



**POLITECHNIKA KRAKOWSKA**

im. Tadeusza Kościuszki

Wydział Mechaniczny

Instytut Aparatury Przemysłowej i Energetyki

Monika Chmielowiec – Jabłczyk

**WYZNACZANIE CHARAKTERYSTYK AERODYNAMICZNYCH  
WENTYLATORÓW POPRZECZNYCH ZA POMOCĄ  
NUMERYCZNEJ SYMULACJI PRZEPŁYWU**

Rozprawa doktorska

Promotor: dr hab. inż. Jolanta Stacharska – Targosz, prof. PK

**Kraków 2008**



*Pragnę bardzo gorąco podziękować Promotorowi Pani Prof. dr hab. inż. Jolancie Stacharskiej-Targosz za cenne uwagi, cierpliwość i wyrozumiałość okazaną mi w trakcie powstawania niniejszej pracy. Ponadto pragnę podziękować Panom: dr inż. Bogdanowi Stolarskiemu i mgr inż. Andrzejowi Czerwińskiemu za współpracę, sugestie i konsultacje oraz wszystkim, którzy okazali mi życzliwość i pomoc.*

# SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń	5
1. Wprowadzenie	7
1.1. Budowa wentylatora poprzecznego	9
1.2. Wielkości wymiarowe i bezwymiarowe charakteryzujące pracę wentylatora poprzecznego	12
1.3. Zastosowanie wentylatorów poprzecznych	15
2. Cel, zakres i teza pracy	19
3. Badania struktury pola przepływu oraz charakterystyk pracy wentylatorów poprzecznych w świetle literatury	21
3.1. Badania teoretyczne – wybrane modele analityczne	21
3.2. Badania doświadczalne	24
3.3. Symulacje numeryczne przepływu płynu w wentylatorze poprzecznym	28
3.3.1. Analiza struktury przepływu – ocena jakościowa	28
3.3.2. Charakterystyki aerodynamiczne – badania ilościowe	32
4. Symulacje komputerowe przepływu płynu w wentylatorze poprzecznym	37
4.1. Podstawowe równania dynamiki gazów	37
4.2. Charakterystyka zastosowanych metod – elementów skończonych (FEM) i objętości skończonych (FVM)	40
4.3. Modele numeryczne wentylatora poprzecznego	43
5. Analiza wstępnych obliczeń numerycznych przepływu w wentylatorze poprzecznym	49
6. Numeryczne wyznaczanie charakterystyk wentylatora poprzecznego metodą objętości skończonych	57
6.1. Wstępne badania weryfikacyjne charakterystyk aerodynamicznych wentylatora poprzecznego	57
6.2. Wpływ częstości obrotów wirnika na charakterystyki aerodynamiczne wentylatora poprzecznego	60
6.3. Porównanie badań numerycznych z rezultatami eksperymentalnymi	69
6.4. Analityczne wyznaczanie charakterystyk aerodynamicznych wentylatora poprzecznego	74

6.5. Krytyczna liczba Reynoldsa	78
6.5. Ocena wpływu wybranych parametrów przepływu na charakterystyki aerodynamiczne wentylatora poprzecznego	82
6.5.1. Wpływ zmiany częstości obrotów wirnika na strukturę przepływu	82
6.5.2. Wpływ dławienia na strukturę przepływu	84
7. Wykorzystanie metody statystycznej test $\lambda^2$ do oceny zgodności wyników uzyskanych numerycznie i doświadczalnie	88
8. Wyznaczanie charakterystyk wentylatora poprzecznego z łopatką wewnętrzną za pomocą symulacji komputerowych	93
8.1. Wpływ zmiany położenia kąтового łopatki wewnętrznej na strukturę przepływu płynu	95
8.2. Charakterystyki aerodynamiczne wentylatora poprzecznego z łopatką wewnętrzną	101
9. Rozkład prędkości w strefie wylotowej wentylatora poprzecznego	105
9.1. Wpływ wybranych parametrów na rozkład prędkości	108
10. Analiza poziomu hałasu generowanego przez wentylator poprzeczny	114
10.1. Badania hałasu generowanego przez wentylator poprzeczny	114
10.2. Podstawowe wielkości charakteryzujące hałas	117
10.3. Wpływ wybranych parametrów na poziom ciśnienia dźwięku w wentylatorze poprzecznym	121
10.4. Porównanie badań numerycznych i doświadczalnych identyfikowanych zjawisk akustycznych w wentylatorze poprzecznym	127
Podsumowanie i wnioski przyszłościowe	133
Literatura	135



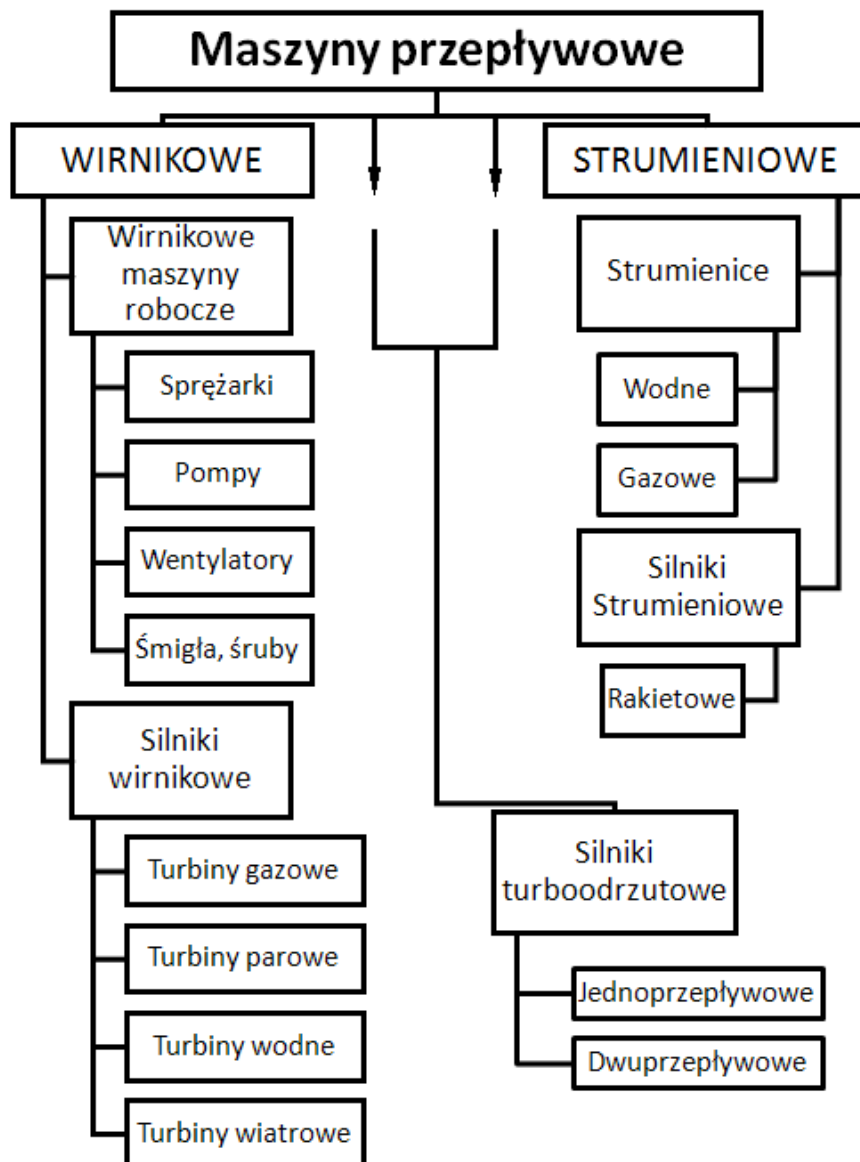
## Wykaz ważniejszych oznaczeń

A	$m^2$	- przekrój poprzeczny
B	m	- odsunięcie obudowy usztywniającej wir od osi wirnika
BPF	$s^{-1}$	- częstotliwość pracy łopatek
c	m	- cięciwa łopatki
$D_1$	m	- średnica wewnętrzna wirnika
$D_2$	m	- średnica zewnętrzna wirnika
E	m	- szczelina pomiędzy obudową usztywniającą wir a zewnętrznym obwodem wirnika
$E_2$	m	- szczelina pomiędzy rozwinięciem obudowy prowadzącej a zewnętrznym obwodem wirnika
e	$kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$	- energia wewnętrzna
F	$kg \cdot m \cdot s^{-2}$	- siły zewnętrzne
H	m	- wysokość kanału wylotowego
$I_U$	$kg \cdot s^{-3}$	- umowna intensywność progowa
k	$m^2 \cdot s^{-2}$	- kinetyczna energia turbulencji
L	m	- długość wirnika
$L_1$	dB	- poziom natężenia dźwięku
$L_N$	dB	- poziom mocy akustycznej
$L_p$	dB	- poziom ciśnienia dźwięku
m	kg	- masa cząstki płynu
n	$s^{-1}$	- częstość obrotów
$N_u$	$kg \cdot m^2 \cdot s^{-3}$	- umowna moc akustyczna
P	$kg \cdot m^2 \cdot s^{-3}$	- moc napędowa
$p_b$	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-3}$	- ciśnienie atmosferyczne
$p_d$	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-2}$	- ciśnienie dynamiczne
Re		- liczba Reynoldsa
S	$m^2$	- pole powierzchni
t	s	- czas
$u_2$	$m \cdot s^{-1}$	- prędkość obwodowa
v	$m \cdot s^{-1}$	- prędkość lokalna
V	$m^3$	- objętość
$\dot{V}$	$m^3 \cdot s^{-1}$	- strumień objętości
Z		- liczba łopatek
$\alpha$	°	- kąt położenia łopatki wewnętrznej

$\alpha$		- poziom istotności
$\beta_1$	$^\circ$	- wewnętrzny kąt łopatki
$\beta_2$	$^\circ$	- zewnętrzny kąt łopatki
$\Delta p_c$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$	- ciśnienie całkowite
$\Delta p_s$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-2}$	- ciśnienie statyczne
$\varepsilon$	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-3}$	- prędkość dyssypacji kinetycznej energii turbulencji
$\delta$	$^\circ$	- kąt obwodowy obudowy prowadzącej
$\eta_c$		- sprawność całkowita
$\eta_s$		- sprawność statyczna
$\lambda$		- wskaźnik mocy
$\mu$	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$	- lepkość dynamiczna
$\nu$		- liczba stopni swobody
$\Pi$	$\text{kg}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$	- tensor naprężeń
$\rho$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	- gęstość płynu
$\varphi$		- wskaźnik przepływu
$\psi_c$		- wskaźnik ciśnienia całkowitego
$\psi_s$		- wskaźnik ciśnienia statycznego

# 1. Wprowadzenie

Maszynami przepływowymi są wszystkie urządzenia, w których medium robocze zwiększa lub zmniejsza swój potencjał energetyczny w następstwie dynamicznego oddziaływania z nieruchomymi i wirującymi elementami, Chmielniak (1997). Biorąc pod uwagę powyższą definicję maszyny przepływowe dzieli się na: maszyny przepływowe robocze (wzrost energii płynu) oraz silniki (spadek energii płynu). Na rys. 1 zamieszczono podział pozwalający na umiejscowienie wentylatorów w rodzinie maszyn przepływowych jako wirnikowych maszyn roboczych.



Rys. 1. Podział maszyn przepływowych, Chmielniak (1997)

Praca wentylatorów polega na transportowaniu powietrza z pomieszczeń do otoczenia lub odwrotnie, a także innych gazów, wytwarzanych przez urządzenia technologiczne, za pośrednictwem przewodów, Fortuna (1999). Przekazanie energii niezbędnej do pokonania oporów przepływu odbywa się w podstawowej części wentylatora – wirniku.

Charakterystyczną cechą wentylatorów jest możliwość wytwarzania przyrostów ciśnienia różnej wartości, które w funkcji strumienia objętości tworzą krzywą dławienia nazywaną również w literaturze charakterystyką.

W zależności od wytwarzanego ciśnienia końcowego wentylatory można podzielić na:

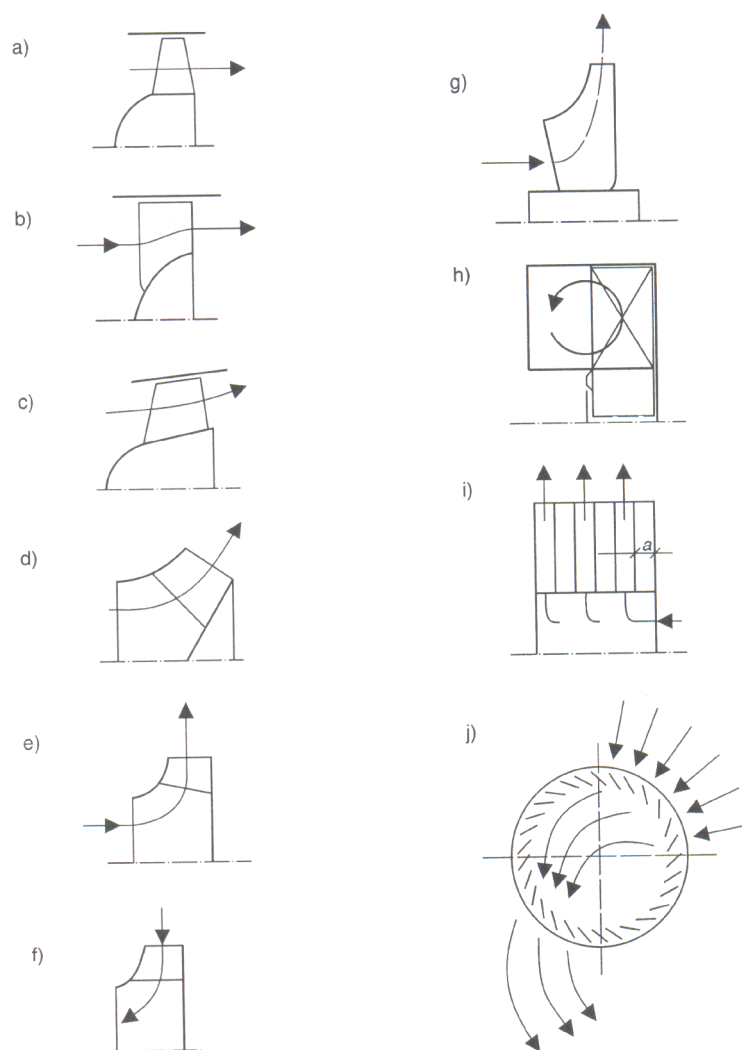
- niskoprężne o ciśnieniu końcowym do 720 Pa
- średnioprężne o ciśnieniu końcowym od 720 Pa do 3600 Pa
- wysokoprężne o ciśnieniu końcowym od 3600 Pa do 30 000 Pa, Witkowski (2004).

W literaturze przedmiotowej prezentowane są różne podziały wentylatorów zależne od przyjętego kryterium, którym może być:

- *sposób zabudowy wentylatora w instalacji*: ssące, ssąco-tłoczące, tłoczące,
- *zastosowanie*: ogólnego i specjalnego przeznaczenia, do transportu pneumatycznego, morskie, przeciwwybuchowe, do transportu substancji chemicznie aktywnych wykonywane z tworzyw sztucznych, kopalnianie, itp.
- *wielkość wytwarzanego spiętrzenia*: niskociśnieniowe, średniociśnieniowe, wysokociśnieniowe,
- *rodzaj stosowanego napędu*,
- *rodzaj regulacji wydajności*,
- *sposób zasysania czynnika*,
- *liczba wirników w wentylatorze*.

Ze względu na kierunek przepływu płynu przez wirnik w przekroju merydionalnym (rys. 2) wyróżnia się następujące typy wentylatorów:

- osiowe,
- diagonalne,
- promieniowe,
- osiowo-promieniowe,
- peryferyjne,
- tarczowe,
- poprzeczne.



a. osiowy, b. osiowy z przyspieszeniem merydionalnym, c. półosiowy, d. półpromieniowy, e. promieniowy odśrodkowy, f. promieniowy dośrodkowy, g. osiowo-promieniowy, h. peryferyalny, i. promieniowy tarczowy, j. poprzeczny.

Rys. 2. Kierunki przepływu płynu przez wieńce wentylatorów, Fortuna (1999)

## 1.1. Budowa wentylatora poprzecznego

Pierwsza konstrukcja wentylatora poprzecznego została zaprojektowana i opatentowana w 1892 roku przez francuskiego inżyniera Paula Mortier'a, w celu wykorzystania w systemie wentylacji kopalni. Skonstruowany wentylator posiadał dwie wąskie szczeliny: jedną pomiędzy elementem prowadzącym strumień a wirnikiem i drugą

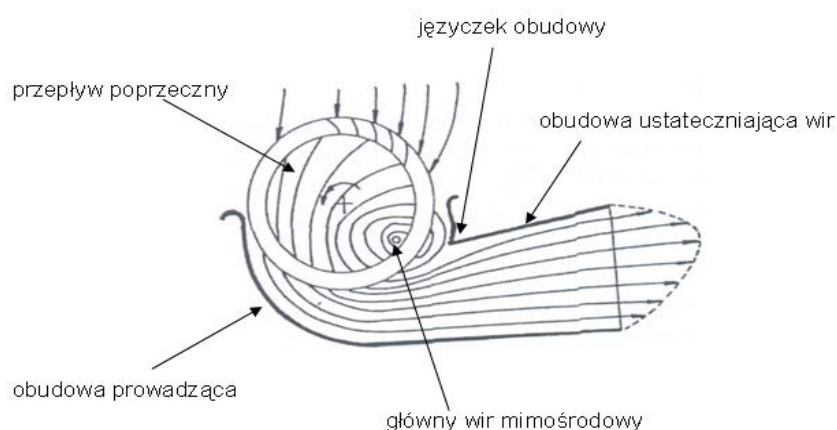
na dużym kącie opasania koła wirnikowego, co miało zapobiegać zjawisku przepływu powrotnego od strefy ssania wirnika.

Zmiana częstości obrotów realizowana w przedziale  $n = 3.33 \div 5 \text{ s}^{-1}$  umożliwia uzyskiwanie strumieni objętości w zakresie  $\dot{V} = 0.83 \div 1.66 \text{ m}^3/\text{s}$ .

Po blisko czterdziestu latach wentylator poprzeczny znalazł zastosowanie w urządzeniach przeznaczonych do suszenia ziarna, Dalin (1929), a kolejne modernizowane rozwiązania konstrukcyjne umożliwiły wykorzystanie wentylatorów poprzecznych, m. in. w przemysłowych nagrzewnicach powietrza, Anderson (1929-32).

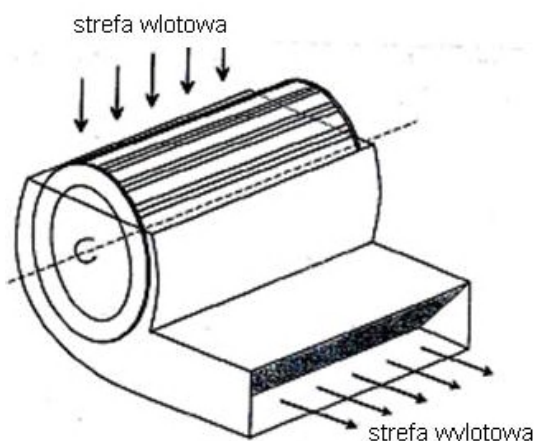
Nazwa wentylatora poprzecznego (*ang. cross flow fan*) ma swoje źródło w charakterze przepływu płynu przez wnętrze tej maszyny przepływowej. Strumień płynu dopływa do wnętrza wirnika częścią obwodu przecinając ułopatkowanie w strefie wlotowej (ssania), przepływa poprzecznie do osi wirnika, a następnie ponownie przecinając ułopatkowany wirnik wypływa do strefy wylotowej (tłoczenia). Podczas dwukrotnego przejścia strumienia przez wieniec łopatkowy występują dwa stopnie sprężenia, stąd wentylator poprzeczny zaliczany jest do grupy maszyn przepływowych dwustopniowych. Dwukrotny przepływ płynu przez wieniec łopatkowy pozwala na uzyskiwanie wyższych bezwymiarowych wskaźników spiętrzenia w tego typu wentylatorach w porównaniu z wentylatorami osiowymi czy promieniowymi o tych samych średnicach wirników i badanych przy takich samych częstościach obrotów.

W obszarze wnętrza wentylatora poprzecznego wyróżnia się trzy zasadnicze strefy przepływowe: wlotową, wnętrza wirnika oraz wylotową. Charakterystyczna dla wnętrza wirnika struktura składa się z: przepływu poprzecznego i wiru głównego umiejscowionego mimośrodowo w stosunku do osi wirnika, rys. 3.



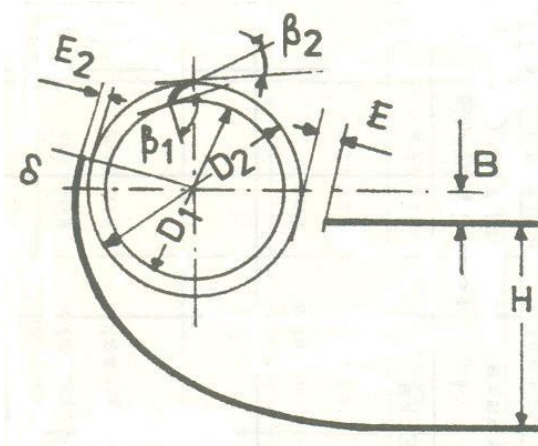
Rys. 3. Model przepływu wentylatora poprzecznego, Moon i in. (2003)

Wentylator poprzeczny składa się z cylindrycznego ułopatkowanego wirnika, zamkniętego płaskimi tarczami, prostopadłymi do osi oraz wyprofilowanej obudowy rozciągającej się na całej jego długości. Łopatki zakrzywione do przodu w kierunku obrotu wirnika rozmieszczone są obwodowo, zamontowane równoległe do osi, tworząc kanały międzyłopatkowe, przez które jednocześnie wpływa i wypływa płyn, rys. 4.



Rys. 4. Wentylator poprzeczny, Bert i in. (1996)

Ze względu na brak odpowiedniej procedury projektowania wentylatorów poprzecznych, nowe konstrukcje powstawały w oparciu o rezultaty badań eksperymentalnych, których celem było między innymi uzyskanie odpowiedniego kształtu obudowy prowadzącej. Zagadnienie odpowiedniego doboru parametrów geometrycznych wentylatora poprzecznego nie jest zadaniem łatwym z uwagi na korelacje pomiędzy poszczególnymi wielkościami. W wyniku szeregu prowadzonych prac opracowano dopuszczalne zakresy wartości poszczególnych parametrów geometrycznych, rys. 5.



$$D_1 / D_2 = 0.7 \div 0.8, B / D_2 = 0.25 \div 0.3, E / D_2 = 0.03 \div 0.05, E_2 / D_2 = 0.09 \div 0.125,$$

$$H / D_2 = 0.8, \beta_1 = 70^\circ \div 90^\circ, \beta_2 = 25^\circ \div 35^\circ, \delta = 20^\circ$$

Rys. 5. Parametry geometryczne wentylatora poprzecznego, Stacharska -Targosz (1991)

## 1.2. Wielkości wymiarowe i bezwymiarowe charakteryzujące pracę wentylatora poprzecznego

Pracę wentylatora poprzecznego charakteryzują następujące wielkości wymiarowe:

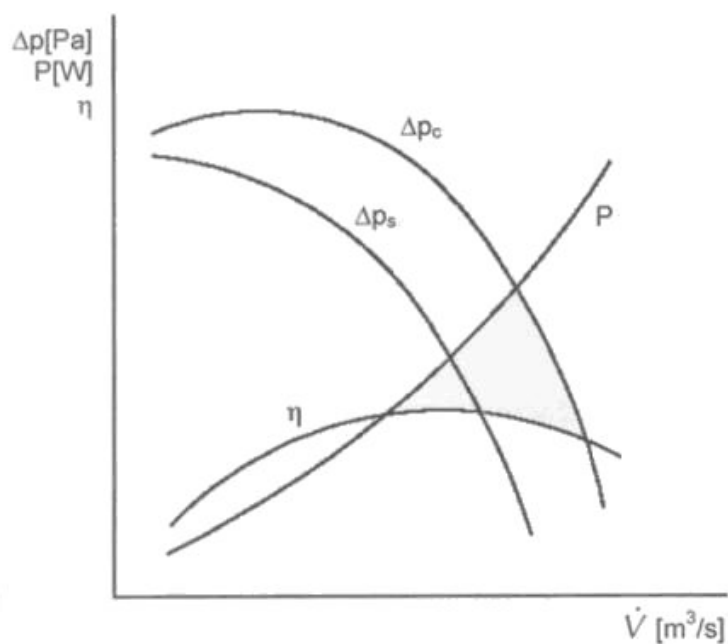
- strumień objętości  $\dot{V}$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] wytwarzany przez wentylator mierzony zgodnie z normą PN-EN ISO 5167-1 : 2000,
- spiętrzenie  $\Delta p$  [Pa], będące różnicą uśrednionych po przekroju ciśnień mierzonych w strefie wlotowej i wylotowej wentylatora,
- moc napędowa  $P$  [W] dostarczana z zewnątrz i mierzona na wale wentylatora.

Głównymi wymiarowymi charakterystykami pracy wentylatora są krzywe zależności:

- spiętrzenia statycznego  $\Delta p_s = f(\dot{V})$  i całkowitego  $\Delta p_c = f(\dot{V})$ ,
- sprawności statycznej  $\eta_s = f(\dot{V})$  i całkowitej  $\eta_c = f(\dot{V})$  oraz
- mocy  $P = f(\dot{V})$

w funkcji strumienia objętości  $\dot{V}$ , badane przy ustalonej częstotliwości obrotów wirnika  $n = \text{const}$ .

Przykładowe wymiarowe charakterystyki zamieszczono na rys. 6.



