakterystyki mocy wentylatorów, ale w projektach gdzie założeniem jest osiągnięcie dużej sprawności, należy jednak stosować możliwie najmniejszą wartość luzu wierzchołkowego

Wnioski z analizy wpływu grubości krawędzi spływu łopatek:

1. Grubość krawędzi spływu łopatek wirnikowych znacznie wpływa na wartość sprawności całkowitej, stąd dla osiągnięcia możliwie dużych wartości sprawności, należy stosować możliwie małą grubość krawędzi spływu;
2. Dla stosunkowo cienkich krawędzi spływu ich sposób odwzorowania, ścięcie czy zaokrąglenie, w znikomym sposób wpływa na uzyskiwaną sprawność wentylatora;
3. Projektując wentylatory osiowe zaleca się stosowanie, w miarę możliwości technologicznych, cienkich krawędzi spływu których grubość jest zmienna w funkcji wysokości łopatki i wynosi 1% długości cięciwy profilu na danym przekroju łopatki.

Wnioski i zalecenia projektowe w obszarze profilowania łopatek kierowniczych

1. Numeryczna analiza uzyskanych pól przepływu pozwala na identyfikację obszarów oderwania warstwy przyściennej powstającego na wypukłej powierzchni łopatki kierowniczej przy zakładanym nominalnym wydatku przepływu i określenie takiego obszaru w zależności od krzywizny łopatki kierowniczej;
2. W procesie projektowania jednostopniowych wentylatorów osiowych zaleca się wykonywanie łopatek wieńca kierowniczego w oparciu o profile lotnicze o stosunkowo małej grubości, ale ze względów ekonomicznych (taniach konstrukcjach) z powodzeniem można stosować łopatki wykonane z cenniejszej blachy o określonej strzałce ugięcia;
3. W przypadku uzyskiwania charakterystyk odznaczających się gwałtownym spadkiem sprawności na zakresie statecznej pracy dla wentylatorów, których łopatki kierownicze wykonano postaci wygiętej blachy, lub zbudowanych w oparciu o cienkie profile, należy dokonać analizy pól przepływu w kilku przekrojach łopatek, w celu identyfikacji i eliminacji niewłaściwych struktur przepływu wynikających ze zbyt dużej krzywizny łopatek.

Wnioski z analizy wpływu grubości względnej profilu łopatek wirnikowych

1. Zastosowanie profili o dużej grubości względnej prowadzi do powstania oderwań warstwy przyściennej, w obszarze krawędzi spływu, z punktem separacji przesuwanym się w stronę krawędzi natarcia wraz ze wzrostem grubości względnej;

2. Pojawiające się oderwania silnie wpływają znacząco na spadek osiągniętych wartości sprawności wentylatorów osiowych, w szczególności na uzyskiwane wartości sprawności;
3. Na łopatki wieńców wirnikowych wentylatorów osiowych należy stosować profile o stosunkowo małej grubości względnej, przy czym grubość dobieranego profilu należy przeanalizować w zależności od wpływu liczby łopatek.

Wnioski z analizy wpływu liczby łopatek w wieńcach wirnikowych

1. Liczba łopatek wieńca wirnikowego ma istotny wpływ na osiąganą wartość przyrostu ciśnienia całkowitego w przypadku wentylatorów niskociśnieniowych. W przypadku wentylatorów wysokociśnieniowych liczba łopatek wieńca wirnikowego w znacznie mniejszym stopniu wpływa na wartości uzyskiwanego przyrostu ciśnienia całkowitego. Oznacza to iż takie grupy wentylatorów wymagają nieco innego sposobu projektowania, ale mówiąc ogólnie wpływ liczby łopatek wieńca wirnikowego na charakterystykę sprawności całkowitej, jest ważnym zagadnieniem zarówno dla wentylatorów niskociśnieniowych jak i wentylatorów wysokociśnieniowych;
2. Stosunkowo wysokie poziomy sprawności uzyskuje się dla wieńców wirnikowych wyposażonych w mniejszą liczbę łopatek, przy czym będzie to oznaczało spadek ciśnienia całkowitego;
3. Ze względu na znaczący wpływ liczby łopatek wirnikowych na podstawowe charakterystyki wentylatorów osiowych, w celu uzyskania optymalnej liczby łopatek wieńca wirnikowego, gwarantującej uzyskanie żądanych poziomów przyrostu ciśnienia całkowitego przy akceptowalnym poziomie sprawności, zaleca się wykorzystanie zależności (2.37).

Zastosowanie powyższych zaleceń, w trakcie całego procesu projektowania wentylatorów osiowych, może pozwolić na uzyskanie żądanych poziomów wartości przyrostu ciśnienia całkowitego, minimalizacji niezbędnej do napędu mocy silnika przy stosunkowo wysokich wartościach sprawności w nominalnych punktach pracy.

Należy w tym miejscu podkreślić, że wyniki uzyskane w toku realizacji niniejszej pracy, potwierdziły możliwość skutecznej eliminacji obszarów niewłaściwych struktur przepływu wpływających na sprawność wentylatorów przy wykorzystaniu numerycznej analizy trójwymiarowych pól przepływu czynnika roboczego w kluczowych elementach wentylatorów osiowych.

Reasumując należy powiedzieć iż osiągnięty został cel pracy, a teza pracy została udowodniona. Opracowana metodyka projektowania wentylatorów badania przepływów w kluczowych elementach konstrukcyjnych wentylatorów osiowych oparta na zastosowaniu wstępnym metod analitycznych oraz na wykorzystaniu zaawansowanych metod numerycznych, w analizie pól przepływu przez układy łopatkowe wentylatorów osiowych, pozwala jak widać na uzyskanie dobrej

zgodności z wynikami badań eksperymentalnych. Kluczowe jest tu oczywiście właściwe wykorzystanie zastosowanych tu metod badawczych skutkujące projektowaniem wentylatorów osiowych nowej generacji charakteryzujących się wysokimi poziomami sprawności przy założonych innych ważnych parametrach eksploatacyjnych takich maszyn.

Analiza uzyskanych wyników badań pozwoliła na sformułowanie również innych obszarów kolejnych prac rozwojowych, które mogą przyczynić się do dalszego doskonalenia metodyki projektowania takich maszyn w oparciu o badania pól przepływu czynnika roboczego przez kluczowe elementy wentylatorów osiowych.

Takie prace rozwojowe powinny dotyczyć dwóch obszarów.

Pierwszy z nich to obszar analitycznego projektowania wentylatorów osiowych, gdzie należałoby między innymi rozważyć możliwość opracowania formuły dotyczącej zmian współczynnika strat profilowych, wraz ze zmianą kątów opływu profili w układzie palisadowym wynikającą z układu trójkątów prędkości, co pozwoli na uzyskanie charakterystyk teoretycznych bliższych charakterystykom doświadczalnym.

Drugi obszar to obszar numerycznych symulacji przepływu gdzie warto takie symulacje numeryczne pól przepływu wykonać np. z uwzględnieniem średniej rzeczywistej chropowatości kanału przepływowego oraz łopatek (wynikającej z zastosowanej technologii produkcji) oraz z wariantem uwzględnienia kształtu osłony silnika elektrycznego, co wpłynie na osiągnięcie rezultatów dla rzeczywistej konstrukcji urządzenia.