Rys. 6. Wymiarowe charakterystyki pracy wentylatora



Wprowadzając wskaźniki bezwymiarowe definiowane w następujący sposób, Stacharska – Targosz (1991):

- wskaźnik przepływu

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{D_2 L u_2} \quad (1)$$

- wskaźnik spiętrzenia całkowitego

$$\psi_c = \frac{2\Delta p_c}{\rho u_2^2} \quad (2)$$

- wskaźnik spiętrzenia statycznego

$$\psi_s = \frac{2\Delta p_s}{\rho u_2^2} \quad (3)$$

- wskaźnik mocy

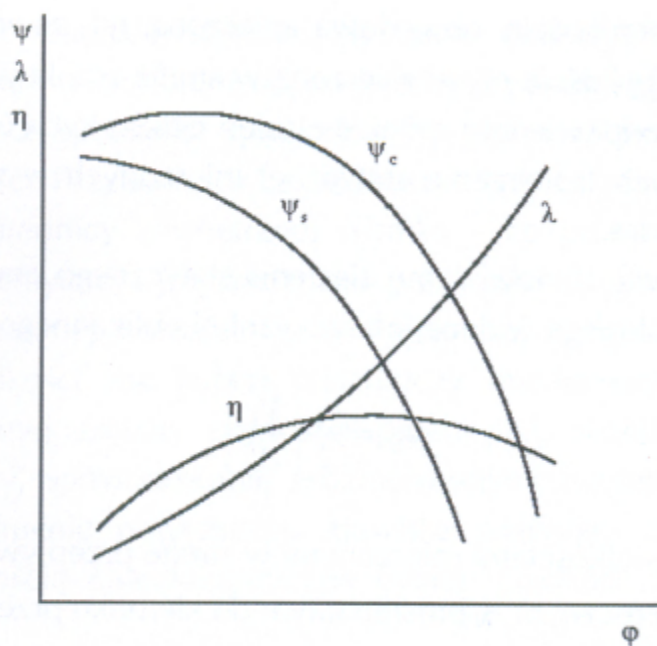
$$\lambda = \frac{2P}{D_2 L \rho u_2^3} \quad (4)$$

gdzie:  $u_2 = \pi D_2 n$  – jest prędkością obwodową mierzoną na zewnętrznej średnicy wirnika  $D_2$ ,  $\rho$  - gęstością płynu mierzoną w strefie ssania wentylatora,  $\Delta p_c$  i  $\Delta p_s$  oznaczają odpowiednio spiętrzenie całkowite i statyczne, będące różnicami uśrednionych wartości ciśnienia całkowitego i statycznego mierzonych odpowiednio w strefach: tłoczenia i ssania wentylatora, charakterystyki wymiarowe można przedstawić w formie bezwymiarowej.

W literaturze przedmiotu wyniki badań wentylatorów poprzecznych często prezentowane są w formie charakterystyk bezwymiarowych:

- wskaźnika spiętrzenia statycznego w funkcji wskaźnika przepływu  $\psi_s = f(\varphi)$ ,
- wskaźnika spiętrzenia całkowitego w funkcji wskaźnika przepływu  $\psi_c = f(\varphi)$ ,
- sprawności statycznej w funkcji wskaźnika przepływu  $\eta_s = f(\varphi)$ ,
- sprawności całkowitej w funkcji wskaźnika przepływu  $\eta_c = f(\varphi)$ ,
- wskaźnika mocy w funkcji wskaźnika przepływu  $\lambda = f(\varphi)$ ,

umożliwiających porównywanie rezultatów uzyskanych dla wentylatorów poprzecznych różniących się geometrią, rys.7.



Rys. 7. Bezwymiarowe charakterystyki pracy wentylatora

Ciśnienie całkowite określane jest jako suma mierzonego ciśnienia statycznego oraz dynamicznego  $p_d$  uśrednionego w danej płaszczyźnie, a obliczanego według wzoru:

$$p_d = \frac{\rho_i}{2} \left( \frac{\dot{V}_i}{A_i} \right)^2 \quad (5)$$

gdzie:  $\rho_i$ ,  $\dot{V}_i$  - odpowiednio oznaczają gęstość i strumień objętości mierzone w strefie przepływowej wentylatora o przekroju poprzecznym  $A_i$  prostopadłym do kierunku przepływu strugi.

Sprawność wentylatora  $\eta$  wyrażona jest poprzez stosunek mocy użytecznej  $P_u = \Delta p \dot{V}$  pobieranej przez wentylator do całkowitej mocy  $P$  potrzebnej do napędu wirnika wentylatora, sprawność statyczna obliczana jest za pomocą wzoru uwzględniającego spiętrzenie statyczne:

$$\eta_s = \frac{\Delta p_s \dot{V}}{P} \quad (6)$$

a sprawność całkowita – spiętrzenie całkowite będące różnicą ciśnień całkowitych, Kuczewski (1978):

$$\eta_c = \frac{\Delta p_c \dot{V}}{P} \quad (7)$$

### 1.3. Zastosowanie wentylatorów poprzecznych

Zastosowanie wentylatorów poprzecznych ściśle związane jest z wykorzystaniem zalet tego typu maszyn przepływowych, do których należą:

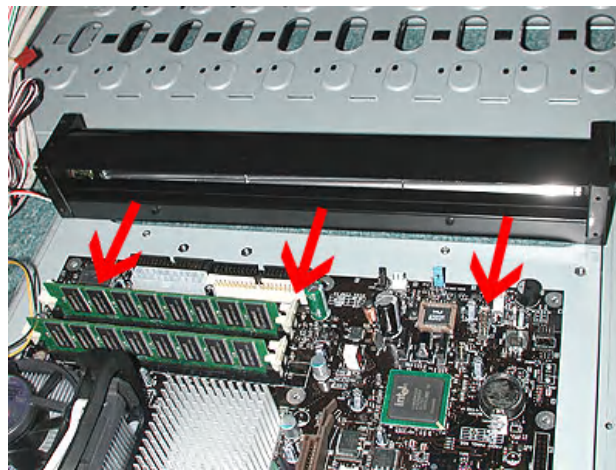
- możliwość uzyskiwania wysokich wartości wskaźników spiętrzenia i przepływu w porównaniu z wentylatorami innych typów o tej samej średnicy ze względu na dwukrotne przejście strumienia przez wieniec łopatkowy,
- możliwość wydłużania wymiaru osiowego wirnika i tym samym zwiększania strumienia objętości, przy ustalonej średnicy wirnika,
- prostokątny przekrój poprzeczny części wlotowej i wylotowej wentylatora poprzecznego umożliwiającą jego dostosowanie do wymiaru przekroju współpracującego elementu, co ma istotny wpływ na minimalizowanie lokalnych strat energii,
- możliwość tworzenia zwartych konstrukcji,
- generowanie niskiego poziomu hałasu.

Pomimo stosunkowo niskiej sprawności, uznawanej za wadę wentylatorów poprzecznych, znalazły one szerokie zastosowanie między innymi:

- w urządzeniach klimatyzacyjnych, wentylacyjnych, chłodniczych (rys. 8), gdzie wykorzystywana jest możliwość budowy wentylatorów poprzecznych z tworzyw sztucznych, pozwalająca na minimalizowanie wpływu wilgoci na materiał konstrukcyjny, Stacharska – Targosz (1997),
- w domowych układach grzewczych (rys. 13),
- w systemach chłodzących urządzenia elektroniczne (rys. 9),
- w kurtynach powietrznych (rys. 10),
- w urządzeniach rolniczych (rys.11),
- w urządzeniach powszechnego użytku, np. suszarkach do włosów.



Rys. 8. Monoblokowe urządzenie klimatyzacyjne firmy Clivet ([www.kliweko.com.pl](http://www.kliweko.com.pl))



Rys. 9. Wentylator poprzeczny w systemie chłodzącym komputer



Rys. 10. Kurtyny powietrzne firmy Flop system ([www.flopsystem.wentylacja.com.pl](http://www.flopsystem.wentylacja.com.pl))



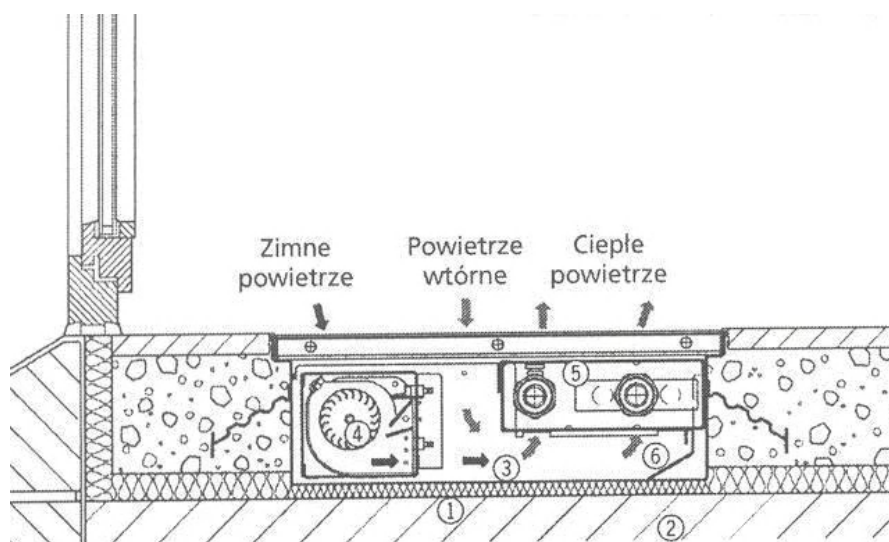
Rys. 11. Urządzenie do opryskiwania liści firmy Sprayers, ([www.bei-inc.com](http://www.bei-inc.com))

W ostatnich latach wentylatory poprzeczne znalazły również zastosowanie w napędach lekkich samolotów (FanWing Company) i systemach odsysających warstwę wierzchnią lotniczych płatów nośnych. Pomysłodawcą tego typu samolotów był amerykański wynalazca Patrick Peebles, który połączył w swoim wynalazku zalety śmigłowca i tradycyjnego samolotu o nieruchomych płatach nośnych. Atutami jego rozwiązania były niski poziom zużywanego paliwa, stosunkowo niewielka powierzchnia niezbędna do startu i lądowania oraz niski poziom generowanego hałasu. Przepływ dużej ilości powietrza nad skrzydłami, powoduje, iż łopatki wytwarzają siłę nośną zanim maszyna ruszy z miejsca, a do wystartowania maszyny konieczny jest tylko wirnik w każdym skrzydle. Obecnie samoloty napędzane wentylatorem poprzecznym wykorzystuje się między innymi do celów transportowych na niewielkie odległości, a także do nadzorowania systemów nawadniania, rys. 12.



Rys.12. Samolot napędzany wentylatorem poprzecznym, ([www.fanwing.com](http://www.fanwing.com))

Przykładem wykorzystania wentylatorów poprzecznych może być podłogowy system grzewczy, który charakteryzuje się niskim poziomem generowanego ciśnienia akustycznego oraz wysoką wydajnością przy stosunkowo niskich częstotliwościach obrotów wirnika. System wyposażony w wentylatory poprzeczne umieszczone na całej długości kanału podłogowego, przedstawiony został schematycznie na rys. 13.



1- izolacja cieplna i wygłuszenie kroków, 2 – strop betonowy, 3 – wanna podłogowa, 4 – wentylator poprzeczny, 5 – wysokowydajny konwektor, 6 - ekran

Rys. 13. Zastosowanie wentylatora poprzecznego w systemie grzewczym, ([www.kampmann.de](http://www.kampmann.de))



## 2. Cel, zakres i teza pracy

Dobór wentylatora poprzecznego do współpracy z przewodami lub innymi urządzeniami wchodzącymi w skład systemów wentylacyjno-klimatyzacyjnych odbywa się na podstawie charakterystyk pracy. Charakterystyki pracy sporządzane są najczęściej na stanowiskach badawczych wyposażonych w kosztowną aparaturę kontrolno-pomiarową i wymagają budowy modeli funkcjonalnych.

Celem pracy jest opracowanie metody pozwalającej na teoretyczne wyznaczenie charakterystyk aerodynamicznych wentylatora poprzecznego w oparciu o rezultaty symulacji numerycznych przepływu, które ponadto umożliwiają z jednej strony identyfikację pewnych zjawisk akustycznych wpływających na poziom hałasu generowanego przez wentylator, z drugiej uzyskanie równomiernego rozkładu prędkości w strefie wylotowej.

Zakres pracy obejmuje:

- zbudowanie modelu numerycznego wentylatora poprzecznego w programie wykorzystującym metodę objętości skończonych,
- przeprowadzenie symulacji numerycznych przepływu dla modeli różniących się liczbą bloków i współczynnikiem zagęszczenia komórek,
- wyznaczenie z zastosowaniem metod numerycznych charakterystyk aerodynamicznych wentylatora poprzecznego w dwóch wariantach:
  - a) z pustym wirnikiem,
  - b) z łopatką wewnętrzną umieszczoną obrotowo wewnątrz wirnika, dla różnych częstości obrotów,
- weryfikację wyników numerycznych poprzez porównanie ich z rezultatami badań eksperymentalnych przeprowadzonych na modelu funkcjonalnym wentylatora poprzecznego o takiej samej geometrii,
- analizę jakościową struktury przepływu wewnątrz wentylatora poprzecznego:
  - a) rozkład prędkości,
  - b) rozkład ciśnienia,
- uzyskanie rozwiązania analitycznego pozwalającego na sporządzanie charakterystyk wymiarowych wentylatora poprzecznego,
- sporządzenie charakterystyk aerodynamicznych dla modelu numerycznego wentylatora poprzecznego z umieszczoną wewnątrz wirnika łopatką wewnętrzną,

- próbę uzyskania równomiernego rozkładu prędkości w przekroju wylotowym wentylatora poprzecznego,
- identyfikację zjawisk akustycznych zachodzących podczas pracy wentylatora poprzecznego w zróżnicowanych warunkach przepływowych.

### **Teza pracy:**

*„Istnieje możliwość numerycznego wyznaczania charakterystyk aerodynamicznych wentylatora poprzecznego bez konieczności prowadzenia badań doświadczalnych oraz uzyskania równomiernego rozkładu prędkości w strefie wylotowej wentylatora mającego istotne znaczenie przy współpracy z innymi elementami układów, w których ponadto ważną rolę odgrywa niski poziom generowanego hałasu”*



### 3. Badania struktury pola przepływu oraz charakterystyk pracy wentylatorów poprzecznych w świetle literatury

W literaturze przedmiotu zagadnieniom związanym z konstrukcją i badaniem wentylatorów poprzecznych poświęconych jest zdecydowanie mniej prac niż ma to miejsce w przypadku innych typów wentylatorów. Specyfika tej maszyny przepływowej, a zwłaszcza skomplikowana struktura przepływu spowodowały, iż dopiero w latach 80-tych i 90-tych ubiegłego stulecia zintensyfikowano prace nad numerycznymi rozwiązaniami, z uwagi na szersze wykorzystanie tego typu maszyn przepływowych. Szeroki przegląd prac teoretycznych i doświadczalnych przedstawiony został w książce Stacharskiej -Targosz (2006) „Wentylatory poprzeczne”.

W badaniach wentylatora poprzecznego można wyodrębnić trzy zasadnicze grupy:

- I. **badania teoretyczne** polegające na poszukiwaniu modelu analitycznego pozwalającego na uzyskanie rozwiązania adekwatnego do warunków rzeczywistych przepływu;
- II. **badania doświadczalne** prowadzone zarówno metodami wizualizacyjnymi jak również na stanowiskach pomiarowych, pozwalające z jednej strony na analizę struktury przepływu, a z drugiej na sporządzanie charakterystyk pracy;
- III. **badania numeryczne** mające na celu znalezienie modelu numerycznego przepływu i poprzez zastosowanie wybranej metody uzyskanie rozwiązania przybliżonego w większym stopniu odzwierciedlającego rzeczywisty przepływ płynu.

#### 3.1. Badania teoretyczne – wybrane modele analityczne

Badania teoretyczne koncentrowały się głównie na analizie struktury przepływu uzyskanej dla przyjętego modelu analitycznego. Szereg przyjmowanych założeń upraszczających oraz często konieczność wykorzystania w modelu wartości wielkości mierzonych doświadczalnie powodowały, iż nie można było uzyskać procedury obliczeniowej pozwalającej na opracowanie wytycznych do projektowania tego typu maszyn przepływowych. Model matematyczny odnosił się jedynie do założonej z góry geometrii wentylatora poprzecznego i nie pozwolił na stworzenie metody analitycznej pozwalającej na uogólnienie otrzymanego rozwiązania.

Analiza struktury przepływu w wentylatorach poprzecznych była przedmiotem prac teoretycznych, w których podejmowano próby matematycznego modelowania przepływu, Coester (1939), Reinders (1956), Tramposch (1964), Ilberg, Sadeh (1965-66), Ikegami, Murata (1966).

W badaniach teoretycznych wentylatorów poprzecznych o dość skomplikowanym kształcie obudowy przedstawionych przez Coestera (1939), zaproponowany model składał się z przepływu poprzecznego o względnie stałej wartości ciśnienia oraz strefy wiru, ponadto wyróżnione obszary zostały rozgraniczone poprzez odpowiednio zdefiniowane warunki brzegowe. Przyjęte założenia okazały się niewystarczające do wyjaśnienia wzajemnego oddziaływania układu obudowa-wirnik. W wyniku prowadzonych rozważań autor przedstawił wzór pozwalający na obliczanie funkcji prądu w przypadku płaskiego wiru kołowego o środku zlokalizowanym na wewnętrznym obwodzie wirnika.

Model analityczny przepływu płynu w wentylatorze poprzecznym z uwzględnieniem mimośrodowego wiru został zaprezentowany przez Ecka (1962) i był pierwszym modelem analitycznym potwierdzającym wcześniejsze wyniki badań uzyskane przez Reindersa (1956), który założył, iż przepływ poprzeczny jest konsekwencją wiru powstającego w czasie współpracy wirnika z obudową. Do opisu pola we wnętrzu wirnika wykorzystał analizę przepływu potencjalnego. Potwierdzono również istnienie rdzenia wiru zachowującego cechy ciała stałego.

Badając wpływ dyfuzorów na charakterystyki wentylatorów poprzecznych zaproponowano model z wirum swobodnym zlokalizowanym na obwodzie wirnika umożliwiającą opis przepływu wewnątrz wentylatora, zakładając ustalony przepływ płynu nieściśliwego, Tramposch (1964). W obliczeniach pominięto przepływ w rdzeniu wiru, ponadto ograniczając równanie Eulera do pojedynczego elementu z pominięciem całego przepływu.

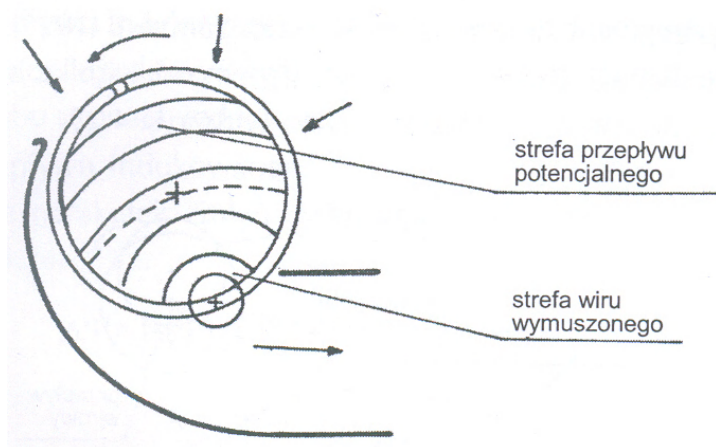
Istnienie we wnętrzu wirnika zmodyfikowanego wiru Rankine'a składającego się z dwóch współśrodkowych wirów: swobodnego oraz wymuszonego zakładał model Ilberga i Sadeha (1965). Poprzez wir swobodny rozumiano wir kołowy będący modelem przepływu potencjalnego, natomiast wir wymuszony był obrazem wiru powstającego wewnątrz wirnika. Rozważania prowadzono przy założeniu płaskiego przepływu płynu nielepkiego i nieściśliwego. Niestety przeprowadzona analiza ze względu na konieczność wyznaczenia warunków brzegowych dla konkretnej geometrii nie pozwoliła na zaproponowanie uogólnionej procedury.

Próba teoretycznej analizy pola przepływu umożliwiającą wyznaczenie funkcji prądu w trzech obszarach: wlotu i wylotu wentylatora oraz wnętrza wirnika był model składający się z pary wirów o takich samych natężeniach strumieni wirowości i jednakowych kierunkach cyrkulacji, umieszczonych na zewnątrz i wewnątrz wieńca łopatkowego,

Ikegami i Murata (1966). Autorzy rozpatrywali ustalony przepływ płynu nieściśliwego i nielepkiego zakładając nieskończoną liczbę łopatek wirnika. Ponadto obudowa badanego wentylatora składała się z dwóch zamocowanych promieniowo płaskich, nieskończenie cienkich płyt. Wynikiem teoretycznych rozważań były wzory umożliwiające obliczanie wartości funkcji prądu w wyodrębnionych obszarach oraz linie prądu w strefie wylotowej wyznaczone wykreślnie przy wykorzystaniu zależności geometrycznych. Budzące zastrzeżenia rezultaty i przyjęte założenia w znacznym stopniu przyczyniły się do podważenia przydatności analizy do celów projektowych.

W wyniku badań analitycznych prowadzonych przez Portera, Marklanda (1970) uzyskano informację, iż właściwym jest modelowanie części obszaru wirnika za pomocą wiru swobodnego, natomiast wiru będącego częścią rdzenia wiru w postaci wiru wymuszonego.

W modelu analitycznym zaproponowanym przez Murata, Nishihara (1976) rozpatrywane pole przepływu wewnątrz wirnika zostało podzielone na trzy obszary: przepływu potencjalnego charakteryzującego się niemal stałą wartością ciśnienia całkowitego, wiru wymuszonego o bardzo niskich wartościach ciśnienia oraz strefy będącej przejściem pomiędzy dwiema poprzednimi, rys. 14.



Rys. 14. Model analityczny, Murata, Nishihara (1976)

Rezultaty pochodzące z obliczeń przeprowadzonych dla modelu teoretycznego potwierdzone częściowo wynikami doświadczalnych uzyskali, Tuckey i in. (1982). Ponadto zaproponowana została procedura obliczeniowa umożliwiająca wyznaczenie linii prądu dla zaprojektowanego wcześniej modelu przepływu.

## 3.2. Badania doświadczalne

W celu uzyskania analitycznego rozwiązania modelu przepływu wprowadzano szereg założeń upraszczających, które powodowały, iż otrzymane wyniki obliczeń znacznie różniły się od rezultatów pochodzących z badań doświadczalnych. Dotyczyło to w szczególności badań struktury przepływu, gdzie analiza jakościowa prowadzona, np. w drodze badań wizualizacyjnych, Byczkow, Korowkin (1962), Tramposch (1964), Ilberg, Sadeh (1964-65), Porter, Markland (1970), Bush (1972), Yamafuji (1975), Stacharska-Targosz (1990), (1991), wskazywała na różnice w interpretacji występujących zjawisk przepływowych.

W badaniach wizualizacyjnych prowadzonych w wodzie wykorzystywano najczęściej trasery w formie cząstek stałych, np. kulek z tworzyw sztucznych, które dzięki zbliżonej do gęstości wody zawieszały się w całej objętości płynu, Stacharska -Targosz (1991). Badania prowadzono również wykorzystując topograficzną metodę Moire`a, gdzie na specjalnym ekranie prezentowany był obraz w postaci mapy topograficznej z układem poziomic, Yamafuji (1975). Metoda ta umożliwiła obserwacje powstawania zarówno głównego wiru jak również przepływu poprzecznego.

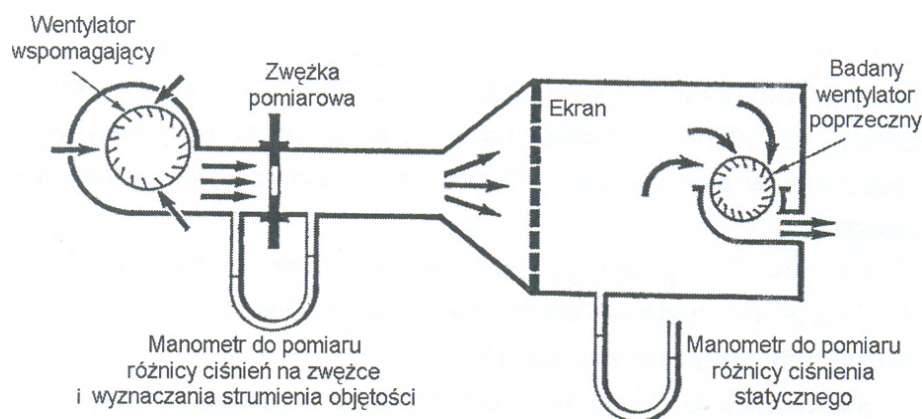
Próbie wyjaśnienia zjawiska formowania się oraz kolejności powstawania wiru mimośrodowego i przepływu poprzecznego podjęto na podstawie badań wizualizacyjnych w wodnym ośrodku z zastosowaniem kulek polistyrenowych o średnicy 0.4 mm, Stacharska-Targosz (1991). Analiza uzyskanych rezultatów wykazała, iż konsekwencją przepływu poprzecznego w wentylatorze poprzecznym jest formowanie się wiru o środku zlokalizowanym w sąsiedztwie wieńca łopatkowego, a przemieszczającego się wzdłuż obwodu wirnika co potwierdziło rezultaty wcześniej prezentowane w pracach: Portera, Marklanda (1970) i Yamafuji (1975), a pozostało w sprzeczności z hipotezą Ecka (1972). Kilkanaście lat później wyniki badań wizualizacyjnych potwierdzone zostały rezultatami uzyskanymi na drodze symulacji numerycznych przepływu, Sowa (2004).

Wyniki badań wizualizacyjnych w znacznym stopniu przyczyniły się do poznania struktury oraz zjawisk przepływowych w wentylatorze poprzecznym, ale z uwagi na fakt, że wykonywane były na modelach, przy zachowaniu zasad niepełnego podobieństwa, mogą budzić pewne wątpliwości dotyczące możliwości opracowania na ich podstawie akceptowalnej procedury projektowania tego rodzaju maszyn przepływowych.

Jakościową ocenę działania wentylatora poprzecznego uzyskaną w drodze badań wizualizacyjnych można zweryfikować wykonując analizę porównawczą charakterystyk

pracy na modelu w warunkach laboratoryjnych, Płachetko (1999). Natomiast analiza ilościowa przeprowadzana jest w oparciu o rzeczywiste charakterystyki pracy, wyznaczone na stanowisku badawczym, wykonanym zgodnie z zaleceniami obowiązujących norm, przystosowanym każdorazowo do testowanego modelu funkcjonalnego wentylatora poprzecznego. W literaturze przedmiotowej można znaleźć wyniki badań doświadczalnych prowadzonych zarówno na stanowiskach komorowych, Engelhardt (1967), Bush (1972) jak i znacznie częściej na stanowiskach kanałowych, Porter, Markland (1970), Mazur (1984), Stacharska–Targosz (1991), Tanaka, Murata (1994), Stacharska–Targosz, Gołogórski (1995), Wojtuń (2004).

Przykładowy schemat stanowiska komorowego zamieszczono na rys. 15.



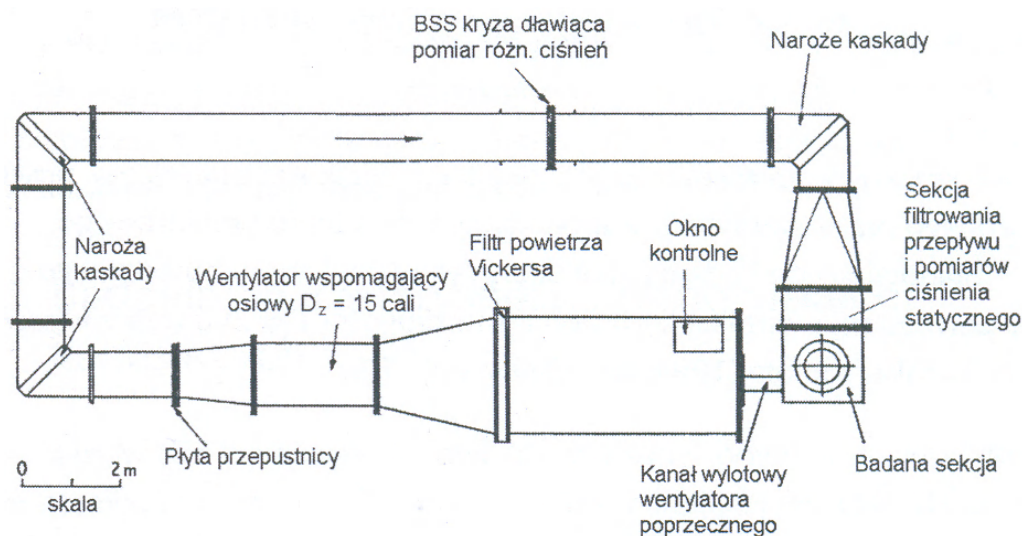
Rys.15. Schemat komorowego stanowiska badawczego stosowanego przez Busha, Stacharska–Targosz (2006)

Głównym elementem stanowiska komorowego wykorzystywanego w badaniach Busha, (rys. 15) jest komora z umieszczonym wewnątrz badanym wentylatorem. Wentylator będący przedmiotem badań zasysał płyn z komory ze sprężonym powietrzem wyposażonej w zwożkę pomiarową zlokalizowaną w części wlotowej kanału o przekroju kołowym. Pomiaru ciśnienia statycznego oraz różnicy ciśnień na zwożce, służących do określenia wartości strumienia objętości, dokonuje się manometrem cieczowym. Ponadto część wlotowa komory posiadała perforowany ekran w celu wyrównania rozkładu prędkości przepływającego medium.

Zdecydowanie częściej do badań charakterystyk pracy wentylatora poprzecznego stosowane są stanowiska kanałowe. Na rys. 16 przedstawiono schemat kanałowego



stanowiska badawczego z zamkniętym obiegiem, wykorzystanego w pracy, Porter, Markland (1970). Pomiar strumienia objętości przepływającego powietrza wykonywany był za pomocą kryzy. Badany wentylator poprzeczny posiadał następujące parametry: średnica zewnętrzna wirnika  $D_2 = 15.24$  mm, długość  $L = 22.86$  mm. Wentylator osiowy o średnicy zewnętrznej  $D_2 = 38.10$  mm został zastosowany jako wentylator wspomagający, a wykorzystane na stanowisku filtry powietrza miały na celu zapewnienie odpowiedniej klasy czystości przepływającemu medium.



Rys. 16. Stanowisko kanałowe stosowane przez Portera i Marklanda, Stacharska-Targosz (2006)

Niezwykle trudnym zagadnieniem w przypadku wentylatorów poprzecznych jest identyfikacja wzajemnego oddziaływania parametrów geometrycznych wirnika i obudowy. Zmiana jednego z nich, np. wysokości kanału wylotowego, stosunku średnic, kątów łopatek, liczby łopatek, w konsekwencji pociąga za sobą zmiany wartości jednego lub kilku innych parametrów. O ile w literaturze przedmiotu spotkać można prace poświęcone analizie wpływu zmiany poszczególnych parametrów na pracę wentylatora poprzecznego, Allen (1982) to brak jest opracowań ujmujących problem całościowo.

W tabeli 1 zamieszczono wybrane wyniki opublikowanych prac badawczych uwzględniając zastosowane metody badawcze, rodzaj badanych elementów obudowy i wirnika oraz wskazując maksymalne wartości uzyskanych wskaźników bezwymiarowych.

Tabela 1

Zestawienie wybranych wyników badań wentylatorów poprzecznych

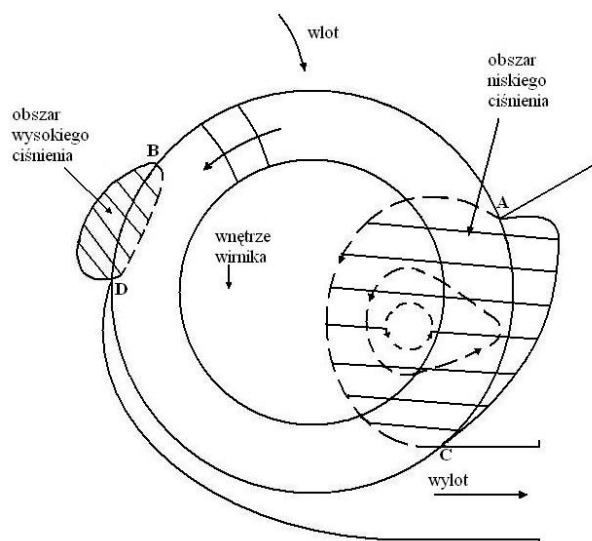
Prace badawcze	Wartości uzyskanych wskaźników	Metoda badawcza
Bush (1972)	$\psi_c = 1.6$ , $\eta = 34\%$ dla $\varphi = 0.95$	wizualizacja w wodzie
Holgate, Haines (1977)	$\psi_c = 3.0$ , $\eta = 40\%$ dla $\varphi = 0.75$	badania eksperymentalne, wpływ stosunku wielkości szczeliny pomiędzy obudową ustającą wir a zew. obwodem wirnika (E) do średnicy ( $D_2$ )
Korowkin (1962-89)	$\psi_c = 3.2$ , $\eta = 52\%$ dla $\varphi = 0.8$	wpływ parametrów obudowy, geometrii wirnika oraz elementów sterujących strumieniem
Tramposch (1964)	$\eta = 36\%$	wizualizacja, w zastosowaniu do wytwarzania ruchu powietrza w komputerach
Ilberg, Sadeh (1965-66)	$\psi_c = 3.0$ , $\eta = 37\%$ dla $\varphi < 0.6$	analiza teoretyczna, rozpoznanie zjawiska przepływu wtórnego, wizualizacja w powietrzu, wpływ kształtu obudowy ustającej wir
Engelhardt (1967)	$\psi_c = 2.0$ , $\eta = 52\%$ dla $\varphi = 0.8$	badania eksperymentalne, przepływ z recyrkulacją i bez recyrkulacji
Porter, Markland (1970)	$\psi_c = 3.2$ , $\eta = 39\%$ dla $\varphi = 1.1$	wizualizacja w wodzie, wpływ kształtu obudowy
Murata, Nishihara (1976)	$\psi_c = 3.8$ , $\eta = 40\%$ dla $\varphi = 1.1$	badania eksperymentalne, kształt obudowy prowadzącej i lokalizacja obudowy ustającej wir
Murata i in. (1978)	$\psi_c = 4.0$ , $\eta = 50\%$ dla $\varphi = 0.5$	badania eksperymentalne, wpływ łopatki kierującej wewnątrz wirnika
Tuckey i in. (1982)	$\psi_c = 3.0$ , $\eta = 50\%$ dla $\varphi = 1$	badania eksperymentalne, wpływ parametrów geometrycznych
Allen (1982)	$\psi_c = 3.0$ , $\eta = 50\%$	badania eksperymentalne, analiza wpływu wybranych parametrów geometrycznych
Stacharska –Targosz (1991)	$\psi_c = 3.9$ , $\eta = 43\%$ dla $\varphi = 0.8$	wizualizacja w wodzie, wpływ kształtu obudowy
Toffolo i in. (2004-05)	$\psi_c = 2.5$ , $\eta = 43\%$ dla $\varphi = 0.5$	badania eksperymentalne, wpływ zmiany wybranych parametrów geometrycznych
Kim i in. (2004)	$\psi_c = 2.3$ , $\eta = 45\%$ dla $\varphi = 0.7$	badania eksperymentalne, analiza linii prądu

### 3.3. Symulacje numeryczne przepływu płynu w wentylatorze poprzecznym

Wraz z rozwojem w latach 80-tych XX wieku nowej dyscypliny nauki jaką była numeryczna mechanika płynów zaczęto podejmować próby jej wykorzystania do badań nad strukturą przepływu oraz wyznaczania charakterystyk pracy wentylatorów poprzecznych. Wczesne badania numeryczne wykonywane były w bardzo ograniczonym zakresie ponadto modelowane przepływy nie odzwierciedlały w pełni rzeczywistych przepływów uzyskanych w drodze badań eksperymentalnych.

#### 3.3.1. Analiza struktury przepływu – ocena jakościowa

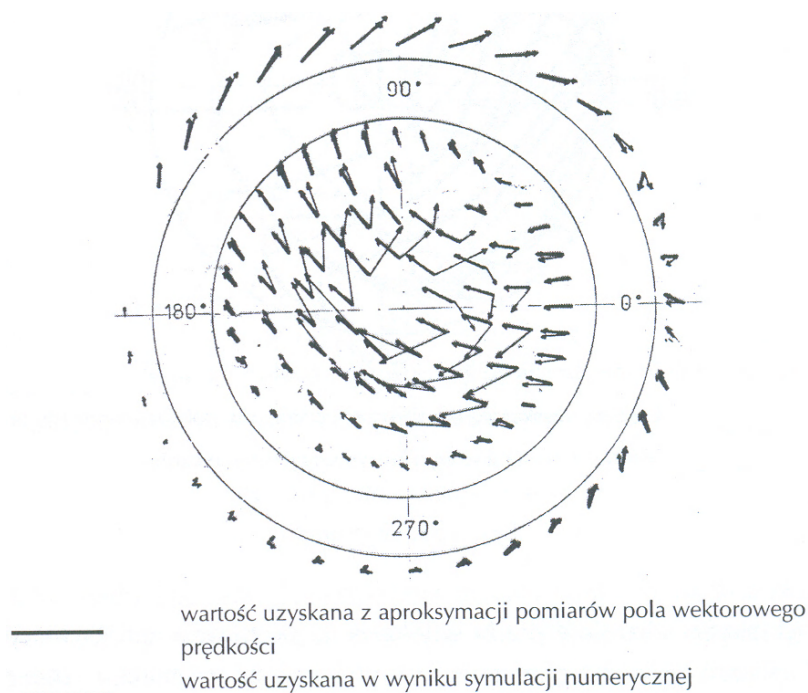
Pierwsze symulacje numeryczne przepływu płynu w wentylatorze poprzecznym przeprowadzone zostały przez Harloffa (1979). Badany wentylator poprzeczny miał być wykorzystany do napędu lekkich samolotów, a celem badań było uzyskanie wysokiego sprężu przy jednocześnie niewielkim strumieniu przepływu. Symulacje numeryczne przepływu przeprowadzono w programie opartym na metodzie elementów skończonych przy założeniu płaskiego, ustalonego przepływu płynu nielepkiego i nieściśliwego. Rys. 17 przedstawia geometrię badanego wentylatora z zaznaczonymi charakterystycznymi obszarami przepływu. Zaproponowany przez Harloffa model wentylatora posiadał dwie „kieszonki” recyrkulacyjne, w których realizowane były przepływy tworząc odpowiednio strefy wysokiego i niskiego ciśnienia.



Rys. 17. Geometria wentylatora poprzecznego, Harloff (1979)



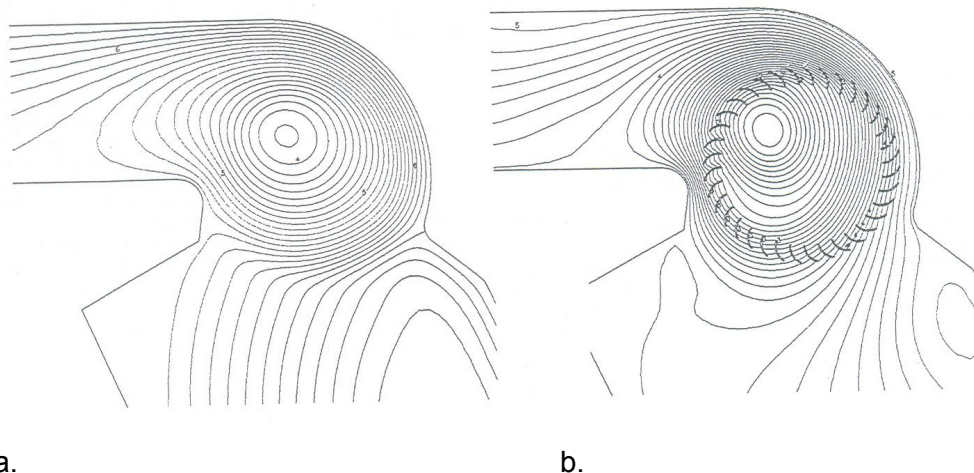
W wyniku symulacji numerycznej pola przepływu opisanego modelem złożonym z ruchu potencjalnego w części wlotowej oraz ustalonego, wirowego przepływu płaskiego we wnętrzu wirnika uzyskano pole wektorowe prędkości bezwzględnej, Stacharska-Targosz (1991). Wyniki numeryczne wykazały zgodność z rezultatami zmierzonego doświadczalnie wektorowego pola prędkości jedynie w pobliżu wieńca łopatkowego, rys.18.



Rys. 18. Wektory prędkości bezwzględnej, Stacharska-Targosz (1991)

Wykorzystanie metody elementów brzegowych do symulacji płaskiego, nieustalonego i potencjalnego przepływu płynu pozwoliło na uzyskanie obrazu zmiennego w czasie położenia mimośrodowego wiru oraz wizualizację wirów spływających z łopatek w rozpatrywanym obszarze przepływu, Kitagawa i in. (1992).

Symulacje numeryczne przepływu ustalonego i nieustalonego płynu nieściśliwego w wentylatorze poprzecznym metodą elementów skończonych były przedmiotem badań Bert i in. (1996). W badanym obszarze przepływu wydzielono dwie strefy: jedną obejmującą część wlotową i wylotową badanego wentylatora oraz drugą obejmującą wnętrze ułopatkowanego wirnika. Uzyskane numerycznie linie prądu dla obu rozpatrywanych przepływów: ustalonego i nieustalonego przedstawiono na rys. 19.



Rys. 19. Linie prądu a) przepływ ustalony b) przepływ nieustalony, Bert (1996)

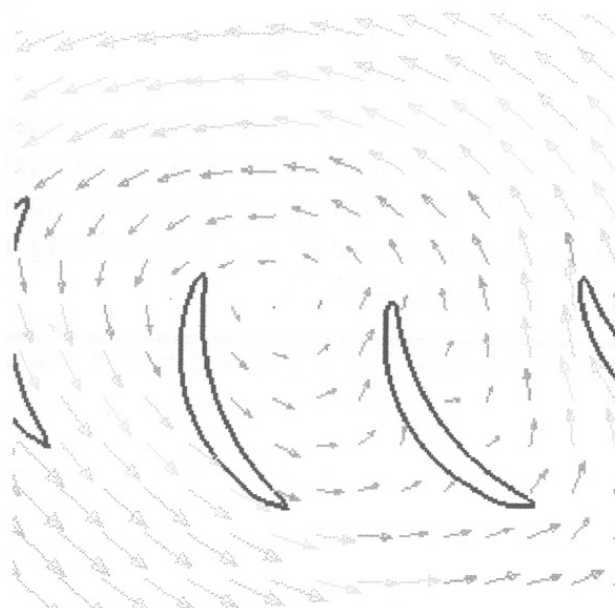
Wykorzystując w swoich badaniach metodę elementów skończonych, przy założeniu turbulentnego, nieustalonego ruchu lepkiego, słabo-ściśliwego płynu Yeh (1996) uzyskał bardzo dokładną symulację przepływu płynu w wentylatorze poprzecznym. Obliczenia wykonał przy użyciu napisanego przez siebie solwera Y-Flow Rota współpracującego z programem Ansys.

Tsurusaki i in. (1997) przeprowadzili badania struktury przepływu płynu z uwzględnieniem modelu losowej drogi Chorina (1973), który uwzględnia rzeczywistą kinematyczną lepkość płynu. Symulacje wykonano w programie opartym na metodzie elementów brzegowych.

Zastosowanie metody objętości skończonych do badań przepływu w wentylatorze poprzecznym pozwoliło na uzyskanie dużej zgodności pola przepływu obliczonego numerycznie z wynikami badań doświadczalnych, Moon i in (1998). Rozpatrywano płaski przepływ nieustalony, lepkiego płynu nieściśliwego. Zastosowanie zaimplementowanej w programie metody ślizgających się siatek umożliwiło połączenie nieruchomego obszaru obudowy z ruchomym obszarem wirnika. W wyniku przeprowadzonych symulacji zarejestrowano zjawisko tworzenia się i spływu wirów z ułopatkowania, obserwowanego wcześniej przez Kitagawa (1992).

Sowa (2001) przeprowadził symulacje numeryczne przepływu w wentylatorze poprzecznym wykorzystując metodę elementów skończonych oraz metodę objętości skończonych. Podobnie jak w pracy Moon i in. (1998) zastosował metodę ślizgających się siatek. Uzyskane w wyniku symulacji rozkłady prędkości i ciśnienia potwierdziły rezultaty prowadzonych wcześniej badań eksperymentalnych, Stacharska-Targosz (1991). Widoczny na wykresie wektorowym prędkości wir mimośrodowy ze środkiem umiejscowionym w strefie ułopatkowania, obserwowany wcześniej podczas badań

eksperymentalnych, potwierdził swoje istnienie na drodze przeprowadzonych symulacji numerycznych, rys. 20.

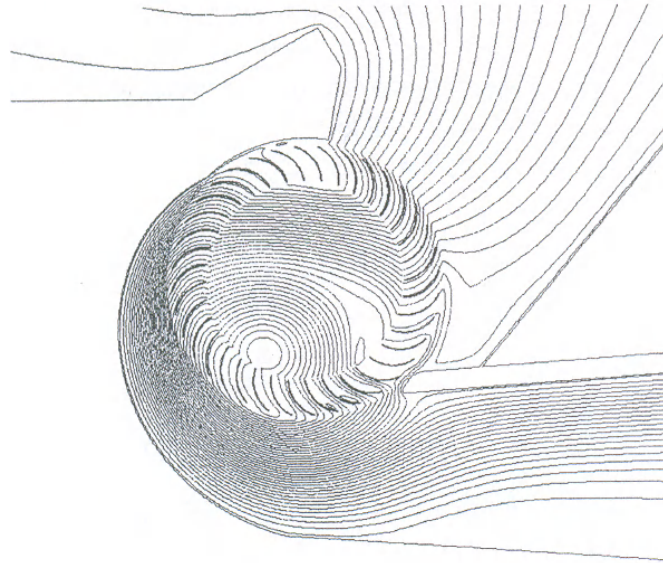


Rys. 20. Wir mimośrodowy, Sowa (2001)

Wyniki badań numerycznych przepływu w wentylatorze poprzecznym umożliwiły identyfikację złożonych zjawisk przepływowych powstałych od momentu uruchomienia wirnika do osiągnięcia stanu quasi-ustalonego, tj. wirów sphywających z łopatek oraz tworzenia się i rozwoju: przepływu poprzecznego i wiru mimośrodowego, Sowa (2001).

Badania wentylatora poprzecznego o równomiernie i nierównomiernie rozmieszczonych wokół wirnika łopatkach prowadzone były przez Bin i in. (2002). W symulacjach wykorzystano program oparty na metodzie objętości skończonych. Po raz pierwszy założono trójwymiarowy nieustalony przepływ płynu lepkiego. Rezultatem badań były wykresy wektorowe rozkładów prędkości oraz wykresy konturowe ciśnień statycznych dla obu zaproponowanych modeli.

Wpływ położenia kąowego łopatki umieszczonej w pobliżu obudowy uszateczniającej wir na rozkład linii prądu był przedmiotem symulacji numerycznych prowadzonych przez Fukutomi, Nakamura (2005). Uzyskane rezultaty numeryczne zweryfikowane zostały za pomocą wyników prowadzonych wcześniej badań eksperymentalnych. Przykładowy rozkład linii prądu uzyskany w wyniku symulacji numerycznych przepływu zaprezentowano na rys. 21.



Rys. 21. Rozkład linii prądu, Fukutomi, Nakamura (2005)

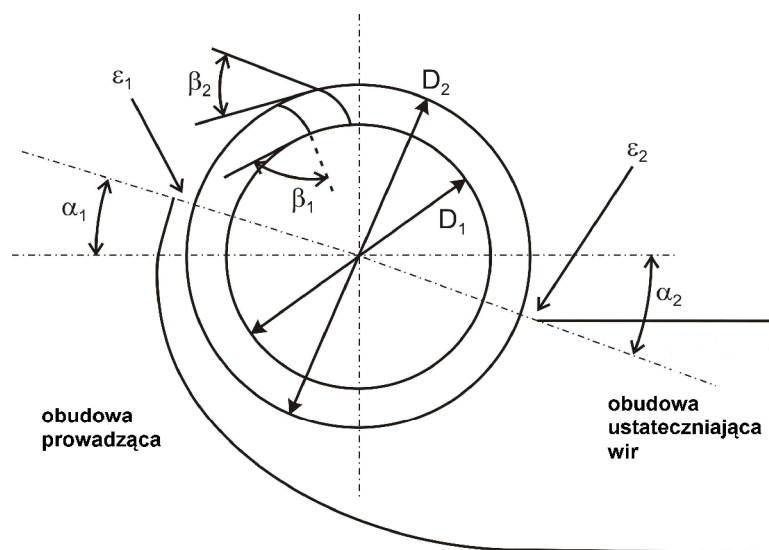
Złożony charakter przepływu płynu w wentylatorze poprzecznym jest jedną z podstawowych przyczyn trudności w jego analitycznym opisie. Rozwój numerycznej mechaniki płynów pozwolił na stworzenie narzędzia, dzięki któremu podejmowane są próby symulacji komputerowych, a rezultaty tych badań w większym stopniu odzwierciedlają rzeczywiste zjawiska przepływowe zachodzące we wnętrzu wentylatora.

### 3.3.2. Charakterystyki aerodynamiczne – badania ilościowe

Autorzy publikacji poświęconych obliczeniom numerycznym charakterystyk aerodynamicznych ograniczają się do zaprezentowania pojedynczych krzywych uzyskanych na drodze symulacji przepływu w wentylatorze poprzecznym. Krzywe otrzymane numerycznie odbiegają w znacznym stopniu od doświadczalnych sporządzonych dla wentylatorów poprzecznych o identycznej geometrii.

Jedną z pierwszych prób wykorzystania metody objętości skończonych zaimplementowanej w programie STAR-CD w celu opracowania procedury pozwalającej na przewidywanie charakterystyk pracy wentylatora poprzecznego o dowolnej geometrii i kształcie obudowy przeprowadzili Dornstetter, Gabi (2001). Weryfikację poprawności uzyskanych wyników symulacji numerycznych przepływu wykonano wykorzystując w tym celu wentylator poprzeczny o średnicy zewnętrznej  $D_2 = 0.625$  m i liczbie łopatek  $Z = 24$ ,

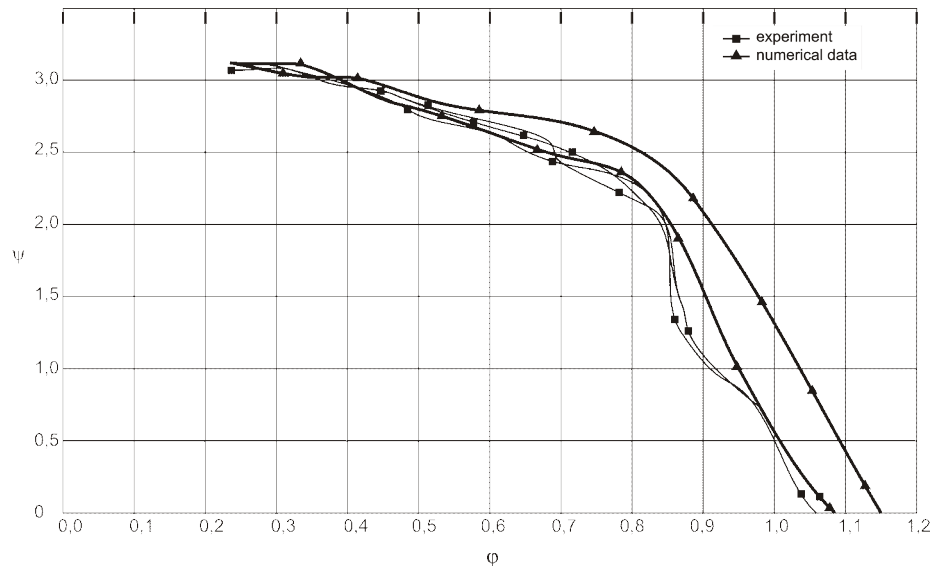
a zatem identycznej jak w badaniach doświadczalnych przeprowadzonych przez Tuckey i in. (1982), przedstawionej na rys. 22 dla częstości obrotów wirnika  $n = 6.67$  1/s.