Literatura

- [1] Abbot I. H., Von Doenhoff A. E., *Theory of wing sections: Including a Summary of Airfoil Data*, Dover Publications INC, New York, 1959
- [2] Aktürk A., Camci C., *Axial flow fan tip leakage flow control using tip platform extensions*, ASME, Vol. 132, May, 2010
- [3] Ansys Fluent 12.0, *User's Guide*, Kwiecień, 2009
- [4] ANSYS Fluent, *Meshing User's Guide*, Release 15.0, Listopad, 2013
- [5] ANSYS Fluent, *Theory Guide*, Release 15.0, Listopad, 2013
- [6] Asli M., Gholamali B. M., Tousi A. M., *Numerical analysis of wind turbine airfoil aerodynamic performance with leading edge bump*, Hindawi Publishing Corporation, Mathematical Problems in Engineering, Volume 2015, Article ID 493253, 8 pages, 2015
- [7] Bamberger K., Carolus T., *Optimization of axial fans with highly swept blades with respect to losses and noise reduction*, FAN 2012 Senlis (France) ,18-20 April, 2012
- [8] Beskales S. A., Samir S. Ayad S. S, M. G. Higazy M. G., Abdellatif O. E., *The effect of tip end-blade geometry on the axial fans performance*, Proceedings of ICFD11: Eleventh International Conference of Fluid Dynamics, Alexandria, Egypt, December 19-21, 2013
- [9] Bukowski J., *Mechanika Płynów*, PWN, Warszawa, 1959
- [10] Čantrak D.S., Janković N.Z., Nedeljković M.S., Lečić M.R., *Stereo PIV And LDA Measurements At The Axial Fan Outlet*, 15th International Symposium on Flow Visualization, Mińsk, Czerwiec 2012.
- [11] Čarija Z., Marušić E., Novak Z., Fućak S., *Numerical analysis of aerodynamic characteristics of a bumped leading edge turbine blade*, Engineering Review Vol. 34, Issue 2, pp. 93-101, 2014.
- [12] Castegnaro S., *Effects of NACA 65-blade's trailing edge modifications on the performance of a low-speed tube-axial fan*, Energy Procedia vol. 82, pp. 965 – 970, 2015
- [13] Chang H., Zhao W., Jin D., Peng Z., Gui X., *Numerical investigation of base-setting of stator's stagger angles for a 15-stage axial-flow compressor*, Journal Of Thermal Science vol. 23, no.1, pp. 36–44, 2014
- [14] Charkiewicz M., Romański L., *Wpływ konfuzora na moc silowni wiatrowej umieszczonej w obudowie rurowej*, Inżynieria Rolnicza, 4(102), 2008
- [15] Chlebny B., Sobieraj W., Wrzesień S., *Mechanika płynów*, Wojskowa Akademia Techniczna, Warszawa, 2003
- [16] Chunxi L., Xinying L., Pengmin L., Xuemin Y., *Numerical investigation of impeller trimming effect on performance of an axial flow fan*, Energy vol 75, pp. 534 – 548, 2014
- [17] Corsini A., Delibra G., Sheard A. G., *On the Role of Leading-Edge Bumps in the Control of Stall Onset in Axial Fan Blades*, Journal of Fluids Engineering, Volume 135, Issue 8, 9 pages, 2013
- [18] Dziubek T., Oleksy M., *Zastosowanie systemu optycznego ATOS II w technikach szybkiego prototypowania modeli kół zębatych otrzymywanych na bazie żywicy epoksydowej*, Polimery, nr 1, 44, 2017.
- [19] Elhadi E. E., Keqi W., *Numerical simulation and modification of 3D flow phenomena in an axial flow fan*, Task Quarterly, No 2, pp. 199 – 213, 2003

- [20] Emery J. C., Herrig L. J., Erwin J. R., Felix A. R., *Systematic two-dimensional cascade tests of NACA 65-series compressor blades at low speed*, NACA Technical Report 1368, Langley Field, VA, USA, 1958
- [21] Ferziger J. H., *Numerical methods for engineering application – 2en ed*, John Wiley&Sons INC., New York, 1998,
- [22] Fortuna S., *Wentylatory. Podstawy teoretyczne, zagadnienia konstrukcyjno – eksploatacyjne i zastosowanie*, Techwent, Kraków, 1999
- [23] Frant M., *Numeryczna analiza aerodynamiki złożonych obiektów metodą objętości skończonych*, Rozprawa Doktorska, WAT, Warszawa, 2009.
- [24] Gajewski T., Lesikiewicz A., Szczeciński S., Szymanik R., *Maszyny przepływowe*, Wydział Wydawniczy WAT, Warszawa, 1968
- [25] Goroszczenko B., *Aerodynamika szybkich samolotów*, PWN, Warszawa, 1953
- [26] Gryboś R., *Podstawy mechaniki płynów. Część 2*, PWN, Warszawa 1998.
- [27] Gullberg, P., Löfdahl L., Nilsson P., Adelman S., *A correction method for stationary fan CFD MRF models*, SAE Technical Paper 2009-01-0178, 2009
- [28] Introductory Fluent Notes, *Fluent v6.0*, Styczeń, 2002.
- [29] Jakubowski M., Sterczyńska M., Dresner J., *Bezkontaktowa technika pomiaru PIV*, Przemysł Spożywczy, tom 67, Luty, 2013
- [30] Kazimierski Z., *Podstawy mechaniki płynów i metod komputerowej symulacji przepływów*, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź, 2004
- [31] Kruyt N.P., Pennings P.C., Faasen R., *Optimisation of efficiency of axial fans*, 12th European Fluid Machinery Congress, Cambridge, pp. 13 – 20, 2014
- [32] Kuczewski S., *Wentylatory*, WNT, Warszawa, 1978
- [33] Kumawat H., *Modeling and simulation of axial fan using CFD*, International Journal of Electronics and Communication Engineering vol 1, No:11, 2014
- [34] Majcher M., Wrzesień S., Frant M., Omen Ł., *A Numerical Investigation into the Effect of Blade Trailing-Edge Thickness on the Performance of Axial Fans*, Problemy mechatroniki. Uzbrojenie, lotnictwo, inżynieria bezpieczeństwa, tom: 9 (4), str: 71-84, 2018
- [35] Majcher M., sprawozdanie z projektu badawczego nr UOD-DEM-1-407/001, *Opracowanie algorytmu i wykonanie wstępnych projektów gazodynamicznych wirników wentylatorów z wykorzystaniem analitycznych obliczeń aerodynamicznych palisad prostoliniowych wentylatora odpylacza tkaninowego z mechanicznym systemem regeneracji filtrów o założonych parametrach.*
- [36] Majcher M., sprawozdanie z projektu badawczego nr UOD-DEM-1-407/001, *Wykonanie końcowych projektów gazodynamicznych wirników wentylatorów (z wykorzystaniem analitycznych obliczeń aerodynamicznych i analizy wyników jakościowych) palisad prostoliniowych wentylatora odpylacza tkaninowego z mechanicznym systemem regeneracji filtrów o założonych parametrach z uwzględnieniem oszacowań numerycznych współczynników profili palisadowych.*
- [37] Majcher M., sprawozdanie z projektu badawczego nr UOD-DEM-1-407/001, *Opracowanie koncepcji pomiarów ilościowych wirników przewidzianych do badań doświadczalnych na bazie analizy etapu wstępnych projektów gazodynamicznych wirnika wentylatora odpylacza tkaninowego. Wykonanie projektu końcowego stanowiska z pełnym opracowaniem dokumentacji umożliwiającej sporządzenie dokumentacji przetargowej. Wykonanie projektu wstępnego systemu pomiarów na stanowisku doświadczalnych badań wirników*