Rys. 22. Geometria badanego wentylatora poprzecznego, Dornstetter, Gabi (2001)

W celu przeprowadzenia symulacji numerycznych rozpatrywany obszar przepływu w wentylatorze poprzecznym podzielono na trzy główne strefy: pierwszej - nieruchomej obudowy, drugiej - 24 identycznych rozmieszczonych obwodowo łopatek oraz trzeciej złożonej z kanałów międzyłopatkowych. Wartości wielkości w węzłach znajdujących się na granicach poszczególnych stref obliczano numerycznie za pomocą zaimplementowanej w programie STAR-CD metody ślizgających się siatek.

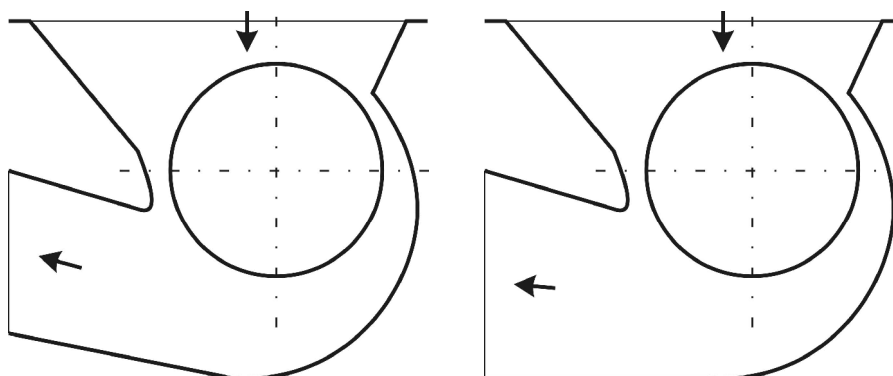
Wykonane w pierwszym etapie symulacje numeryczne przepływu w wentylatorze poprzecznym miały na celu ocenę wpływu liczby elementów siatki na wyniki prowadzonych badań przedstawionych w postaci krzywych bezwymiarowych. Całkowita liczba komórek w rozpatrywanym obszarze była w poszczególnych modelach odpowiednio równa: 33 391, 114 751 oraz 50 419. Zróżnicowane kształty uzyskanych numerycznie krzywych wskazują istnienie związku pomiędzy liczbą elementów siatki a rezultatami symulacji, zatem zachodzi konieczność eksperymentalnej weryfikacji badań numerycznych. Symulacje numeryczne prowadzono przy założeniu nieściśliwego przepływu dwuwymiarowego, przyjmując do obliczeń zaimplementowany w programie STAR-CD model turbulencji  $k-\epsilon$ . Na podstawie uzyskanych rezultatów sporządzono bezwymiarowe charakterystyki aerodynamiczne wentylatora poprzecznego  $\psi_s = f(\varphi)$  i porównano je z wynikami badań eksperymentalnych, rys. 23.



Rys. 23. Charakterystyki aerodynamiczne badanego wentylatora poprzecznego, Dornstetter, Gabi (2001)

Zdaniem autorów w całym zakresie zmiany wskaźnika przepływu  $\phi$  wyniki uzyskane na drodze symulacji komputerowych były wyższe od rezultatów uzyskanych doświadczalnie o 5%, przy czym analizując krzywe zaprezentowane na rys. 23 można zauważyć, iż dla wyższych wartości wskaźnika przepływu  $\phi > 0.9$  różnice te są zdecydowanie większe.

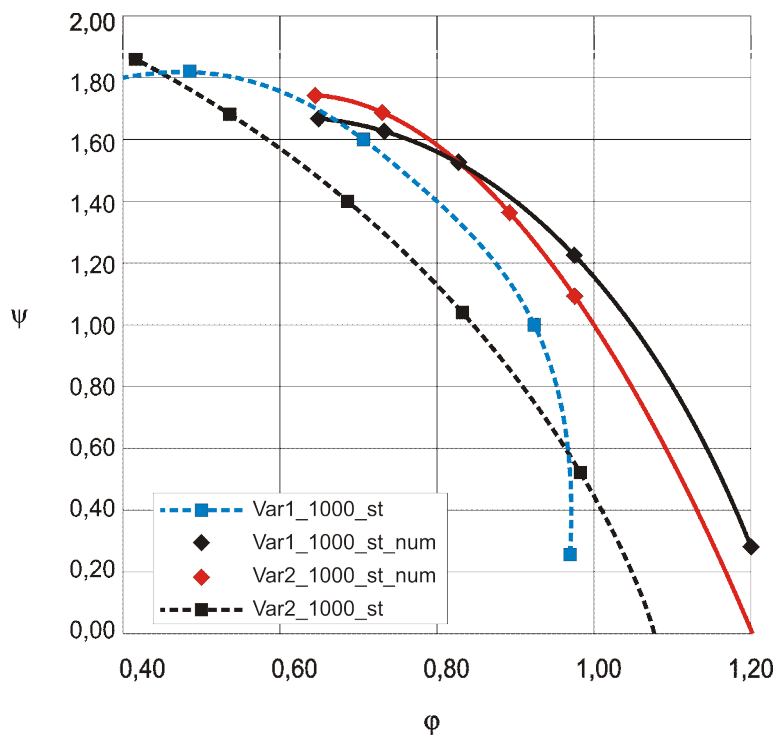
Próbie opracowania metody przewidywania charakterystyk wentylatora poprzecznego podjęli Klemm, Gabi (2003). Badania doświadczalne przeprowadzone zostały dla dwóch modeli wentylatora poprzecznego o średnicy  $D_2 = 0.098$  m, długości wirnika  $L = 0.3$  m i liczbie łopatek  $Z = 36$ , różniących się kształtem i wymiarami przekroju wylotowego, rys. 24.



Rys. 24. Geometria badanych modeli, Klemm, Gabi (2003)



Badania numeryczne przeprowadzone zostały przy założeniu płaskiego nieściśliwego przepływu, z wykorzystaniem modelu turbulencji k-ε. W rozpatrywanym obszarze przepływu wyróżniono cztery strefy: dwie obejmujące kanały odpowiednio w strefie wlotowej i wylotowej badanego wentylatora, strefę obudowy oraz obracającego się wirnika. Badania wykonano w programie STAR-CD wykorzystanym wcześniej w pracy Dornstetter, Gabi (2001). Krzywe  $\psi_s = f(\varphi)$  uzyskane numerycznie i sporządzone doświadczalnie dla obu wariantów obudowy przedstawione zostały na rys. 25.

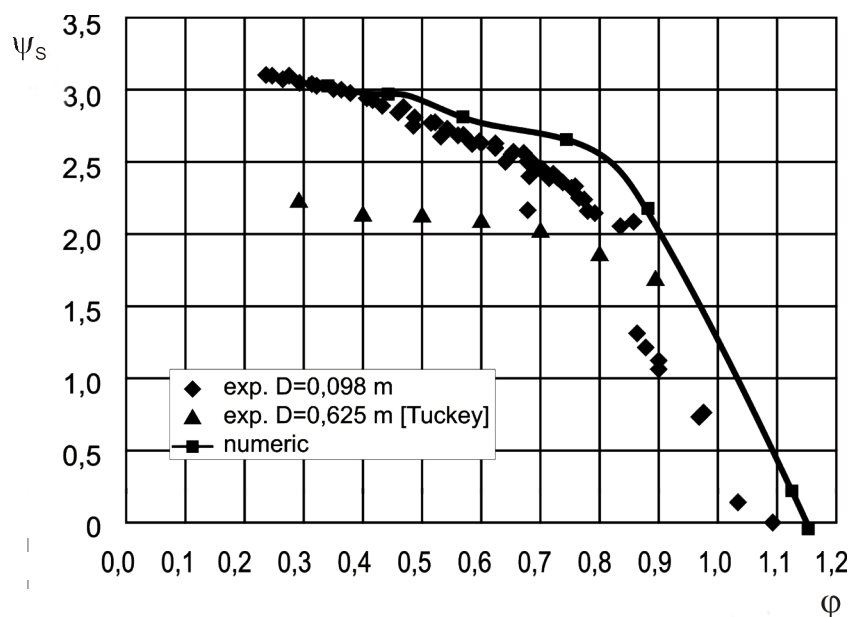


Rys.25. Charakterystyki pracy wentylatora, Klemm, Gabi (2003)

Analiza porównawcza charakterystyk uzyskanych numerycznie i doświadczalnie (rys. 25) w zakresie wskaźnika przepływu  $\varphi > 0.7$  pozwala na przyjęcie różnic pomiędzy odpowiednimi wielkościami za dopuszczalne, a zastosowaną metodę objętości skończonych jako skuteczne narzędzie umożliwiające przewidywanie z dużą dokładnością charakterystyk pracy wentylatora poprzecznego.

W późniejszej pracy Gabi i Klemm (2004) zaprezentowali wyniki badań numerycznych przeprowadzonych z wykorzystaniem metody objętości skończonych zaimplementowanej w programie STAR-CD. Zarówno do badań numerycznych jak i eksperymentalnych autorzy pracy wykorzystali wentylator poprzeczny o geometrii zaprezentowanej na rys. 22, różniący się jedynie wymiarem średnicy zewnętrznej, która

w tym przypadku wynosiła  $D_2 = 0.098$  m. W rozważaniach założono płaski nieściśliwy przepływ, a częstość obrotów wirnika wynosiła  $n = 6.67$  1/s i była identyczna z częstością obrotów wirnika przy jakiej badano charakterystyki wentylatora poprzecznego na drodze doświadczalnej. Rezultaty uzyskane numerycznie przedstawiono graficznie na rys. 26 w formie krzywych  $\psi_s = f(\varphi)$  i porównano je z wynikami badań doświadczalnych wykonanymi przez Tuckey i in. (1982). Analiza zamieszczonych krzywych uwidacznia znaczne różnice występujące pomiędzy wynikami eksperymentalnymi uzyskanymi przez autorów oraz wynikami otrzymanymi przez Tuckey (1982) a rezultatami pochodzącymi z symulacji numerycznych .



Rys. 26. Charakterystyki badanego wentylatora, Gabi, Klemm (2004)

Pomimo nielicznych prób wykorzystania metod numerycznych do uzyskania charakterystyk aerodynamicznych wydaje się, iż właśnie te metody pozwolą na stworzenie skutecznego narzędzia budowania krzywych wentylatora poprzecznego, w konsekwencji prowadząc do obniżenia kosztów związanych z koniecznością budowy stanowisk modeli funkcjonalnych.



## 4. Symulacje komputerowe przepływu płynu w wentylatorze poprzecznym

Numeryczna mechanika płynów (*ang. Computational Fluid Dynamics (CFD)*) została wykorzystana po raz pierwszy w przemyśle lotniczym do projektowania silników samolotów. Rozwój technologii informatycznych przyczynił się do rozszerzenia aplikacji programów grupy CFD o badania między innymi: turbin gazowych, komór spalania, pieców, wentylatorów, itp. W porównaniu z tradycyjnymi metodami eksperymentalnymi symulacje numeryczne umożliwiają znaczącą redukcję czasu i kosztów prowadzenia nowego projektu, możliwość obserwacji systemów w skrajnych warunkach czy też kontrolę układów, które nie są możliwe lub trudne do zrealizowania w warunkach eksperymentalnych.

### 4.1. Podstawowe równania dynamiki gazów

Wśród najważniejszych równań rządzących przepływem płynu są równania ogólnie nazywane równaniami zachowania, przez które rozumieć należy: prawo zachowania masy, prawo zachowania pędu oraz prawo zachowania energii.

#### *Prawo zachowania masy*

Dla masy  $m$  oznaczającej masę cząstek płynu o określonej gęstości  $\rho$  zawartej w pewnej objętości  $V$  przestrzeni  $(x, y, z)$  przepływu prawo to daje się zapisać w następującej postaci:

$$\frac{D}{Dt} m = \int_{V(t)} \rho(x_i, t) dV \quad (8)$$

Wprowadzając do równania związek (9) oparty na twierdzeniu o transporcie danej wielkości  $\bar{\psi}$ , gdzie  $\bar{\psi}$  jest ciągłą funkcją w obszarze przepływu, a  $v_i$  oznacza prędkość cząstek płynu, Sletteri (1978)

$$\frac{D}{Dt} \int_{V(t)} \bar{\psi}(x_i) dV = \int_{V(t)} \left[ \frac{\partial \bar{\psi}}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{\psi} v_i)}{\partial x_i} \right] dV \quad (9)$$

z równania (8) otrzymujemy ogólne równanie ciągłości wyrażone w postaci całkowej

$$\int_{V(t)} \left[ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho v_i)}{\partial x_i} \right] dV = 0 \quad (10)$$

Dla objętości kontrolnych, ustalonych w obszarze przepływu wyprowadza się zachowawczą postać równania ciągłości:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_0} \rho(x_i, t) dV + \int_{S_0} \rho v_i n_i dS = 0 \quad (11)$$

Przyjmując, iż  $V$  dąży do 0 można zapisać różniczkową postać równania ciągłości:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho v_i) = 0 \quad (12)$$

#### *Prawo zachowania pędu*

Prawo Newtona dla poruszającego się płynu mówi, że zmiana pędu jest następstwem sumy oddziaływania pola sił zewnętrznych oraz sił powierzchniowych

$$\frac{D}{Dt} \int_V \rho v_i dV = \int_V \rho F_i dV + \int_S \Pi_{ki} n_k dS \quad (13)$$

gdzie:  $F_i$  – składowe sił zewnętrznych odniesionych do jednostki masy,  $\Pi_{ki}$  - składowe tensora naprężeń,  $n_k$  – składowe jednostkowego wektora normalnego do powierzchni  $S$ .

Uwzględniając związek (9) oraz twierdzenie Gaussa-Ostrogradzkiego przekształcone do ogólnej postaci całkowej prawo zachowania pędu przyjmuje postać:

$$\int_V \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\rho v_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_i v_j - \Pi_{ji}) - \rho F_i \right] dV = 0 \quad (14)$$

stąd dla ustalonych objętości kontrolnych płynu uzyskuje się związek:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_0} (\rho v_i) dV + \int_{S_0} (\rho v_i v_j - \Pi_{ji}) n_j dS = \int_{V_0} \rho F_i dV \quad (15)$$

Dla ruchu gazów w klasycznych maszynach przepływowych  $F_i = 0$ , stąd wielkość ta może zostać pominięta w dalszych rozważaniach, Chmielniak (1994). W oparciu o związek (14) można zapisać różniczkową postać prawa zachowania pędu jako:

$$\frac{\partial (\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho v_i v_j - \Pi_{ij}) = 0 \quad (16)$$

Uwzględniając, iż badany płyn jest płynem newtonowskim tensor naprężeń zapisywany jest w następującej postaci:

$$\Pi_{ij} = -p + \gamma \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (17)$$

gdzie:  $p$  – ciśnienie statyczne,  $\mu$  – dynamiczny współczynnik lepkości,  $\gamma$  – kinematyczny współczynnik lepkości,  $\delta_{ij} = 1$  dla  $i=j$  oraz  $\delta_{ij} = 0$  dla  $i \neq j$ .

### *Prawo zachowania energii*

Zmiana energii wewnętrznej  $e$  i kinetycznej  $1/2 v_i v_j$  płynu zawartego w objętości  $V$  ograniczonej powierzchnią  $S$  wyraża się wzorem:

$$\frac{D}{Dt} \int_V \rho \left( e + \frac{1}{2} v_i v_j \right) dV = \frac{D}{Dt} \int_V E dV \quad (18)$$

i jest konsekwencją pracy wykonanej przez siły powierzchniowe  $\int_S v_j \Pi_{ij} n_i dS$ , pole sił masowych  $\int_V \rho v_i F_i dV$  oraz efektem przepływu ciepła do rozpatrywanej objętości  $-\int_S q_j n_j dS$  (znak „-” oznacza zwrot wektora normalnego  $n$  na zewnątrz).

Zapis tych zależności za pomocą równania ma postać:

$$\frac{D}{Dt} \int_V E dV = \int_S v_j \Pi_{ij} n_i dS + \int_S q_j n_j dS + \int_V \rho v_i F_i dV \quad (19)$$

Po przekształceniu powyższego równania oraz uwzględnieniu związku (9) i twierdzenia Gausa-Ostrogradzkiego można go zapisać jako:

$$\int_V \left[ \frac{\partial E}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k} (E v_k) \right] dV = \int_V \left[ \rho F_i v_i + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( v_j \Pi_{ij} - \frac{\partial q_k}{\partial x_k} \right) \right] dV \quad (20)$$

Klasyczną postać równania (20) uzyskuje się po wprowadzeniu objętości kontrolnej  $V_0$ :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V_0} E dV + \int_{S_0} (E v_k - v_j \Pi_{kj} + q_k) n_k dS = \int_{V_0} \rho v_k F_k dV \quad (21)$$

## 4.2. Charakterystyka zastosowanych metod – elementów skończonych (FEM) i objętości skończonych (FVM)

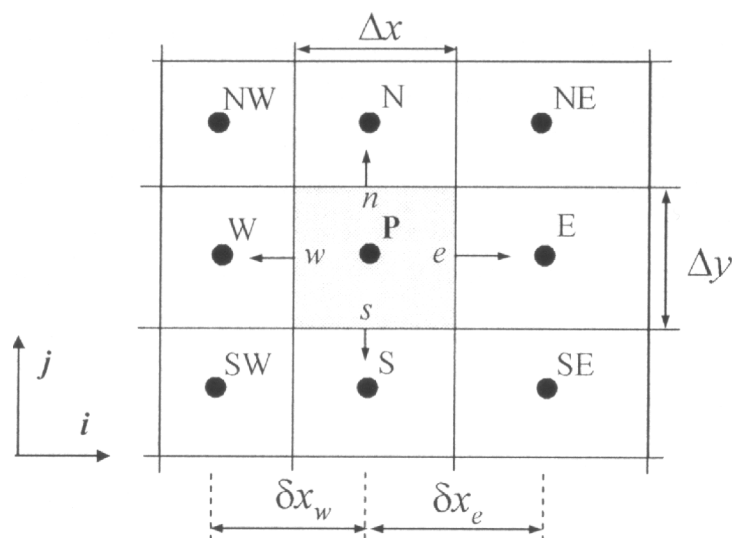
Wstępne badania symulacyjne przepływu płynu w wentylatorze poprzecznym przeprowadzono przy użyciu dwóch programów wykorzystujących różne metody i algorytmy, celem dokonania wyboru jednego z nich do przeprowadzenia dalszych obliczeń numerycznych.

Obliczenia numeryczne prowadzono w programie Flo++ (pełny pakiet CFD) opartym na metodzie objętości skończonych (*ang. Finite Volume Method*) oraz solverze Y-Flow

Rota współpracującym z programem Ansys (pre- i postprocesor) wykorzystującym metodę elementów skończonych (*ang. Finite Element Method*).

Szczegółowy opis zastosowanych metod: objętości skończonych, elementów skończonych i związanych z nimi algorytmów znajduje się w pracy doktorskiej Sowy (2004).

Metoda objętości skończonych polega na podziale rozpatrywanego obszaru na skończoną liczbę komórek nazywanych objętościami kontrolnymi (rys. 27), tak aby zmienne będące przedmiotem badań znajdowały się w centrum wszystkich molekuł obliczeniowych. W ten sposób rozwiązanie rozpatrywanego przepływu zostaje zdefiniowane dla każdej wyróżnionej objętości kontrolnej, a jego dokładność zależy od liczby przyjętych komórek. Pomimo wynikających z zastosowanej metody trójwymiarowych komórek w symulacjach numerycznych założono płaski charakter przepływu, w tym celu tworząc pojedynczą warstwę komórek (w kierunku prostopadłym do jej głównej powierzchni), a następnie wprowadzając warunek symetrii na przednią i tylną powierzchnię rozpatrywanej warstwy.



Rys. 27. Przykład komórki kontrolnej z oznaczeniami, Wu, Desai (2005)

Równania różniczkowe cząstkowe opisujące symulowany przepływ, po zdefiniowaniu wszystkich niezbędnych warunków i parametrów zostają zapisane w formie równań całkowych dla każdej pojedynczej molekuły, w skład której wchodzi grupa węzłów: jednego zlokalizowanego w środku każdej objętości kontrolnej oraz grupy węzłów komórek sąsiednich. Po powtórzeniu obliczeń dla wszystkich całek powierzchniowych

w równaniu współczynniki zostają zsumowane w rezultacie dając całkowity współczynnik dla każdego węzła. Zastosowanie metody interpolacyjnej umożliwia określenie zmian wyznaczanych wielkości przy przejściu pomiędzy kolejnymi komórkami obliczeniowymi, a zapisane w przyjętych równaniach całki objętościowe aproksymowane są za pomocą odpowiednich kwadratur. Rezultatem powyższych operacji jest równanie złożone z wartości funkcji  $\phi$  w węzłach znajdujących się w środkach komórek kontrolnych oraz ze stojących przy nich stałych i wyrazu wolnego  $Q$ , którego postać liniową przedstawiono w poniższym wzorze (22):

$$A_W \phi_W + A_S \phi_S + A_N \phi_N + A_E \phi_E = Q_P \quad (22)$$

Powyższe równanie zostaje zapisane dla wszystkich komórek wewnętrznych oraz po odpowiedniej modyfikacji dla komórek granicznych zależnie od rodzaju nałożonego warunku brzegowego, a otrzymany w ten sposób układ równań liniowych w liczbie równej ilości komórek, rozwiązywany za pomocą metod iteracyjnych, zapisany w postaci macierzowej przyjmuje postać:

$$\bar{A} \bar{\Phi} = \bar{Q} \quad (23)$$

gdzie:  $\bar{A}$  – macierz współczynników,  $\bar{\Phi}$  – wektor wartości poszukiwanej funkcji w węzłach obliczeniowych,  $\bar{Q}$  – wektor wyrazów wolnych.

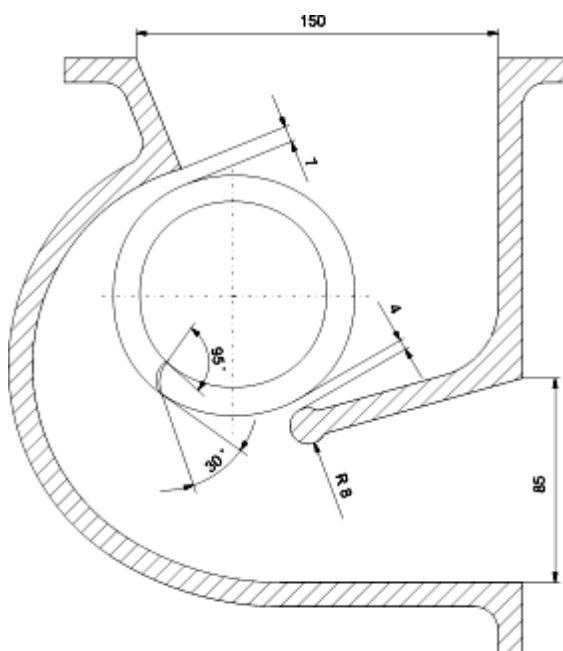
Należy podkreślić, iż niewątpliwą zaletą metody objętości skończonych jest fakt, że rezultaty uzyskane dla pojedynczych molekuł obliczeniowych, przy spełnieniu zasad zachowania: ciągłości, pędu czy energii są w równym stopniu satysfakcjonujące dla całego rozpatrywanego obszaru.

W obliczeniach numerycznych wykorzystano również solver Y-Flow Rota współpracujący z programem Ansys opartym na metodzie elementów skończonych. W metodzie tej rozpatrywany skończony jednolity obszar zostaje zastąpiony modelem dyskretnym (nieciągłym), przy czym dyskretyzacja obejmuje zarówno założone warunki brzegowe jak i analizowany obszar, Łączek (1999). Program Ansys umożliwia prowadzenie obliczeń na poziomie elementu (lokalnie) oraz całej struktury (globalnie). W pierwszym etapie przygotowania programu do obliczeń dyskretyzowany jest rozpatrywany obszar i dzielony na skończoną liczbę elementów wybieranych ze specjalnej biblioteki. Do symulacji przepływu płynu przez wentylator wykorzystano dwa

preprocesory programu Ansys: /AUX15 do którego zaimplementowano geometrię w postaci plików IGES, /PREP7 w którym zdefiniowano problem oraz blok pre/postprocesora /POST1 w celu analizy uzyskanych rezultatów i opracowania wyników. Obliczenia wykonano za pomocą solwera Y-Flow Rota służącego do symulacji przepływów słabo-ściśliwych przy zastosowaniu algorytmu iteracyjnego, Yeh (1996).

### 4.3. Modele numeryczne wentylatora poprzecznego

Model numeryczny zbudowany został na podstawie rzeczywistego modelu funkcjonalnego wentylatora poprzecznego, którego obudowa w kształcie spirali całkowitej została skonstruowana w Zakładzie Mechaniki Płynów Politechniki Krakowskiej, rys. 28. Parametry geometryczne obudowy zostały dobrane w zakresach zmian pozwalających na optymalizację geometrii, a które zostały przedstawione na rys. 5. Podstawowe wymiary badanego wentylatora poprzecznego: długość wirnika  $L = 0.45$  m, średnica zewnętrzna wirnika  $D_2 = 0.1$  m, stosunek średnic  $D_1/D_2 = 0.76$ , liczba łopatek  $Z = 24$ .



Rys. 28. Geometria modelu funkcjonalnego wentylatora poprzecznego

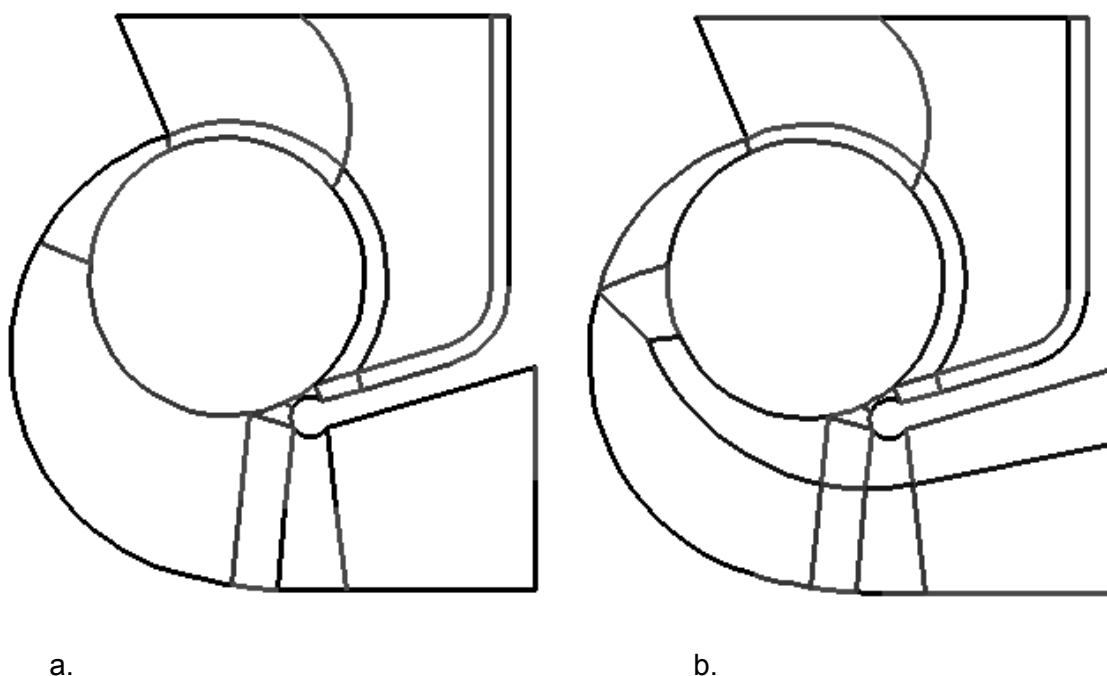
Budowę modelu numerycznego rozpoczęto od wykonania rysunku z zachowaniem dużej dokładności (milionowa część jednostki głównej), wykorzystując w tym celu program Microstation/J firmy Bentley, Sobolewski (2000). Uwzględniając w rozpatrywanym obszarze płaski charakter przepływu sporządzono rysunki dwuwymiarowe dwóch modeli:



model I, model II, dla których w strefie nazywanej umownie blokiem obudowy, tj. w obszarze pomiędzy obudową a wirnikiem przyjęto różne współczynniki zagęszczenia komórek. W modelu I wyodrębniono jeden blok wnętrza wirnika oraz blok obudowy.

W modelu I blok obudowy został podzielony na 13 mniejszych bloków (rys. 29a), natomiast w modelu II liczbę bloków w strefie obudowy zwiększono do 18 (rys. 29b). Dodatkowy podział podyktowany dużą zmianą krzywizny kształtu obudowy, objął strefę kanału wylotowego badanego wentylatora poprzecznego.

Oba modele zamieszczone na rys. 29, różniące się sposobem podziału obudowy, zapisano w formacie IGES, a następnie zaimplementowano do programów: Ansys i Flo++. Widoczny na rysunku okrąg stanowi krawędź ślizgową pomiędzy nieruchomą obudową a ruchomym wirnikiem.



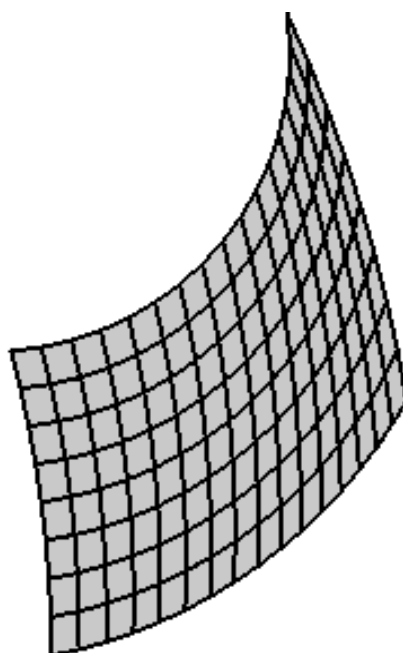
Rys. 29. Podział obudowy rozpatrywanego obszaru w przyjętych modelach

a) model I b) model II

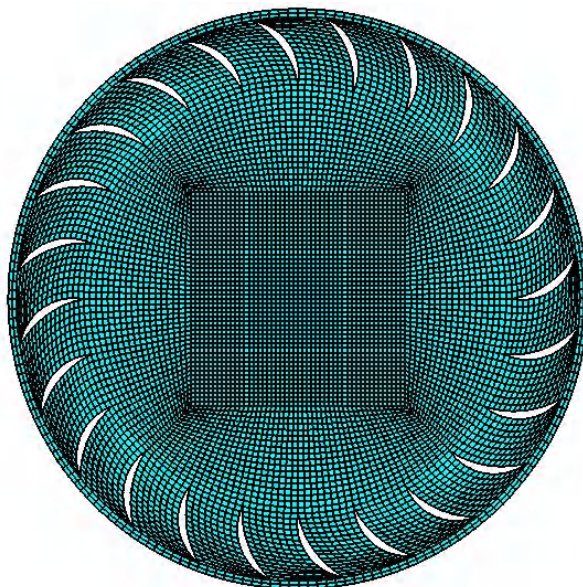
Dla zaimportowanych do programów modeli zbudowano tekstowe pliki komend w wewnętrznych językach programów, odpowiednio w programie Flo++ w języku FCL (*Flo++ Command Language*) oraz w programie Ansys w języku APDL (*ANSYS Parametric Design Language*). W programie Flo++ przeprowadzono dodatkowo kompilację, którą wykonano przy użyciu zewnętrznego kompilatora Microsoft Visual C++. Ponadto w celu zwiększenia dokładności obliczeń założono tryb podwójnej precyzji.

Siatki wykonane w programach Flo++ oraz Ansys miały charakter strukturalny co oznacza, że na rozpatrywany obszar przepływu, podzielony na etapie tworzenia rysunku na skończoną liczbę bloków, nałożono elementy czworoboczne. Program Flo++ pozwala na łączenie powierzchni sąsiednich bloków różniących się liczbą komórek, a wykorzystanie tej techniki AMC (*Arbitrary Mesh Coupling*) znacznie ułatwia dyskretyzację rozpatrywanego obszaru. W odróżnieniu od programu Flo++ program Ansys wymaga, aby na styku powierzchni sąsiadujących ze sobą bloków występowała identyczna liczba komórek, stąd w celu porównania otrzymanych z obu programów rezultatów technika ta nie została zastosowana w żadnym z przedstawionych modeli.

W obu zastosowanych programach: Flo++ i Ansys dla przyjętych modeli pierwszym krokiem była dyskretyzacja bloku wnętrza wirnika. W programie Flo++ zbudowano blok kanału międzyłopatkowego o równomiernej siatce, rys. 30. Następnie w celu uzyskania bloku całego wirnika skopiowano kanał wokół środka wirnika, odpowiadającego początkowi biegunowego układu współrzędnych w liczbie równej liczbie łopatek, korzystając z polecenia służącego do tworzenia siatek strukturalnych o przekroju kołowym. Po sklejeniu odpowiednich węzłów na stykających się powierzchniach uzyskano siatkę bloku wirnika, rys. 31.

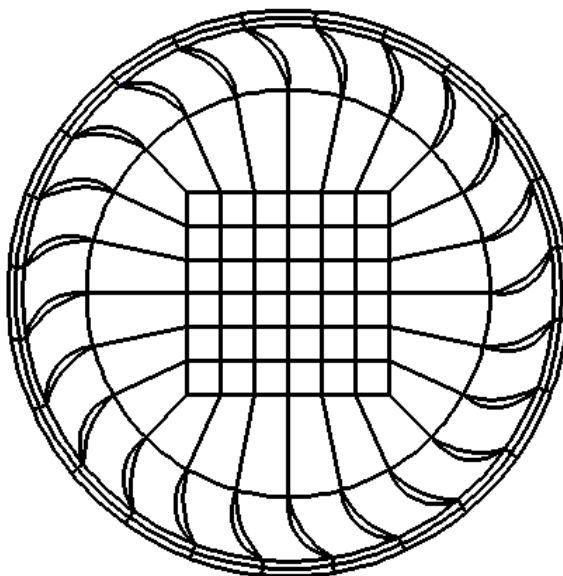


Rys. 30. Siatka bloku kanału międzyłopatkowego w programie Flo++



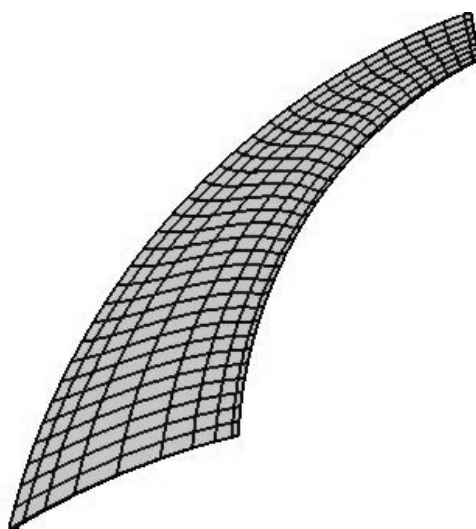
Rys. 31. Siatka bloku wirnika w programie Flo++

W odróżnieniu od programu Flo++ w programie Ansys do uzyskania bloku wirnika obszar wirnika podzielono na mniejsze bloki o różnych kształtach. W pobliżu środka wirnika przyjęto elementy w kształcie kwadratów, a w dalszej odległości zastąpiono je elementami czworobocznymi. Niektóre boki tych elementów były fragmentami łuków. Podział bloku wirnika wraz z wyszczególnieniem elementów na jakie został on podzielony przedstawiono na rys. 32.



Rys. 32. Podział bloku wirnika w programie Ansys

Po zbudowaniu w obu programach siatek bloku wirnika przeprowadzono dyskretyzację głównego bloku obudowy. Wykonana w programie Flo++ i Ansys dyskretyzacja bloku obudowy miała identyczny charakter, przy czym poszczególne bloki różniły się stopniem zagęszczenia siatki. W strefie ssania rozpatrywanego obszaru komórki poszczególnych bloków pośrednich były równomiernie zagęszczone na całym obszarze, w strefie tłoczenia dyskretyzacja bloków polegała na takim dobraniu współczynników zagęszczenia komórek, aby zmieniały się od najszerszych do najwęższych w kierunku ścianek obudowy w celu zwiększenia dokładności obliczanych wielkości. Przykład jednego z pośrednich bloków obudowy z przyjętym nierównomiernym zagęszczeniem ilustruje, rys. 33.



Rys. 33. Przykład siatki bloku obudowy

W rozpatrywanym obszarze przepływu dla ustalonej częstotliwości obrotów wirnika przyjęto stałe wartości:

- gęstości płynu  $\rho = 1.207 \text{ kg/m}^3$ ,
- dynamicznego współczynnika lepkości  $\mu = 1.787 \cdot 10^{-5} \text{ Nsm}^{-2}$ ,
- ciśnienia atmosferycznego  $p_b = 101325 \text{ Pa}$ ,
- temperatury  $T = 293.15 \text{ K}$ .

Symulacje numeryczne prowadzono przy wykorzystaniu zaimplementowanych w programach różnych modeli turbulencji: w programie Flo++ model turbulencji k- $\epsilon$ , a w solverze Y-Flow Rota model turbulencji LES (*Large Eddy Simulation*).

W programie Flo++ przyjęto założenie stałej wartości ciśnienia statycznego w strefie wlotowej i wylotowej wentylatora równej ciśnieniu atmosferycznemu przyjmując, iż badany wentylator na wlocie i na wylocie nie posiada kanału. Ze względu na płaski charakter rozpatrywanego przepływu nałożono warunek symetrii na przednią i tylną powierzchnię komórek.

W celu połączenia nieruchomej obudowy z ruchomym wirnikiem w programach wykorzystano metodę ślizgających się siatek, polegającą na interpolacji obliczanych wielkości na styku komórek, w kolejnych krokach czasowych. Ponadto w programach przyjęto jedną powierzchnię ślizgową na styku ruchomego wirnika i nieruchomej obudowy. Obliczenia numeryczne przeprowadzono przy założeniu nieustalonego ruchu płaskiego płynu z małymi prędkościami, gdzie nieznaczne zmiany gradientów ciśnień powodowały nieznaczne zmiany gęstości, co pozwoliło na potraktowanie przepływu jako nieściśliwego i tym samym założenie stałej wartości gęstości, Ferziger, Perlic (1999). Symulacje numeryczne przepływu w wentylatorze poprzecznym wykonywane w programie Flo++ prowadzono z wykorzystaniem zaimplementowanych w programie algorytmów sprzężonych gradientów (*Conjugate Gradient Method*) oraz Transient PISO, których szczegółowy opis znajduje się w pracy Ferziger, Peric (1999).

## 5. Analiza wstępnych obliczeń numerycznych przepływu w wentylatorze poprzecznym

Analiza wyników uzyskanych podczas wstępnych badań obu zaproponowanych modeli numerycznych przepływu przy zastosowaniu programów Flo++ oraz Ansys miała na celu:

- ocenę możliwości wykorzystania metody objętości skończonych i metody elementów skończonych do opisu pola przepływu oraz
- wskazania, który z zastosowanych programów pozwala na uzyskanie wyników bardziej zbliżonych do doświadczalnych i na tej podstawie dokonania wyboru metody do dalszych badań numerycznych.

Ocenę jakościową wyników numerycznych, uzyskanych metodą objętości skończonych (Flo++) oraz metodą elementów skończonych (Ansys współpracujący z solverem Y-Flow Rota) przeprowadzono na podstawie analizy wykresów wektorowych prędkości oraz wykresów konturowych ciśnienia statycznego wykonanych dla obu zaproponowanych modeli: model I i model II.

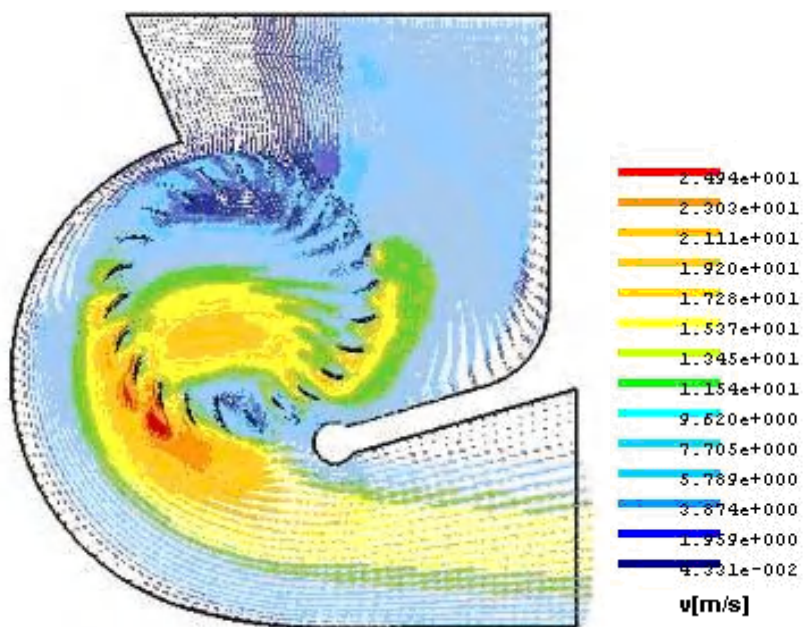
Analizując zamieszczone na rys. 34 i rys. 35 wektorowe wykresy prędkości można zauważyć iż :

- wyniki uzyskane tą samą metodą numeryczną dla obu modeli nie różnią się, a zatem nie ma wpływu na rozwiązanie pola wektorowego prędkości liczba bloków na jaką podzielono badany obszar przepływowy;
- zastosowanie wybranych programów opartych na różnych algorytmach i metodach pozwoliło na uzyskanie obrazu pola przepływu zbliżonego do otrzymanego w wyniku badań eksperymentalnych, niemniej jednak obraz pola przepływu będący wynikiem zastosowania programu Flo++ jest najbardziej zbliżony do wyniku doświadczalnego z punktu widzenia zmian prędkości oraz ich rozkładu.

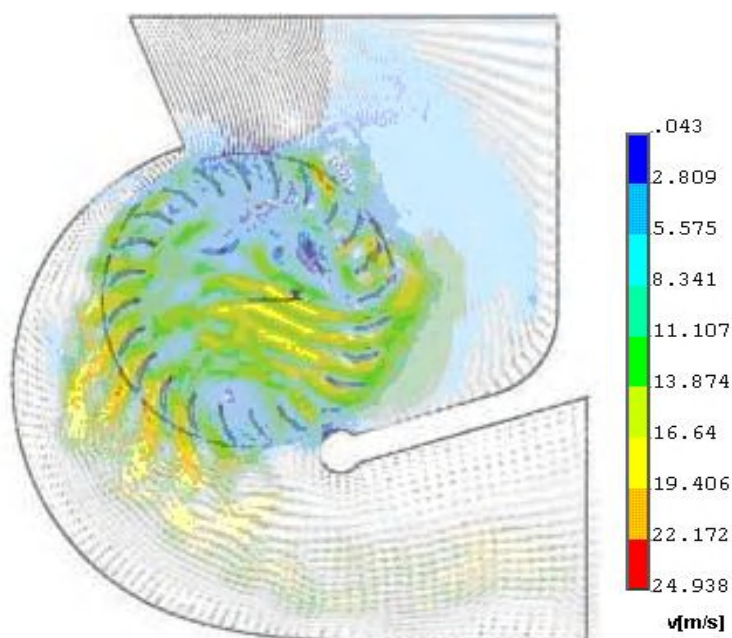
Nieznaczące różnice w obrazie pól wektorowych prędkości uzyskanych w obu programach, wynikały z różnych skal kolorów identyfikujących poszczególne wartości. W wykorzystywanej wersji programu Ansys rozkład prędkości przedstawiono na dziewięciostopniowej skali, natomiast w programie Flo++ - czternastopniowej, stąd też na wykresach uzyskanych z postprocesora programu Ansys można zauważyć przesunięcie



kolorów przypisanych odpowiednim wartościom prędkości w stosunku do rezultatów z programu Flo++.



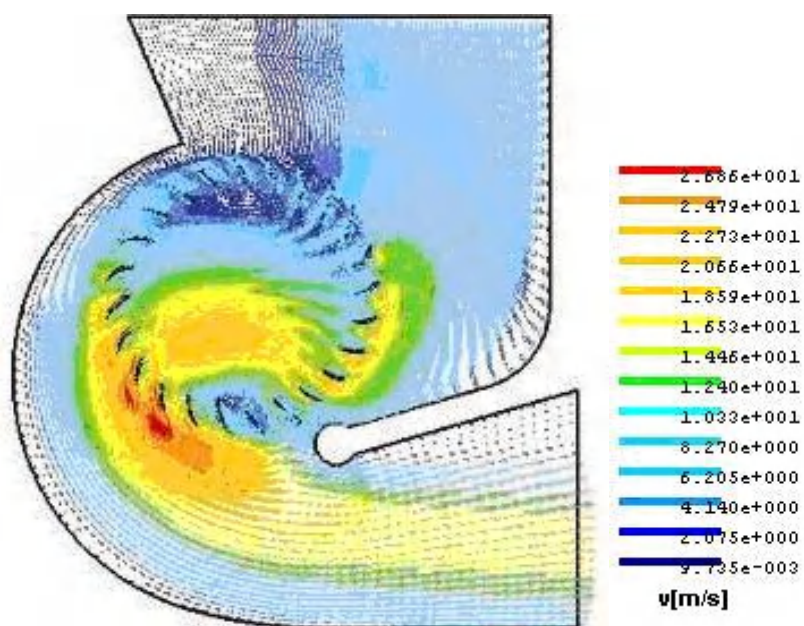
a.



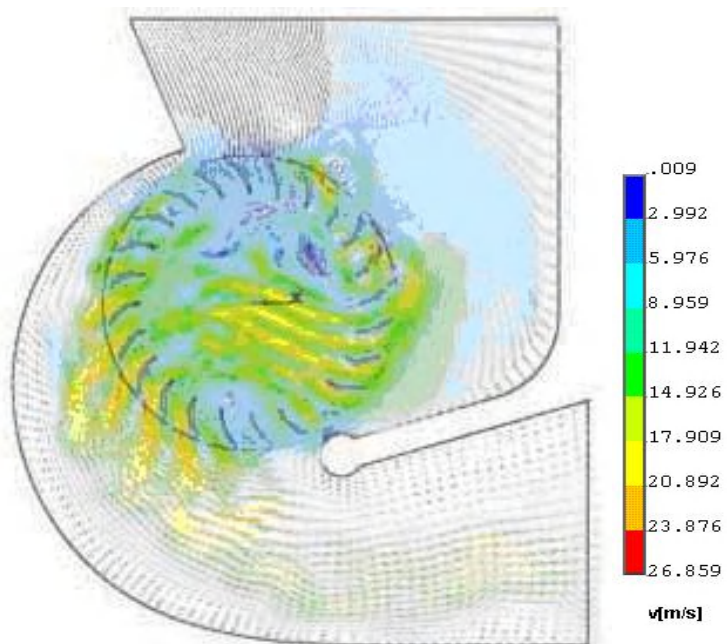
b.

Rys. 34. Wektorowe wykresy prędkości dla modelu I: a) Flo++ b) Ansys (od wartości najniższych - kolor granatowy do najwyższych - kolor czerwony)





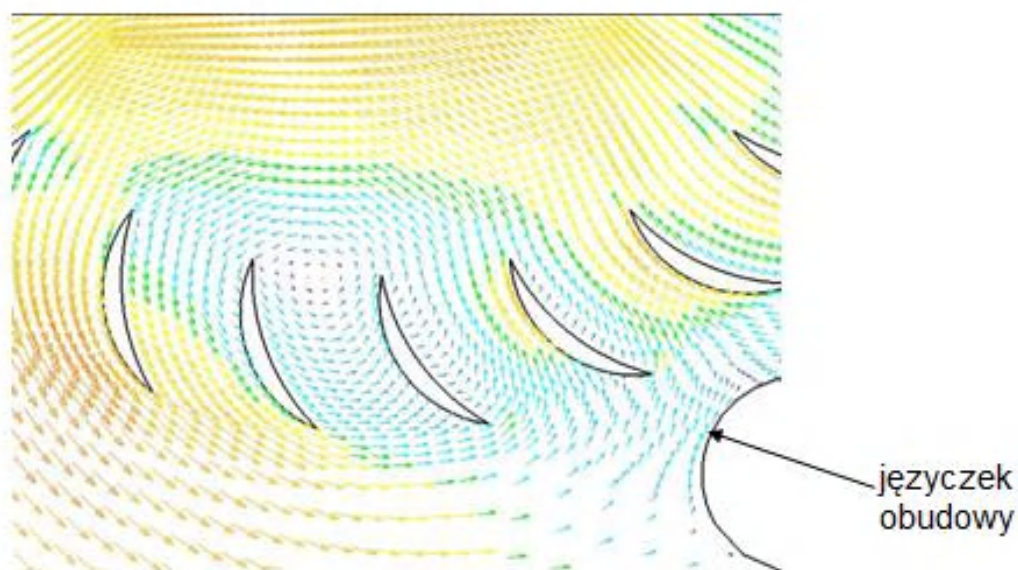
a.



b.

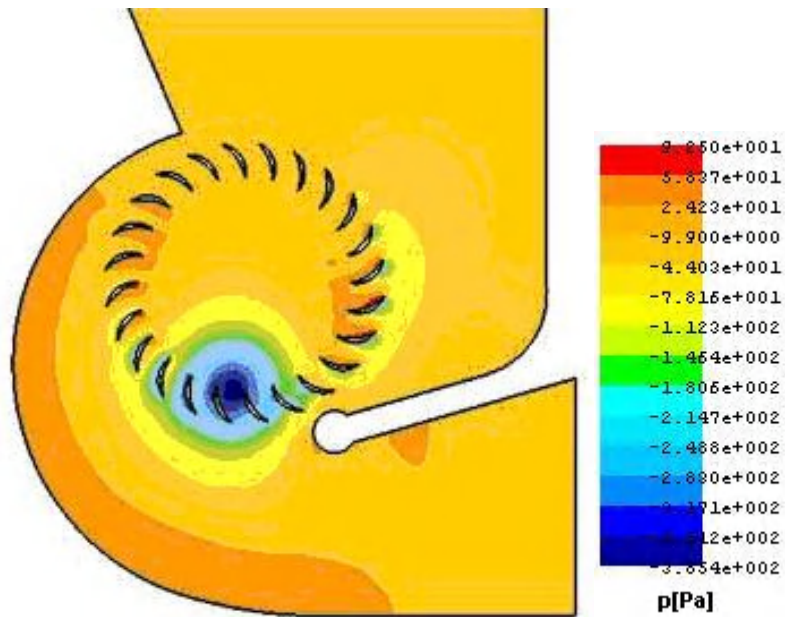
Rys. 35. Wektorowe wykresy prędkości dla modelu II: a) Flo++ b) Ansys

Poprawność uzyskanych rezultatów numerycznych potwierdzono na podstawie uzyskanej struktury przepływu z wyraźnie widocznym przepływem poprzecznym i wirem mimośrodowym zlokalizowanym w obrębie wieńca łopatkowego, w pobliżu obudowy stabilizującej wir, czyli języczka obudowy, rys. 36. Ponadto zauważyć można obecność wirów spływających z łopatek po wewnętrznej stronie ułopatkowania na łuku ssania wirnika, lepiej identyfikowalnych na wykresie wektorowym prędkości otrzymanym z programu Flo++.