wentylatorów. Opracowanie wstępnej metodyki badań i akwizycji wyników badań na ukompletowanym na potrzeby projektu stanowisku badawczym.

- [38] Majcher M., sprawozdanie z projektu badawczego nr UOD-DEM-1-407/001, *Zestawienie i weryfikacja podstawowych parametrów użytkowanych obecnie wentylatorów lutniowych. Opracowanie propozycji zmian konstrukcyjnych.*
- [39] Majcher M., sprawozdanie z projektu badawczego nr UOD-DEM-1-407/001, *Obliczenia numeryczne wieńca wirnikowego klasy OTK dla pogrubionej do 3 mm krawędzi spływu w niezbędnej liczbie wariantów krawędzi spływu (w tym krawędź prosta oraz krawędź o odpowiednim promieniu zaokrąglenia). Wykonanie i analiza wyników obliczeń trójwymiarowego układu łopatka – kierownica wentylatora klasy 650 z wykorzystaniem modelowania multiple reference frame w pakiecie ANSYS Fluent.*
- [40] Majcher M., Wrzesień S., Frant M., *The Impact of Mesh Quality and Mesh Adaptation on the Results of Numerical Solution of the Axial Fans*, NAFEMS World Congress, San Diego, USA, 2015
- [41] Mathew S., Visavale G., Mali V., *CFD Analysis of a Heat Collector Element in a Solar Parabolic Trough Collector*, International Conference on Applications of Renewable and Sustainable Energy for Industry and Society, Hajdarabad, Indie, 2010
- [42] Modi J., Kureshi I., Bariya H., Bharwad S., Mandavia K., *Optimization and Fabrication of Axial Fan*, International Journal on Recent Technologies in Mechanical and Electrical Engineering (IJRMEE), Volume: 3, Issue: 5, May, 2016
- [43] Moukalled F., Mangani L., Darwish M., *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics. An Advanced Introduction with OpenFOAM® and Matlab®*, Springer, Cham, 2016
- [44] O'Halloran S., Kumar V., Hannukainen P., Makkonen P., Kroesser M., Meyer L., *Fan modeling validation using CFD*, NAFEMS World Congress, San Diego, USA, 2015
- [45] Polska Norma, *PN-EN ISO 5801:2008 Wentylatory przemysłowe – Badanie charakterystyk działania na stanowiskach znormalizowanych*, PKN, Warszawa, 2008
- [46] Prosnak W. J., *Mechanika płynów. Tom 1*, PWN, Warszawa, 1970
- [47] Prust H., Helon R., *Effect of Trailing-Edge geometry and Thickness on the Performance of Certain Turbine Stator Blading*, NASA Technical Note D-6637, Cleveland, Ohio 44153, 1972.
- [48] Romański L., *Analiza pracy modelu wolnoobrotowej siłowni wiatrowej umieszczonej w konfuzorze*, Inżynieria Rolnicza, 2(120), 2010
- [49] Rościszewski J., *Aerodynamika stosowana*, Wydawnictwo MON, Warszawa, 1957
- [50] Rozporządzenie Komisji Unii Europejskiej nr 327/2011 z dnia 30 marca 2011
- [51] Sahili A., Zogheib B., Barron R. M., *3-D modeling of axial fans*, Applied Mathematics, No 4, pp. 632 – 651, 2013
- [52] Sobieraj W., *Aerodynamika*, WAT, Warszawa, 2014
- [53] Syed N. D., Shafiq R. Q., Malik M. I., Salah U. K., Muhammad M. S., El-Leathy A., Al-Ansary H., Mingshan W., *Effect of tip clearance and rotor–stator axial gap on the efficiency of a multistage compressor*, Applied Thermal Engineering vol. 99, pp. 988–995, 2015