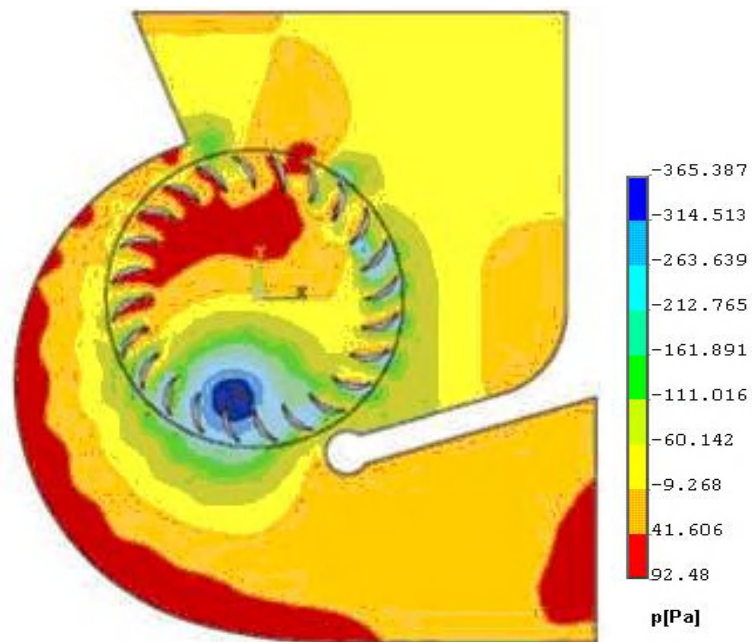


Rys. 36. Mimośrodowy wir główny

Zjawiska przepływowe obserwowane na wykresach wektorowych prędkości znajdują potwierdzenie na wykresach konturowych ciśnienia statycznego, przedstawionych na rys. 37 i rys 38. Wir mimośrodowy, charakteryzujący się najniższymi wartościami ciśnienia statycznego i uformowany w postaci współśrodkowych pierścieni ze wzrastającymi w kierunku odśrodkowym wartościami, szczególnie dobrze widoczny jest na wykresach konturowych ciśnienia.

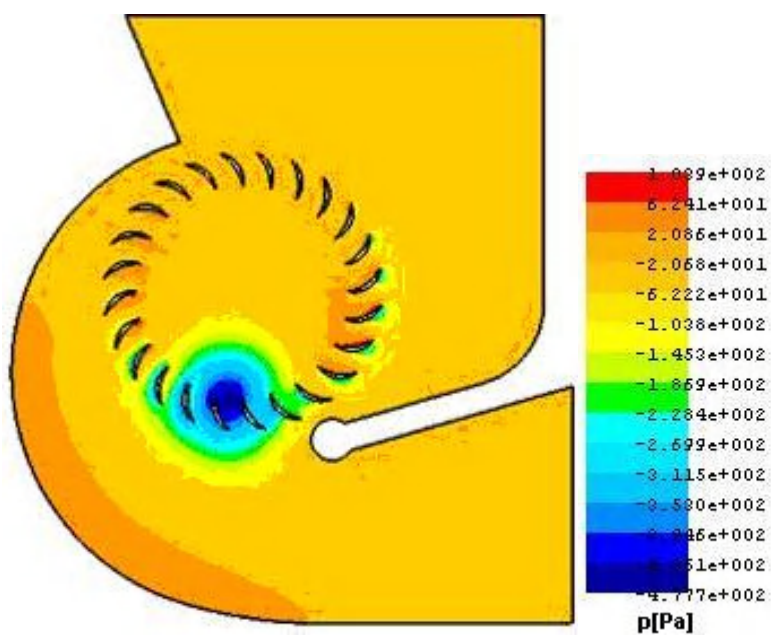


a.

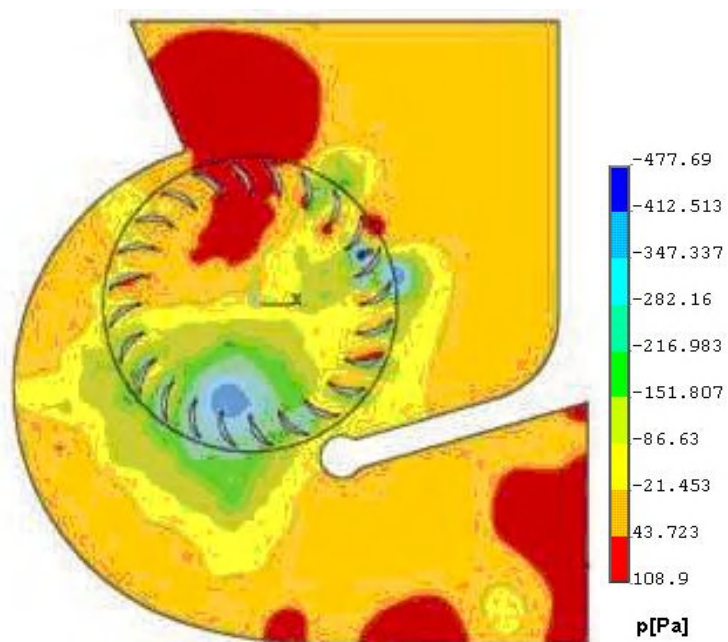


b.

Rys. 37. Konturowe wykresy ciśnienia statycznego dla modelu I: a) Flo++ b) Ansys



a.



b.

Rys. 38. Konturowe wykresy ciśnienia statycznego dla modelu II: a) Flo++ b) Ansys



Z przeprowadzonej analizy jakościowej wynika, iż oba zastosowane programy pozwalają na uzyskanie akceptowalnych struktur przepływu w wentylatorze poprzecznym, zbliżonych do przedstawionych między innymi w pracach: Yeh (1996), Moon, Cho (2003).

Próba oceny ilościowej wyników obliczeń numerycznych uzyskanych dla modeli I i II przy swobodnym przepływie polegała na porównaniu wartości strumieni objętości otrzymanych z obliczeń przeprowadzonych programami Flo++ i solverem Y-Flow Rota, z wynikiem pochodzącym z badań eksperymentalnych wentylatora poprzecznego o identycznej geometrii, Stacharska-Targosz (1995).

W wyniku zastosowania solvera Y-Flow Rota uzyskano bezpośredni odczyt wartości strumienia objętości. W programie Flo++ strumień objętości obliczono na podstawie znajomości strumienia masy oraz założonej stałej wartości gęstości przepływającego medium.

W tabeli 2 przedstawiono wybrane rezultaty uzyskane numerycznie dla przepływu swobodnego (bez dławienia) i porównano z wynikiem doświadczalnym określając procentowe różnice wartości strumienia objętości.

Tabela 2

Porównanie maksymalnych wartości strumieni objętości dla wybranej częstości obrotów wirnika  $n = 20$  1/s.

Zastosowany program	Maksymalny strumień objętości $\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	
	Model I	Model II
Y-Flow Rota	0.246	0.278
Flo++	0.318	0.342
Wynik eksperymentalny	0.34	
Błąd $\delta_A$ (Y-Flow Rota)	27 %	18 %
Błąd $\delta_F$ (Flo++)	6.5 %	1 %

Ocena ilościowa rezultatów badań numerycznych przeprowadzonych dla przypadku swobodnego przepływu płynu, wskazuje na wyższą zgodność wyników obliczonych programem Flo++ opartym na metodzie objętości skończonych. Dla obliczeń przeprowadzonych w programie Flo++, błąd względny procentowy wyniósł 6.5% dla modelu I, co świadczy o stosunkowo dużej zgodności wyników, natomiast jedno procentowy błąd dla modelu II potwierdza fakt, iż wzrost liczby bloków, na jakie podzielony został obszar przepływu wpłynął na podwyższenie dokładności prowadzonych obliczeń.

Biorąc pod uwagę fakt, iż wartość strumienia objętości obliczona z symulacji komputerowej w programie Flo++ opartym na metodzie objętości skończonych jest bardziej zbliżona do wartości strumienia objętości zmierzonego na drodze doświadczalnej, dalsze kalkulacje numeryczne prowadzone będą w programie Flo++.

## **6. Numeryczne wyznaczanie charakterystyk wentylatora poprzecznego metodą objętości skończonych**

W większości prac poświęconych badaniom wentylatora poprzecznego z zastosowaniem metod numerycznych prezentowane są wyniki dotyczące głównie analizy struktury uzyskanego pola przepływu oraz identyfikacji powstałych zjawisk przepływowych. Badania umożliwiające sporządzanie charakterystyk aerodynamicznych wentylatorów poprzecznych przeprowadzono dotychczas w bardzo ograniczonym zakresie, ponadto zazwyczaj ograniczano je do wyznaczenia jednej krzywej weryfikowanej doświadczalnie dla ustalonej częstości obrotów, Dornstetter, Gabi (2001), Klemm, Gabi (2003), Gabi, Klemm (2004). Należy zatem zauważyć, iż nadal jest to temat mało rozpoznany, stąd w niniejszej pracy podjęta została próba wyznaczania charakterystyk wentylatorów poprzecznych dla kilku różnych częstości obrotów.

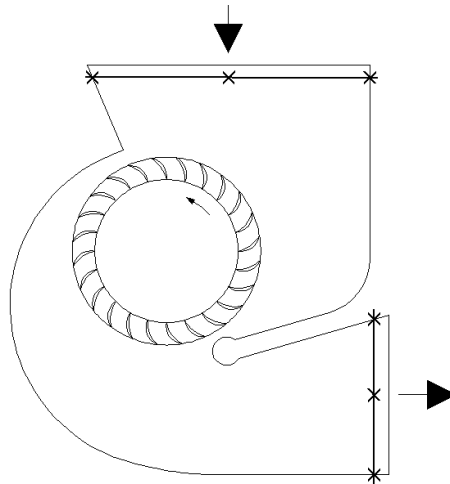
### **6.1. Wstępne badania weryfikacyjne charakterystyk aerodynamicznych wentylatora poprzecznego**

Symulacje numeryczne przepływu, umożliwiające sporządzenie charakterystyk aerodynamicznych wentylatora poprzecznego przeprowadzono przy zastosowaniu programu Flo++.

Zmianę strumienia objętości zrealizowano poprzez dławienie przepływu od przepływu swobodnego do przepływu z silnym dławieniem, a jego wartości obliczano w oparciu o uzyskane z programu wartości strumienia masy i założoną stałą gęstość przepływającego medium.

Spiętrzenie całkowite i statyczne odpowiadające danemu strumieniowi objętości obliczano na podstawie uzyskanych z programu wykresów konturowych ciśnienia całkowitego i statycznego, z których w ustalonych punktach (rys. 39) co pięćset iteracji, odczytywano wartości ciśnień, a następnie uśredniano je po przekroju poprzecznym w strefie ssania i tłoczenia.

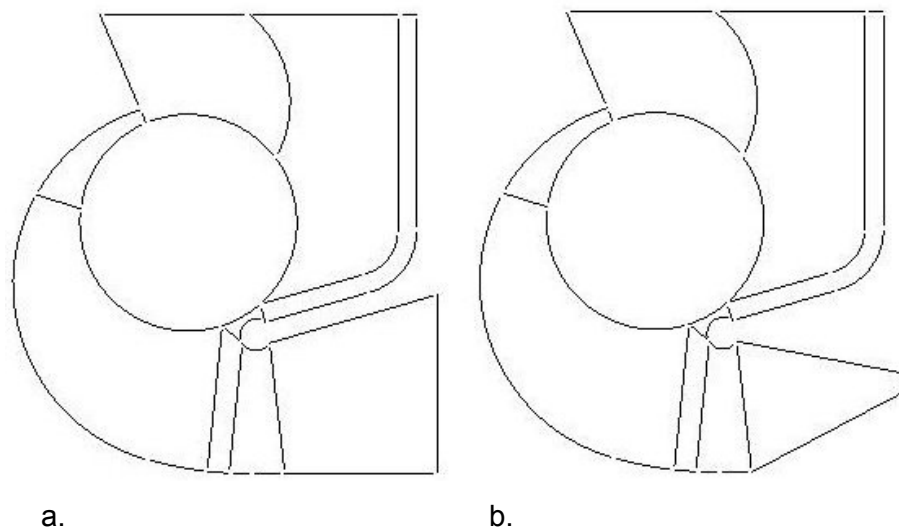




Rys.39. Punkty odczytu wartości ciśnień

Bezwymiarowe wskaźniki spiętrzenia statycznego i całkowitego oraz wskaźnik przepływu niezbędne do sporządzenia charakterystyk bezwymiarowych obliczano w oparciu o wzory (1), (2), (3) zamieszczone w rozdziale pierwszym.

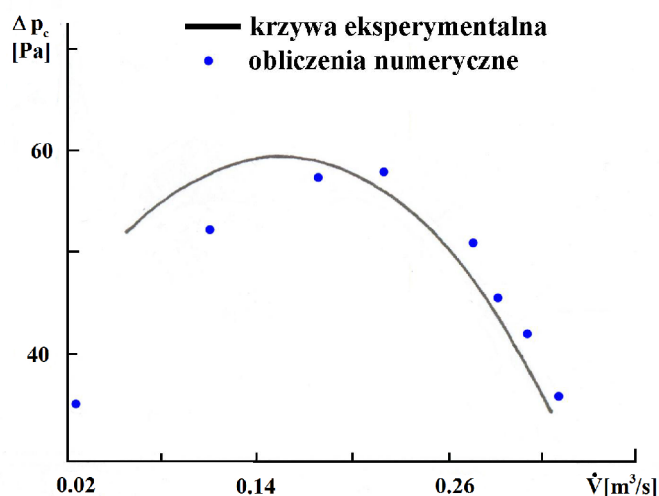
Dławienie przepływu w wentylatorze poprzecznym w szerokim zakresie zmian wartości strumienia objętości od  $0.02 \text{ m}^3/\text{s}$  do  $0.32 \text{ m}^3/\text{s}$  zrealizowano poprzez równomierne (z dwóch stron) przesłanianie przekroju kanału wylotowego co  $8.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  (zawężanie przekroju kanału wylotowego). Symulację przepływu realizowano w zakresie zmiany stopnia dławienia od przepływu swobodnego (bez dławienia) do najwyższego stopnia dławienia (przy przesłonięciu przekroju wylotowego odpowiadającego osiemdziesięciu procentom), rys. 40.



Rys. 40. Sposób realizacji dławienia przepływu a) przepływ swobodny b) silne dławienie

Symulacje przepływu z dławieniem wykonano dla modeli o różnej liczbie bloków i różnym stopniu zagęszczenia siatki. W pierwszym z rozpatrywanych modeli wyróżniono dziesięć bloków, tj. dziewięć bloków obudowy i jeden blok wirnika, ponadto na rozpatrywany obszar nałożono równomierną siatkę, wykorzystując w tym celu dostępną w programie Flo++ technikę AMC (*Arbitrary Mesh Coupling*). Technika AMC umożliwia łączenie powierzchni sąsiednich bloków siatki krawędziami o różnej liczbie komórek. Istotne znaczenie ma ona w przypadku, gdy przeciwległe boki poszczególnych bloków różnią się znacząco długością, Ferziger, Peric (1999). Wprawdzie zastosowanie tej techniki wpływa na wydłużenie czasu prowadzonych obliczeń, ale pozwala na zbudowanie prawidłowej siatki strukturalnej dla wielu skomplikowanych kształtów.

W drugim modelu zwiększono dwukrotnie liczbę bloków, na skutek dodatkowego podziału bloków obudowy w strefie kanału wylotowego. W zmodyfikowanym modelu wyróżniono blok wirnika oraz siedemnaście bloków obudowy. Na poszczególne bloki obudowy nałożono siatkę o różnych współczynnikach zagęszczenia komórek, w strefie kanału wylotowego zmieniając ich wielkość w pośrednich blokach od największych do najszerzych ku środkowi. W celu wyznaczenia charakterystyk aerodynamicznych dla powyższych modeli wykonano symulacje numeryczne z zastosowaniem opisanego powyżej sposobu realizacji dławienia i obliczono niezbędne wielkości wymiarowe dla ośmiu punktów charakterystyki wymiarowej  $\Delta p_c = f(\dot{V})$  przedstawionej na rys. 41. Ponadto poprawność uzyskanych rezultatów porównano z charakterystyką otrzymaną doświadczalnie, Stacharska-Targosz, Gołogórski (1995) wykonaną przy częstości obrotów wirnika  $n = 20$  1/s. Weryfikacja miała na celu sprawdzenie czy zaproponowany sposób dławienia pozwala na uzyskanie wyników zbliżonych do rzeczywistych.



Rys. 41. Charakterystyka wymiarowa wentylatora poprzecznego  $\Delta p_c = f(\dot{V})$

Jak można zauważyć wartości ciśnienia całkowitego obliczone numerycznie, w zakresie zmian strumienia objętości  $\dot{V} > 0.15 \text{ m}^3/\text{s}$  nie odbiegają znacząco od wartości eksperymentalnych aproksymowanych krzywą przedstawioną na rys. 41. Większe różnice widoczne są dopiero w zakresie strumienia objętości poniżej  $0.15 \text{ m}^3/\text{s}$ . Z uwagi na fakt, iż w przypadku charakterystyki wymiarowej  $\Delta p_s = f(\dot{V})$  zgodność rezultatów pochodzących z symulacji komputerowych charakterystyki i otrzymanych na drodze doświadczalnej nie okazała się wystarczająca, podjęto próbę zmiany sposobu realizacji dławienia przepływu w badanym wentylatorze.

## 6.2. Wpływ częstości obrotów wirnika na charakterystyki aerodynamiczne wentylatora poprzecznego

Zaproponowana metoda dławienia przepływu polega na symetrycznym zawężeniu przekroju kanału wylotowego. Badania numeryczne wykonano dla modelu złożonego z osiemnastu bloków różniących się współczynnikiem zagęszczenia komórek w poszczególnych pośrednich blokach obudowy.

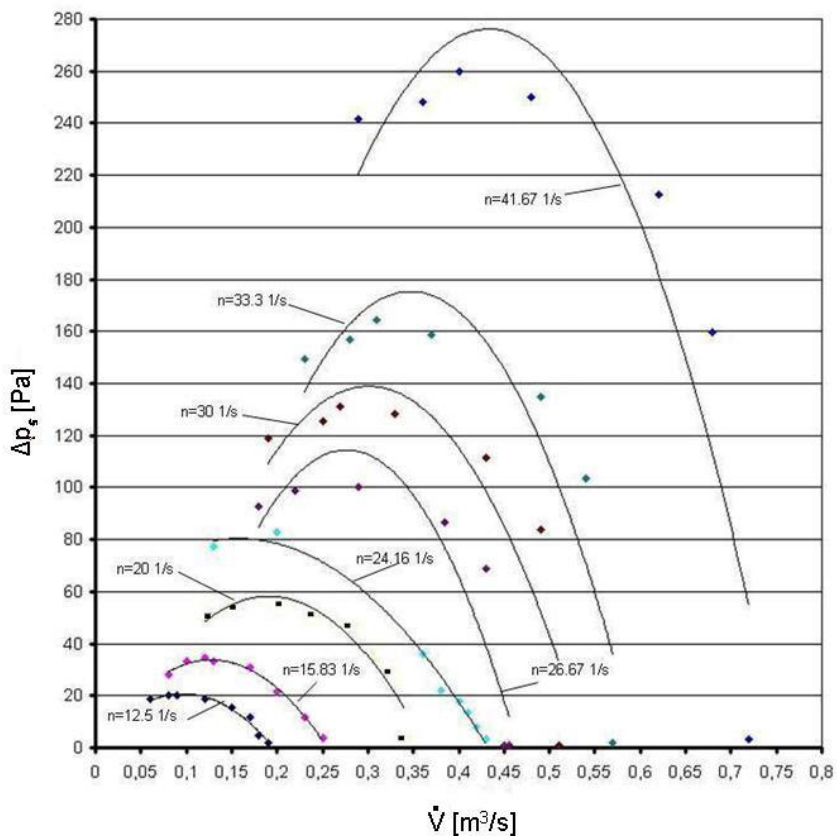
Obliczono wartości: ciśnienia statycznego  $\Delta p_s$ , ciśnienia całkowitego  $\Delta p_c$  oraz strumienia objętości  $\dot{V}$ , co pozwoliło na sporządzenie charakterystyk wymiarowych dla ośmiu częstości obrotów wirnika:  $n = 12.5; 15.83; 20; 24.16; 26.67; 30; 33.3; 41.67 \text{ 1/s}$ .

Widoczne na rys. 42, 43 punkty oznaczają rezultaty badań numerycznych, które po aproksymacji zaprezentowano w postaci charakterystyk wymiarowych  $\Delta p_c = f(\dot{V})$ ,  $\Delta p_s = f(\dot{V})$ , równania krzywych aproksymujących zamieszczono w tabelach 4 i 5. W tabeli 3 zestawiono wartości wielkości potrzebnych do sporządzenia charakterystyk wymiarowych badanego wentylatora: ciśnienia całkowitego, ciśnienia statycznego oraz strumienia objętości uzyskane na drodze symulacji komputerowych.

Tabela 3

Śpiętrzenie statyczne, całkowite i strumień objętości obliczone numerycznie dla różnych częstości obrotów.

<i>n = 12.5 1/s</i>			<i>n = 15.83 1/s</i>			<i>n = 20 1/s</i>			<i>n = 24.16 1/s</i>		
$\Delta p_s$ [Pa]	$\Delta p_c$ [Pa]	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	$\Delta p_s$ [Pa]	$\Delta p_c$ [Pa]	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	$\Delta p_s$ [Pa]	$\Delta p_c$ [Pa]	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	$\Delta p_s$ [Pa]	$\Delta p_c$ [Pa]	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]
18.7	20.6	0.06	28.1	31.67	0.08	51.1	54.2	0.12	77.3	83	0.14
20.1	22.4	0.08	33.2	34.1	0.1	53.9	60.1	0.15	82.7	89.3	0.2
20.2	22.7	0.09	34.64	35.3	0.12	54.9	63.3	0.21	36.2	77.1	0.355
18.6	21.6	0.12	33.2	37.7	0.13	49.9	61.2	0.24	22.1	65.9	0.38
15.6	17.7	0.15	30.7	36.4	0.17	47.3	59.5	0.28	17.9	62	0.40
11.7	15.7	0.17	21.6	33.19	0.2	36.2	56.6	0.31	13.8	59	0.41
4.7	14.4	0.18	11.6	26.9	0.23	28.4	52.1	0.33	7.8	58.9	0.42
1.85	13.0	0.19	3.7	22.3	0.25	4.1	41.4	0.35	3.5	52.4	0.43
<i>n = 26.67 1/s</i>			<i>n = 30 1/s</i>			<i>n = 33.3 1/s</i>			<i>n = 41.67 1/s</i>		
$\Delta p_s$ [Pa]	$\Delta p_c$ [Pa]	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	$\Delta p_s$ [Pa]	$\Delta p_c$ [Pa]	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	$\Delta p_s$ [Pa]	$\Delta p_c$ [Pa]	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	$\Delta p_s$ [Pa]	$\Delta p_c$ [Pa]	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]
92.84	102.6	0.18	118.85	131.86	0.19	149.33	165.39	0.23	241.72	267.8	0.29
98.98	109.4	0.22	125.45	139.4	0.25	156.91	173.47	0.28	248.19	278.67	0.36
100.32	121.8	0.29	131.3	146.99	0.27	164.43	182.86	0.31	259.71	290.73	0.4
86.55	117.4	0.38	128.07	153.87	0.33	158.7	190.94	0.37	205.06	303.86	0.48
68.72	104.68	0.43	111.58	148.2	0.43	134.89	180.93	0.49	212.64	287.39	0.62
1.09	65.4	0.45	83.71	133	0.49	103.44	162.07	0.54	159.52	252.93	0.68
1.05	62.53	0.46	0.926	82.73	0.51	1.81	102.86	0.57	3.15	166.73	0.72

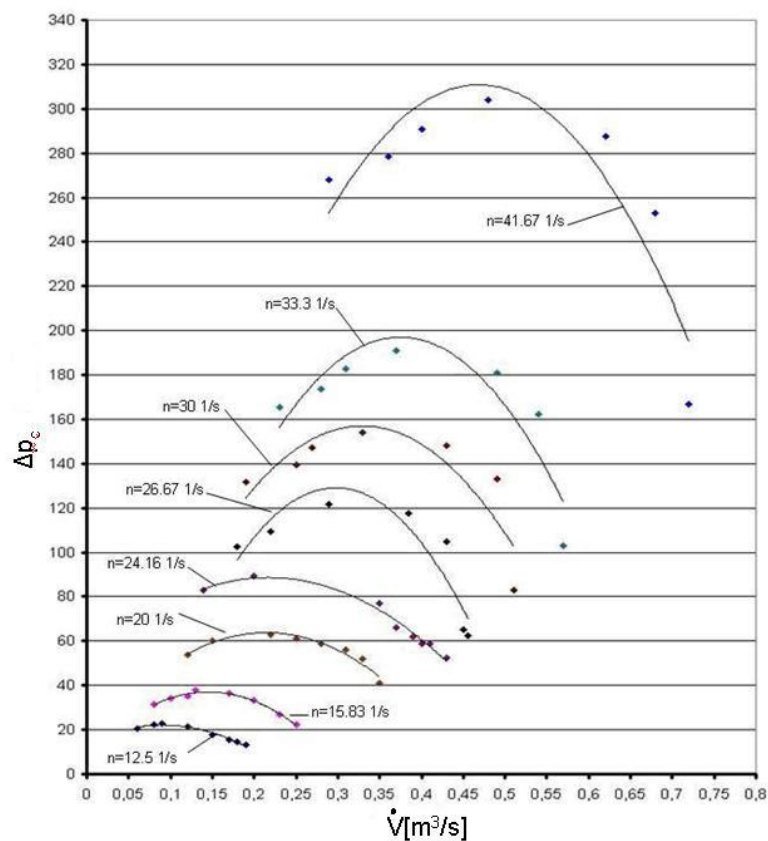


Rys. 42. Charakterystyki wymiarowe  $\Delta p_s = f(\dot{V})$  wentylatora poprzecznego dla różnych częstotliwości obrotów wirnika

Tabela 4

Równania krzywych aproksymujących dla wybranych częstotliwości obrotów wirnika n

Częstość obrotów wirnika n	Równanie krzywej aproksymującej
n = 12.5 1/s	$y = -2090x^2 + 401.96x + 1.4909$
n = 15.83 1/s	$y = -2054.6x^2 + 523.2x + 0.4637$
n = 20 1/s	$y = -1855.5x^2 + 709.9x - 9.7112$
n = 24.16 1/s	$y = -982.8x^2 + 282.16x + 60.182$
n = 26.67 1/s	$y = -3186.3x^2 + 1760.7x - 128.79$
n = 30 1/s	$y = -2412.9x^2 + 1451.7x - 79.463$
n = 33.3 1/s	$y = -2807.1x^2 + 1948.2x - 162.69$
n = 41.67 1/s	$y = -2699.1x^2 + 2340.3x - 231.1$



Rys. 43. Charakterystyki wymiarowe  $\Delta p_c = f(\dot{V})$  wentylatora poprzecznego dla różnych częstotliwości obrotów wirnika

Tabela 5

Równania krzywych aproksymujących dla wybranych częstotliwości obrotów wirnika n

Częstość obrotów wirnika n	Równanie krzywej aproksymującej
n = 12.5 1/s	$y = -967.67x^2 + 174.84x + 14.217$
n = 15.83 1/s	$y = -1357.6x^2 + 394.31x + 8.4254$
n = 20 1/s	$y = -1064.4x^2 + 456.59x + 14.616$
n = 24.16 1/s	$y = -864.33x^2 + 381.86x + 47.359$
n = 26.67 1/s	$y = -2357.3x^2 + 1402.8x - 79.599$
n = 30 1/s	$y = -1667.5x^2 + 1099.2x - 24.154$
n = 33.3 1/s	$y = -1949.9x^2 + 1461x - 76.714$
n = 41.67 1/s	$y = -1825.5x^2 + 1709.3x - 89.281$

Z analizy przeprowadzonej dla dwóch wybranych charakterystyk wymiarowych spiętrzenia całkowitego sporządzonych dla częstości obrotów  $n = 20$ ;  $24.16$  1/s wynika, iż przy ustalonym strumieniu objętości  $0.2$  m<sup>3</sup>/s obserwowany jest wzrost wartości uzyskiwanych spiętrzeń wraz ze wzrostem częstości obrotów. Wartość spiętrzenia statycznego zmienia się odpowiednio od  $63$  Pa do  $89.3$  Pa, co oznacza wzrost o około  $70\%$ , z kolei wartość spiętrzenia całkowitego od  $54.9$  Pa do  $82.7$  Pa, tj. wzrost rzędu  $65\%$ . W tabeli 6 zestawiono wskaźniki bezwymiarowe obliczone ze wzorów (1), (2), (3).

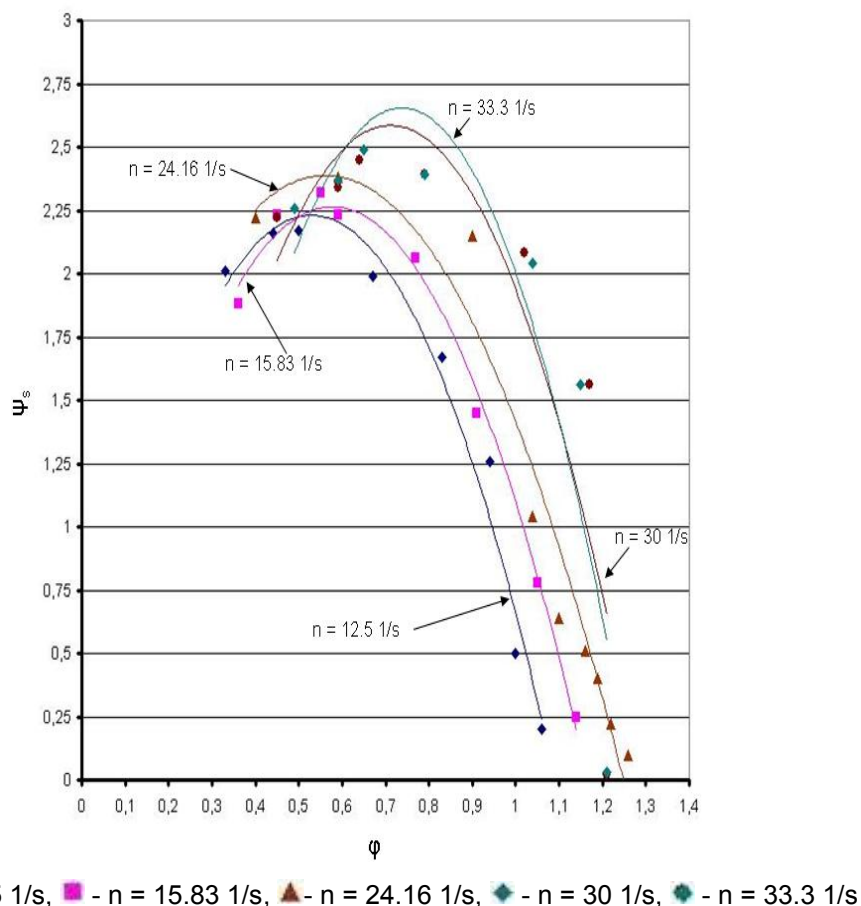
Tabela 6

Wartości wskaźników bezwymiarowych wentylatora dla różnych częstości obrotów.

$n = 12.5$ 1/s			$n = 15.83$ 1/s			$n = 20$ 1/s			$n = 24.16$ 1/s		
$\psi_s$	$\psi_c$	$\varphi$	$\psi_s$	$\psi_c$	$\varphi$	$\psi_s$	$\psi_c$	$\varphi$	$\psi_s$	$\psi_c$	$\varphi$
2.01	2.21	0.33	1.88	2.12	0.36	2.14	2.27	0.43	2.22	2.39	0.4
2.16	2.4	0.44	2.23	2.28	0.45	2.26	2.52	0.54	2.38	2.57	0.59
2.17	2.44	0.5	2.32	2.35	0.55	2.31	2.65	0.75	1.04	2.22	1.04
1.99	2.32	0.67	2.23	2.53	0.59	2.1	2.56	0.86	0.64	1.89	1.1
1.67	1.89	0.83	2.06	2.44	0.77	1.97	2.48	1.0	0.51	1.78	1.16
2.26	1.68	0.94	1.45	2.23	0.91	1.51	2.35	1.11	0.4	1.69	1.19
0.5	1.55	1.0	0.78	1.8	1.05	1.18	2.18	1.18	0.22	1.67	1.22
0.2	1.39	1.06	0.25	1.49	1.14	0.17	1.72	1.25	0.1	1.51	1.26
$n = 26.67$ 1/s			$n = 30$ 1/s			$n = 33.3$ 1/s			$n = 41.67$ 1/s		
$\psi_s$	$\psi_c$	$\varphi$	$\psi_s$	$\psi_c$	$\varphi$	$\psi_s$	$\psi_c$	$\varphi$	$\psi_s$	$\psi_c$	$\varphi$
2.19	2.42	0.47	2.22	2.46	0.45	2.26	2.49	0.49	2.34	2.59	0.49
2.34	2.58	0.58	2.34	2.6	0.59	2.37	2.62	0.59	2.4	2.69	0.61
2.37	2.87	0.76	2.45	2.74	0.64	2.49	2.76	0.65	2.51	2.81	0.68
2.04	2.77	1.01	2.39	2.87	0.79	2.39	2.89	0.79	2.42	2.94	0.81
1.62	2.47	1.13	2.08	2.77	1.02	2.04	2.73	1.04	2.06	2.78	1.05
0.03	1.54	1.18	1.56	2.48	1.17	1.56	2.45	1.15	1.54	2.45	1.15
0.02	1.48	1.2	0.02	1.54	1.21	0.03	1.55	1.21	0.03	1.61	1.22



Na podstawie danych zamieszczonych w tabeli 6 sporządzono charakterystyki bezwymiarowe  $\psi_s = f(\varphi)$ ,  $\psi_c = f(\varphi)$  badanego wentylatora. Rezultaty symulacji numerycznych dla pięciu wybranych częstości obrotów wirnika przedstawiono w postaci punktów, ponadto na rys. 44 i rys. 45 zamieszczono krzywe aproksymujące o równaniach zestawionych w tabeli 7 i w tabeli 8.

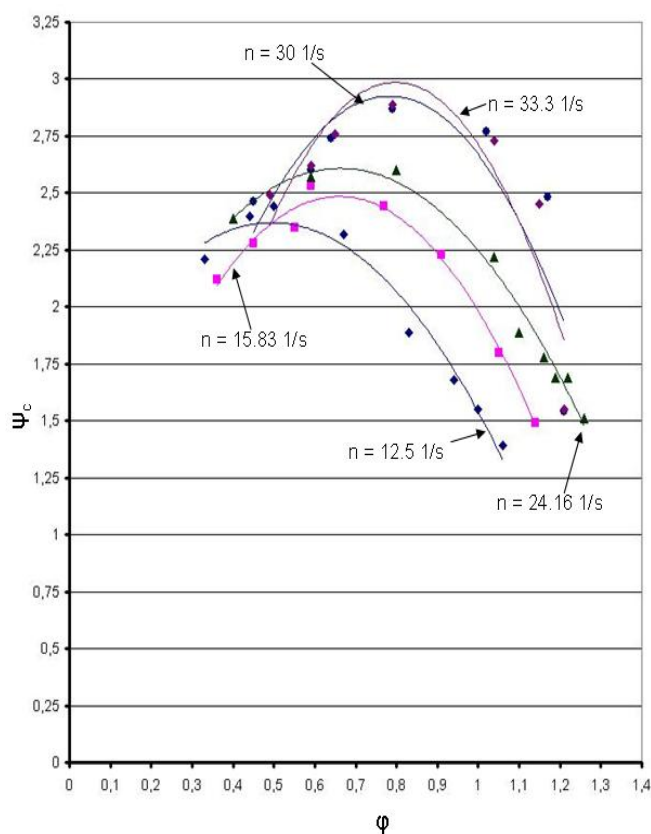


Rys. 44. Charakterystyki bezwymiarowe  $\psi_s = f(\varphi)$  dla różnych częstości obrotów wirnika

Tabela 7

Równania krzywych aproksymujących dla wybranych częstości obrotów wirnika n

Częstość obrotów wirnika n	Równanie krzywej aproksymującej
n = 12.5 1/s	$y = -7.0655x^2 + 7.4698x + 0.2561$
n = 15.83 1/s	$y = -6.5246x^2 + 7.5325x + 0.0896$
n = 24.16 1/s	$y = -5.0798x^2 + 5.712x + 0.7825$
n = 30 1/s	$y = -7.7811x^2 + 11.08x - 1.3591$
n = 33.3 1/s	$y = -9.3922x^2 + 13.846x - 2.4489$



◆ -  $n = 12.5 \text{ 1/s}$ , ■ -  $n = 15.83 \text{ 1/s}$ , ▲ -  $n = 24.16 \text{ 1/s}$ , ◆ -  $n = 30 \text{ 1/s}$ , ● -  $n = 33.3 \text{ 1/s}$

Rys. 45. Charakterystyki bezwymiarowe  $\psi_c = f(\varphi)$  dla różnych częstotliwości obrotów wirnika

Tabela 8

Równania krzywych aproksymujących dla wybranych częstotliwości obrotów wirnika  $n$

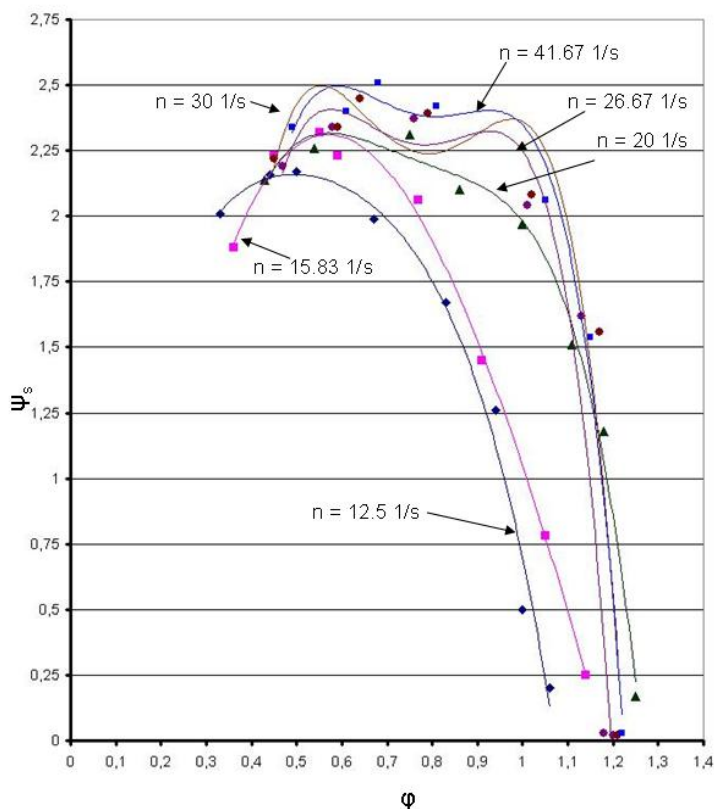
Częstość obrotów wirnika $n$	Równania krzywych aproksymujących
$n = 12.5 \text{ 1/s}$	$y = -3.2569x^2 + 3.2235x + 1.5725$
$n = 15.83 \text{ 1/s}$	$y = -4.3379x^2 + 5.7207x + 0.5991$
$n = 24.16 \text{ 1/s}$	$y = -3.1652x^2 + 4.1913x + 1.2209$
$n = 30 \text{ 1/s}$	$y = -5.4117x^2 + 8.467x - 0.3865$
$n = 33.3 \text{ 1/s}$	$y = -6.6486x^2 + 10.6x - 1.2396$

Analiza charakterystyk wymiarowych i bezwymiarowych przedstawionych na rys. 42 ÷ 45 wskazuje na wzrost maksymalnych wartości wskaźnika: statycznego i całkowitego wraz ze wzrostem częstotliwości obrotów wirnika. Badania numeryczne umożliwiły realizację przepływu w zakresie od  $0.05 \text{ m}^3/\text{s}$  do  $0.75 \text{ m}^3/\text{s}$ . Zaprezentowane

na powyższych rysunkach krzywe mają zbliżony przebieg. Wraz ze wzrostem strumienia objętości (wskaźnika przepływu) krzywe wykazują tendencję wzrostową aż do osiągnięcia wartości maksymalnej po której przy przejściu w zakres wyższych wartości strumienia objętości (wskaźnika przepływu) wartości analizowanych wielkości wyraźnie maleją.

Prezentowane wyniki numeryczne były aproksymowane za pomocą wielomianów drugiego stopnia. W związku z faktem, iż krzywa aproksymowana nie zawsze przechodzi dokładnie przez punkty będące wynikami badań numerycznych podjęto próbę wykorzystania do aproksymacji wyników krzywej wyższego rzędu, tj. wielomianu czwartego stopnia.

Na rys. 46 i rys. 47 zamieszczono krzywe bezwymiarowe odpowiednio  $\psi_s = f(\varphi)$ ,  $\psi_c = f(\varphi)$  dla których wyniki numeryczne aproksymowano wielomianem czwartego stopnia, a równania krzywych aproksymujących dla różnych częstości obrotów wirnika zamieszczono w tabeli 9 i w tabeli 10.



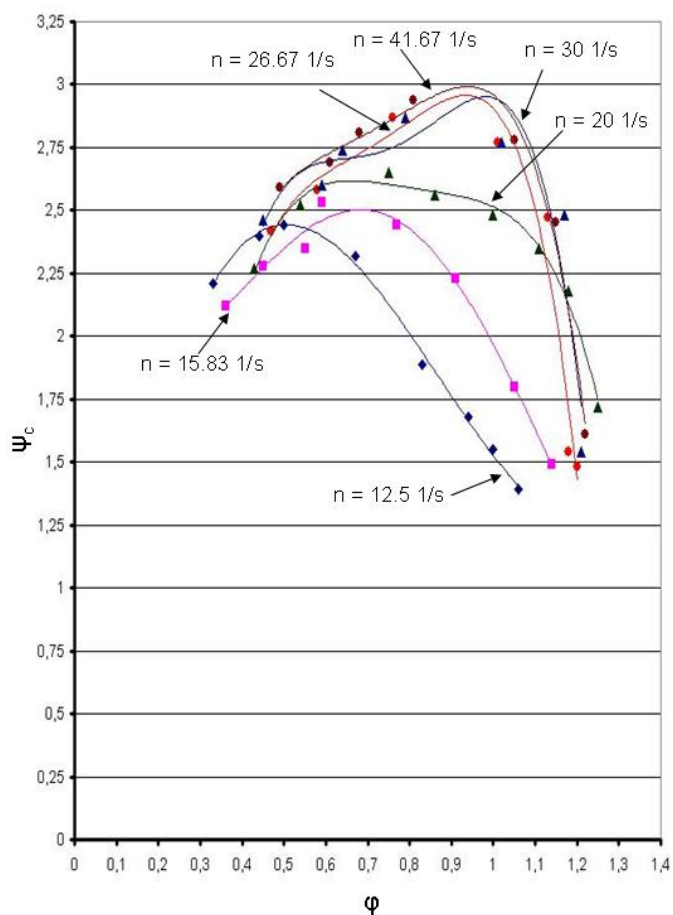
◆ -  $n = 12.5$  1/s, ■ -  $n = 15.83$  1/s, ▲ -  $n = 20$  1/s, ● -  $n = 26.67$  1/s, ★ -  $n = 30$  1/s, ■ -  $n = 41.67$  1/s

Rys. 46. Charakterystyki bezwymiarowe  $\psi_s = f(\varphi)$  dla różnych częstości obrotów wirnika

Tabela 9

Równania krzywych aproksymujących dla wybranych częstości obrotów wirnika  $n$ 

Częstość obrotów wirnika $n$	Równanie krzywej aproksymującej
$n = 12.5 \text{ 1/s}$	$y = -12.995x^4 + 29.2235x^3 - 28.778x^2 + 13.199x - 0.1056$
$n = 15.83 \text{ 1/s}$	$y = -0.8286x^4 + 6.1793x^3 - 17.449x^2 + 14.469x - 1.3245$
$n = 20 \text{ 1/s}$	$y = -30.701x^4 + 93.224x^3 - 105.7x^2 + 52.383x - 7.2218$
$n = 26.67 \text{ 1/s}$	$y = -91.651x^4 + 279.29x^3 - 313.43x^2 + 153.13x - 25.093$
$n = 30 \text{ 1/s}$	$y = -94.905x^4 + 293.75x^3 - 332.42x^2 + 162.38x - 26.445$
$n = 41.67 \text{ 1/s}$	$y = -76.878x^4 + 238.03x^3 - 271.96x^2 + 135.52x - 22.358$



◆ -  $n = 12.5 \text{ 1/s}$ , ■ -  $n = 15.83 \text{ 1/s}$ , ▲ -  $n = 20 \text{ 1/s}$ , ▲ -  $n = 26.67 \text{ 1/s}$ , ● -  $n = 30 \text{ 1/s}$ , ● -  $n = 41.67 \text{ 1/s}$

Rys. 47. Charakterystyki bezwymiarowe  $\psi_c = f(\varphi)$  dla różnych częstości obrotów wirnika

Tabela 10

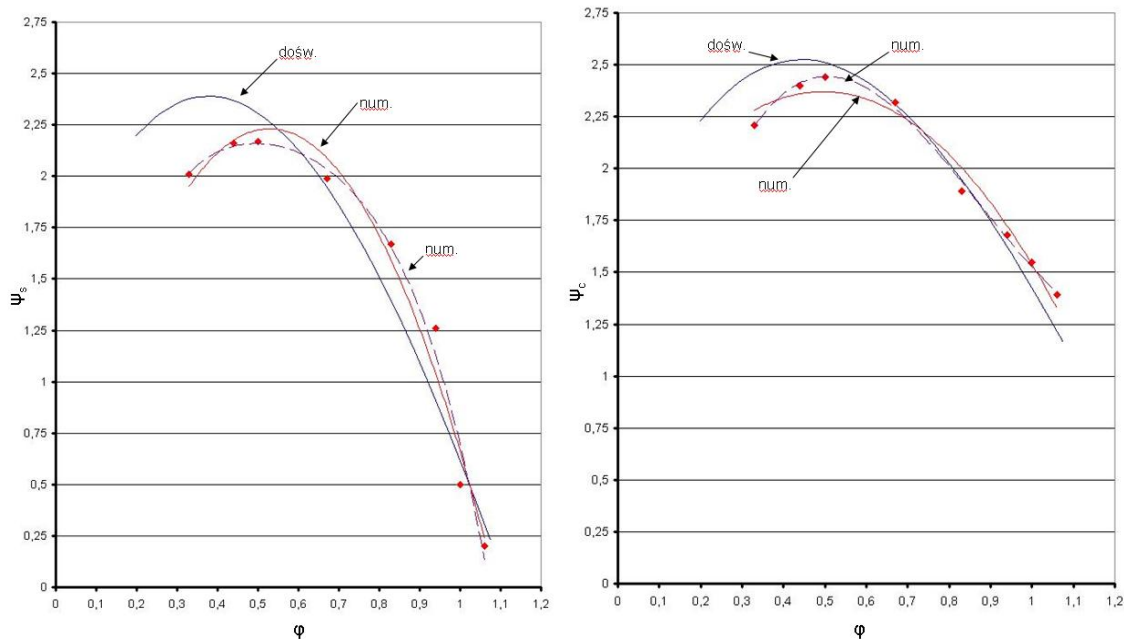
Równania krzywych aproksymujących dla wybranych częstości obrotów wirnika n

Częstość obrotów wirnika n	Równanie krzywej aproksymującej
n = 12.5 1/s	$y = 0.5276x^4 + 4.6864x^3 - 14.641x^2 + 10.938x + 0.0152$
n = 15.83 1/s	$y = 7.7637x^4 - 23.758x^3 + 21.649x^2 - 6.221x + 2.5323$
n = 20 1/s	$y = -20.118x^4 + 65.467x^3 - 79.864x^2 + 43.019x - 5.9898$
n = 26.67 1/s	$y = -41.025x^4 + 118.98x^3 - 128.28x^2 + 61.959x - 8.7305$
n = 30 1/s	$y = -47.851x^4 + 144.48x^3 - 160.26x^2 + 77.942x - 11.387$
n = 41.67 1/s	$y = -28.228x^4 + 80.808x^3 - 85.993x^2 + 41.221x - 4.8514$

Analiza wykresów zamieszczonych na rys. 45 ÷ 47 wykazała, iż dobór stopnia wielomianu aproksymacyjnego ma istotny wpływ na reprezentację wyników uzyskanych na drodze symulacji numerycznych. Charakterystyki bezwymiarowe sporządzone przy użyciu krzywych aproksymujących czwartego stopnia precyzyjniej odzwierciedlają rzeczywisty rozkład rezultatów numerycznych w porównaniu z krzywymi aproksymującymi sporządzonymi za pomocą wielomianu niższego rzędu.

### 6.3. Porównanie badań numerycznych z rezultatami eksperymentalnymi

Weryfikację poprawności uzyskanych wyników numerycznych dokonano w oparciu o wyniki badań eksperymentalnych zamieszczone w pracy Stacharskiej-Targosz (1994). Badania doświadczalne prowadzone były dla wentylatora WPU 450/100 ( $D_2 = 0.1\text{m}$  i  $L = 0.45\text{ m}$ ) którego parametry geometryczne posłużyły do zbudowania modelu numerycznego. Porównanie wyników numerycznych z doświadczalnymi dla częstości obrotów: n = 12.5; 15.83; 20 oraz 24.16 1/s zaprezentowano w formie charakterystyk bezwymiarowych na rys. 48 ÷ 51, ponadto w tabelach 11 ÷ 14 zamieszczono równania krzywych aproksymujących. Charakterystyki bezwymiarowe widoczne na rysunkach w postaci linii ciągłych (kolor granatowy) sporządzono na podstawie wyników doświadczalnych, natomiast rezultaty uzyskane z obliczeń numerycznych zamieszczono w postaci punktów dodatkowo aproksymując je za pomocą wielomianów: drugiego stopnia (linia ciągła – kolor czerwony) oraz czwartego stopnia (linia przerywana – kolor fioletowy).



a.

b.