- [54] Śródka W., *Trzy lekcje metody elementów skończonych. Materiały pomocnicze do przedmiotu wytrzymałość materiałów*, Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2004
- [55] Świryczuk J., *Opis przepływu przez palisadę profilów umożliwiający analizę lokalnych zaburzeń wirowych*, Prace Instytutu Maszyn Przepływowych, zeszyt 96, Gdańsk, 1993
- [56] Tannehill J. C., Anderson D. A., Pletcher R. H., *Computational fluid mechanics and heat transfer. Second edition*, Taylor&Francis, Philadelphia, 1997.
- [57] Terzis A., Zachos P. K., Charnley B., Kalfas A. I., *On the applicability of oil and dye flow visualization technique during the design phase of test rigs*, Journal of Flow Visualization and Image Processing, Styczeń, 2011.
- [58] Tkaczyk M., Zabłocki W., *Comparison of numeric applied methods in commercial computational programs on example of flow of air in inlet track of combustion's engine*, Journal of KONES Internal Combustion Engines, vol. 12, 3-4, 2005
- [59] Tuliszka E., *Sprężarki, dmuchawy i wentylatory*, WNT, Warszawa, 1976
- [60] Vos R., Farokhi S., *Introduction to Transonic Aerodynamics*, Springer, Dordrecht, 2015
- [61] Walczak J., *Inżynierska mechanika płynów*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 2012
- [62] Wang Q., Hess M., Matyschok B., Pelz P., *Simulation Of The Flow And Acoustic Field Of A Fan*, Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'09) The 14th International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapeszt, Węgry, 9-12 Września, 2009.
- [63] Wen J., He H., *Numerical simulation and analysis of three dimensional flow field of a counter-rotating fan with various angles*, International Journal of Control and Automation, Vol. 6, No. 6, pp. 127 – 138, 2013
- [64] Węgrzyn-Skrzypczak E., Skrzypczak T., *Modelowanie przepływów cieczy z wykorzystaniem metody elementów skończonych*, Scientific Research of the Institute of Mathematics and Computer Science, Volume 1, Issue 1, pages 227-233, 2002
- [65] Witkowski A., *Sprężarki wirnikowe. Teoria, konstrukcja, eksploatacja*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2013.
- [66] Wright T., *Fluid machinery: performance, analysis and design*, CRC Press, Florida, 1999.
- [67] Wrzesień S., Frant M., Majcher M., *Numeryczna analiza charakterystyk wentylatora osiowego*, Mechanik, nr 7/2018, strony 606-608, 2018.
- [68] Wrzesień S., *Numeryczna analiza właściwości aerodynamicznych profili oraz ciał obrotowych w ściślim opływie gazem lepkiem przewodzącym ciepło*, rozprawa habilitacyjna, WAT, Warszawa, 2003
- [69] Xuemin Y., Pengmin L., Chunxi L., Xueliang D., *Numerical investigation of blade tip grooving effect on performance and dynamics of an axial flow fan*, Energy vol. 82, pp. 556 – 569, 2015
- [70] Yang L., Ouyang Hua O., Zhao-Hui D., *Optimization design and experimental study of low-pressure axial fan with forward-skewed blades*, International Journal of Rotating Machinery, 10 pages, 2007
- [71] Zienkiewicz O. C., *Metoda elementów skończonych*, Arkady, Warszawa, 1972.
- [72] Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., *The finite element method – Fifth edition. Volume 1: The Basis*, Butterworth – Heinemann, 2000

Strony internetowe

[73] http://www.multi-wing.pl/pdf/datasheets_pl/typ_z.pdf

[74] <http://www.novovent.com/assets/files/pdf/descargas/eng/Winder-erp2015-2013-12pag-Novivent.pdf>

[75] <http://www.teoriapola.pl/download/Numeryczne.pdf>