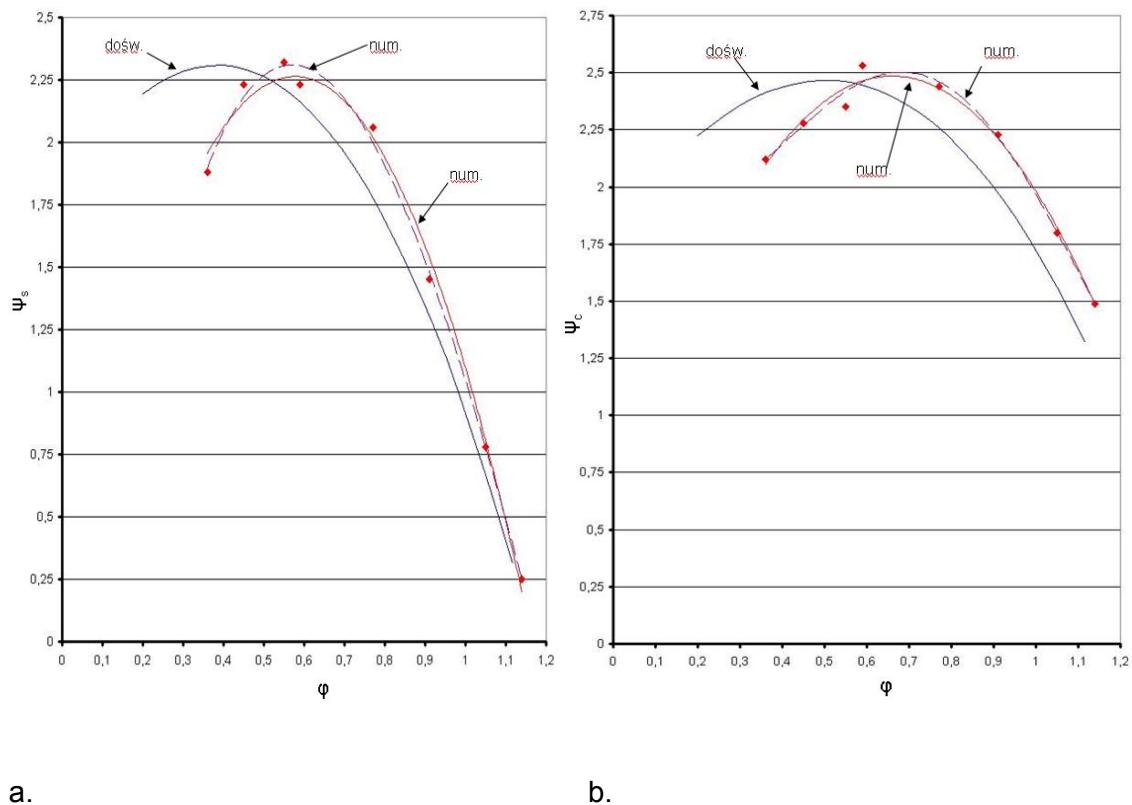
Rys. 48. Porównanie wyników badań numerycznych i eksperymentalnych,  $n = 12.5$  1/s.

a)  $\psi_s = f(\varphi)$  b)  $\psi_c = f(\varphi)$

Tabela 11

Równania krzywych aproksymujących dla częstości obrotów wirnika  $n = 12.5$  1/s

$\Psi_s$	doświadczalne	$y = -4.2914x^2 + 3.1113x + 1.7963$
	num. (wielomian 2-go stopnia)	$y = -7.0655x^2 + 7.4698x + 0.2561$
	num. (wielomian 4-go stopnia)	$y = -12.995x^4 + 29.374x^3 - 28.778x^2 + 13.199x - 0.1056$
$\Psi_c$	doświadczalne	$y = -3.4877x^2 + 3.1182x + 1.7952$
	num. (wielomian 2-go stopnia)	$y = -3.2569x^2 + 3.2235x + 1.5725$
	num. (wielomian 4-go stopnia)	$y = 0.5276x^4 + 4.6864x^3 - 14.641x^2 + 10.938x + 0.0152$



Rys. 49. Porównanie wyników badań numerycznych i eksperymentalnych,  $n = 15.83$  1/s.

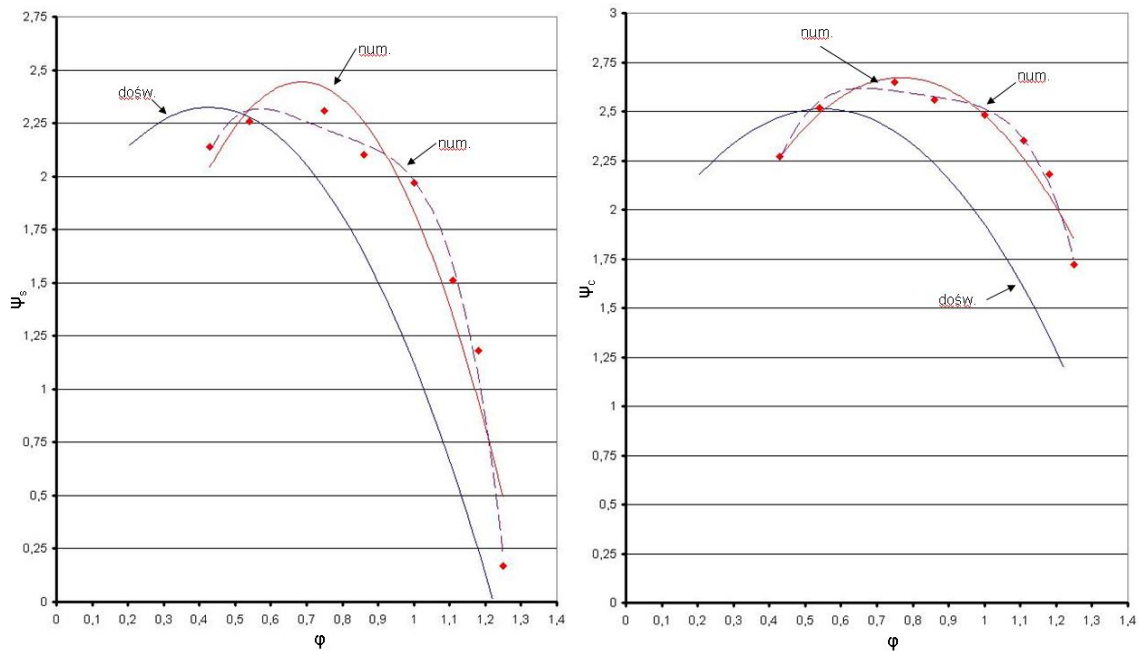
a)  $\psi_s = f(\varphi)$  b)  $\psi_c = f(\varphi)$

Tabela 12

Równania krzywych aproksymujących dla częstości obrotów wirnika  $n = 15.83$  1/s

$\Psi_s$	doświadczalne	$y = -3.772x^2 + 2.946x + 1.7417$
	num. (wielomian 2-go stopnia)	$y = -6.5246x^2 + 7.5325x + 0.0896$
	num. (wielomian 4-go stopnia)	$y = -0.8268x^4 + 6.1793x^3 - 17.449x^2 + 14.469x - 1.3245$
$\Psi_c$	doświadczalne	$y = -2.9744x^2 + 2.958x + 1.7395$
	num. (wielomian 2-go stopnia)	$y = -4.3379x^2 + 5.7207x + 0.5991$
	num. (wielomian 4-go stopnia)	$y = 7.7637x^4 - 23.758x^3 + 21.649x^2 - 6.221x + 2.5323$





a.

b.

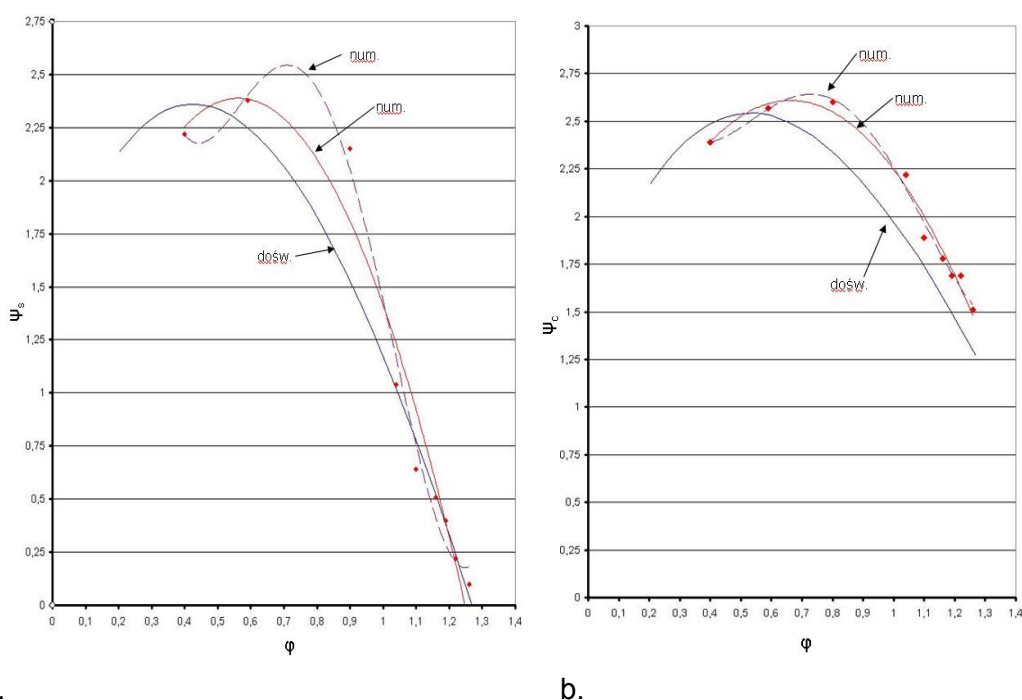
Rys. 50. Porównanie wyników badań numerycznych i eksperymentalnych,  $n = 20$  1/s.

a)  $\psi_s = f(\varphi)$  b)  $\psi_c = f(\varphi)$

Tabela 13

Równania krzywych aproksymujących dla częstości obrotów wirnika  $n = 20$  1/s

$\Psi_s$	doświadczalne	$y = -3.6836x^2 + 3.1537x + 1.6517$
	num. (wielomian 2-go stopnia)	$y = -6.1308x^2 + 8.4048x - 0.4371$
	num. (wielomian 4-go stopnia)	$y = -30.701x^4 + 93.224x^3 - 105.7x^2 + 52.383x - 7.2218$
$\Psi_c$	doświadczalne	$y = -2.9036x^2 + 3.18x + 1.6463$
	num. (wielomian 2-go stopnia)	$y = -3.5254x^2 + 5.4098x + 0.5961$
	num. (wielomian 4-go stopnia)	$y = -20.118x^4 + 65.467x^3 - 79.864x^2 + 43.019x - 5.9898$



Rys. 51. Porównanie wyników badań numerycznych i eksperymentalnych,  $n = 24.16 \text{ 1/s}$ .

a)  $\psi_s = f(\varphi)$  b)  $\psi_c = f(\varphi)$

Tabela 14

Równania krzywych aproksymujących dla częstości obrotów  $n = 24.16 \text{ 1/s}$

$\Psi_s$	<i>doświadczalne</i>	$y = -3.2219x^2 + 2.6463x + 1.7854$
	<i>num. (wielomian 2-go stopnia)</i>	$y = -5.0798x^2 + 5.712x + 0.7825$
	<i>num. (wielomian 4-go stopnia)</i>	$y = 42.658x^4 - 136.46x^3 + 149.35x^2 - 66.785x + 12.673$
$\Psi_c$	<i>doświadczalne</i>	$y = -2.46x^2 + 2.6876x + 1.777$
	<i>num. (wielomian 2-go stopnia)</i>	$y = -3.1652x^2 + 4.1913x + 1.2209$
	<i>num. (wielomian 4-go stopnia)</i>	$y = 11.106x^4 - 36.428x^3 + 39.368x^2 - 16.544x + 4.7569$

Analizując wykresy zamieszczone na rys. 48 ÷ 51 można zauważyć, iż badania numeryczne prowadzone w programie opartym na metodzie objętości skończonych wykazują dużą zgodność z rezultatami badań eksperymentalnych. Ponadto stwierdzono, iż rodzaj zastosowanej krzywej aproksymacyjnej ma wpływ na prezentowane rezultaty. W literaturze przedmiotowej dotyczącej zagadnienia numerycznego wyznaczania charakterystyk aerodynamicznych wentylatorów poprzecznych obok weryfikacji wyników numerycznych w oparciu o dostępne krzywe eksperymentalne autorzy zamieszczają

informację o stopniu zgodności uzyskanych rezultatów. Podkreślić należy jednak brak informacji o sposobie przeprowadzenia takiej oceny, stąd w dalszej części pracy zostanie podjęta próba oceny stopnia zgodności uzyskanych rezultatów w wyniku symulacji numerycznych przepływu z wynikami badań eksperymentalnych za pomocą wybranej metody statystycznej.

## 6.4. Analityczne wyznaczanie charakterystyk aerodynamicznych wentylatora poprzecznego

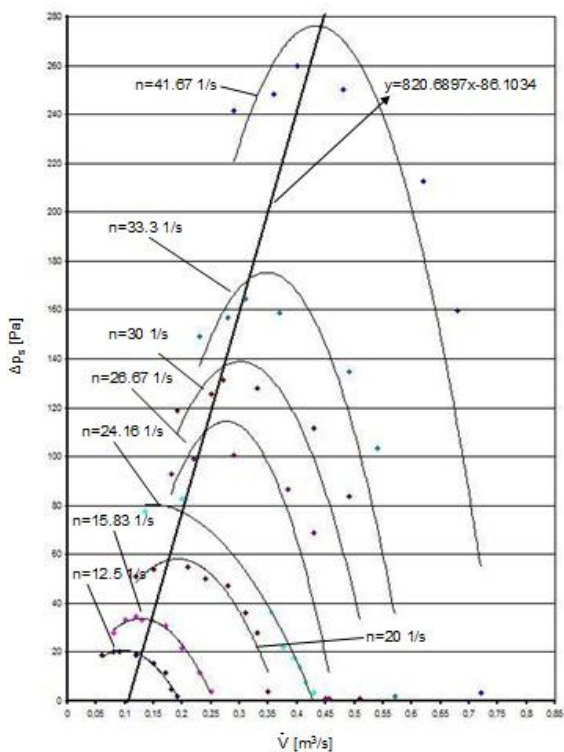
W niniejszym rozdziale przedstawiono rezultaty badań uzyskane na drodze symulacji komputerowych, które umożliwiły wyznaczanie charakterystyk aerodynamicznych wentylatora poprzecznego bez konieczności budowania stanowiska badawczego. W oparciu o wymiarowe charakterystyki aerodynamiczne  $\Delta p_s = f(\dot{V})$ ,  $\Delta p_c = f(\dot{V})$  sporządzone na podstawie wyników obliczeń numerycznych podjęto ponadto próbę uzyskania rozwiązania analitycznego. Analiza przebiegu krzywych aproksymujących zamieszczonych na rys. 42 i rys. 43 wykazała, iż krzywe aproksymujące sporządzone dla dwóch najniższych częstości obrotów wirnika:  $n = 12.5$  1/s oraz  $n = 15.83$  1/s w przypadku charakterystyk wymiarowych  $\Delta p_c = f(\dot{V})$  zdecydowanie odbiegają swoim przebiegiem od pozostałych, stąd też próba uzyskania rozwiązania analitycznego dotyczyć będzie ograniczonego zakresu częstości obrotów wirnika od  $n = 20$  1/s do  $n = 33.3$  1/s.

Jak wykazano wcześniej istnieje możliwość sporządzania charakterystyk aerodynamicznych wentylatora poprzecznego w oparciu o rezultaty badań numerycznych za pomocą krzywych aproksymacyjnych będących wielomianem drugiego stopnia o równaniu ogólnym  $y = ax^2 + bx + c$ . Uzyskanie rozwiązania analitycznego będzie zatem polegało na wyznaczeniu współczynników równania:  $a$ ,  $b$ ,  $c$  i uzależnieniu ich od częstości obrotów wirnika  $n$  oraz strumienia objętości  $\dot{V}$ , co daje się zapisać w następującej formie:

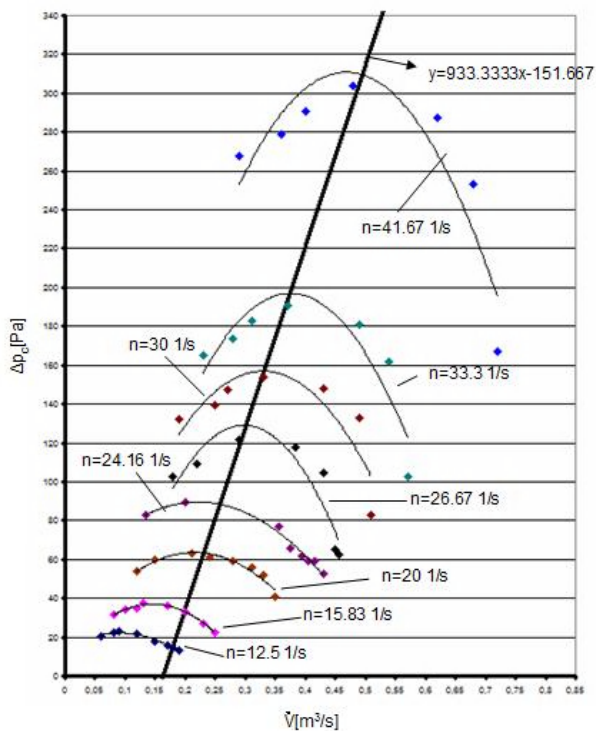
$$\Delta p = a(\dot{V})^2 + b\dot{V} + c \quad (24)$$

Przyjęto, iż wierzchołki parabol za pomocą których aproksymowano rezultaty badań numerycznych w przypadku krzywych spiętrzenia statycznego oraz spiętrzenia

całkowitego w funkcji strumienia objętości należą do wykresów funkcji liniowych o równaniach przedstawionych na rys. 52 i rys. 53.



Rys. 52. Charakterystyki wymiarowe  $\Delta p_s = f(\dot{V})$  wentylatora poprzecznego



Rys. 53. Charakterystyki wymiarowe  $\Delta p_c = f(\dot{V})$  wentylatora poprzecznego

Następnie w oparciu o dane zamieszczone w tabeli 3 obliczono jednostkowy przyrost strumienia objętości, który w przypadku krzywych spiętrzenia statycznego wyniósł  $\Delta \dot{V}_{j_s} = 15 \cdot 10^{-4}$ , a w przypadku krzywych spiętrzenia całkowitego odpowiednio  $\Delta \dot{V}_{j_c} = 18 \cdot 10^{-4}$ . Znając wartość jednostkowego przyrostu strumienia objętości, można obliczyć współrzędne x wierzchołków wielomianów aproksymujących dla dowolnej częstości obrotów wirnika, za pomocą następujących wzorów:

- dla krzywych spiętrzenia statycznego

$$x_{Ws} = \Delta \dot{V}_{j_s} \cdot n = 1.5 \cdot 10^{-4} n \quad (25)$$

- dla krzywych spiętrzenia całkowitego

$$x_{Wc} = \Delta \dot{V}_{j_c} \cdot n = 1.8 \cdot 10^{-4} n \quad (26)$$

Współrzędne wierzchołka wielomianu drugiego stopnia definiowane są za pomocą następujących formuł, Dziubiński (1982):

$$x_w = \frac{-b}{2a} \quad (27)$$

$$y_w = \frac{-\Delta}{4a} \quad (28)$$

Przekształcając powyższe wzory poszukiwane stałe: a, b równania kwadratowego, uzależniono od współrzędnych wierzchołka, co daje się zapisać:

$$a = \frac{-b}{x_w} \quad (29)$$

$$b = \frac{2(y_w - c)}{x_w} \quad (30)$$

Ponadto na podstawie analizy krzywych aproksymujących współczynnik c równania kwadratowego uzależniono od częstości obrotów wirnika zgodnie z formułą:

$$c = 0.011 \cdot n \quad (31)$$

Po podstawieniu do równania (24) powyższych zależności otrzymano rozwiązanie analityczne w postaci równań opisujących zależność spiętrzenia statycznego oraz spiętrzenia całkowitego od częstości obrotów wirnika  $n$  oraz strumienia objętości  $\dot{V}$ , które przyjmują odpowiednio postać:

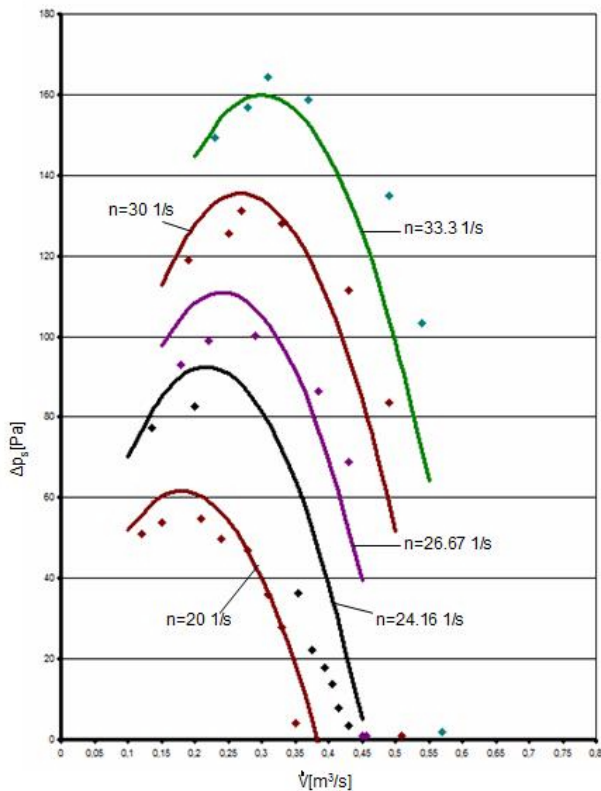
- spiętrzenie statyczne

$$\Delta p_s = \frac{n[0.011(\dot{V})^2 - 0.022\dot{V} + 0.165 \cdot 10^{-4}]}{15 \cdot 10^{-4} n + 2(\dot{V})^2 - 2\dot{V}} \quad (32)$$

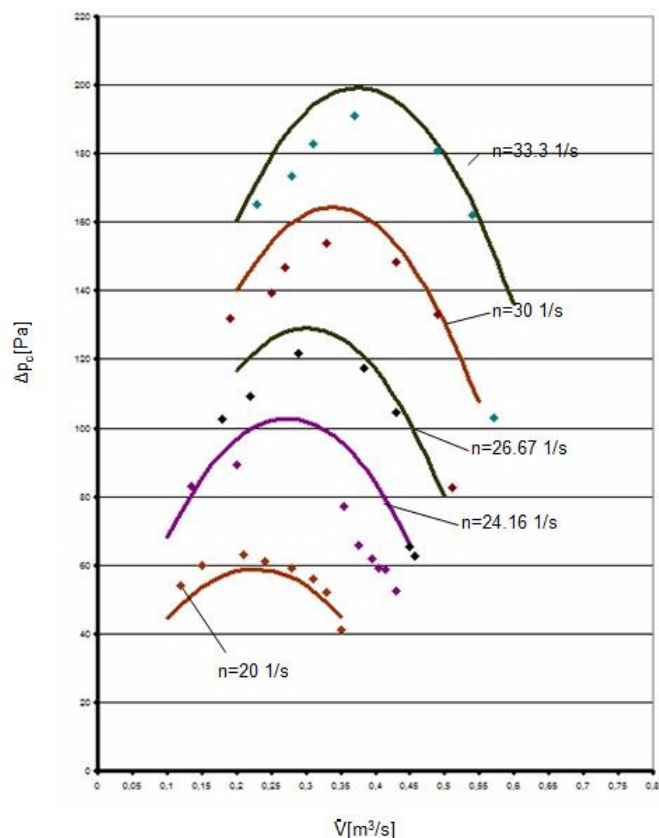
- spiętrzenie całkowite

$$\Delta p_c = \frac{n[0.022(\dot{V})^2 - 0.022\dot{V} + 0.0207 \cdot 10^{-4}]}{1.88 \cdot 10^{-4} n + 2(\dot{V})^2 - 2\dot{V}} \quad (33)$$

Przykładowe charakterystyki wymiarowe sporządzone dla wybranych częstości obrotów wirnika  $n$  i obliczone w oparciu o wzory (32) oraz (33) zamieszczono na rys. 54 i rys. 55, widoczne na rysunkach punkty są rezultatami badań numerycznych.



Rys. 54. Charakterystyki wymiarowe  $\Delta p_s = f(\dot{V})$  - rozwiązanie analityczne



Rys. 55. Charakterystyki wymiarowe  $\Delta p_c = f(\dot{V})$  - rozwiązanie analityczne

Analiza krzywych zamieszczonych na rys. 54 i rys. 55 pozwala na stwierdzenie, iż uzyskana na drodze analitycznej postać ogólna równań krzywych spiętrzenia statycznego oraz całkowitego w ograniczonym zakresie częstości obrotów wirnika  $n$  pozwala na sporządzanie charakterystyk badanego wentylatora poprzecznego i w sposób zadowalający przybliża rezultaty badań numerycznych.

## 6.5. Krytyczna liczba Reynoldsa

W niniejszym rozdziale podjęta zostanie próba oceny wpływu liczby Reynoldsa na charakterystyki aerodynamiczne wentylatorów poprzecznych w oparciu o wyniki badań numerycznych dla czterech wybranych częstości obrotów wirnika:  $n = 12.5$ ;  $15.83$ ;  $24.16$ ;  $30$  1/s.

W przypadku wentylatorów poprzecznych, w literaturze przedmiotu definicja liczby Reynoldsa uzależniana jest od przyjętego wymiaru charakterystycznego, którym może być, np.:



średnica zewnętrzna wirnika  $D_2$

$$\text{Re}_D = \frac{\rho u_2 D_2}{\mu} \quad (34)$$

długość łopatki wirnika

$$\text{Re}_E = \frac{\rho u_2 l_s}{\mu} \quad (35)$$

Ponadto dyskusję wywołuje również problem wyboru prędkości, która według jednych autorów powinna być prędkością związaną z układem wirującym, czyli mierzoną na zewnętrznej średnicy wirnika  $u_2$ , a według innych prędkością średnią związaną z przepływem i obliczaną ze wzoru:

$$v^* = \frac{\dot{V}}{D_2 L} \quad (36)$$

Taka niejednoznaczność to jedna z przyczyn występowania trudności w analizach dotyczących wielkości i rodzaju wpływu tej liczby kryterialnej na wartości uzyskiwanych wielkości.

W literaturze przedmiotu najczęściej do zdefiniowania liczby Reynoldsa jako wymiar charakterystyczny przyjmuje się długość cięciwy łopatki wirnika  $c$ , stąd liczba Reynoldsa wyrażana jest za pomocą wzoru, Lajos, Preszler (1973), Ilberg, Sadeh (1965-66), Holgate, Haines (1977), Stacharska-Targosz (1991):

$$\text{Re} = \frac{\rho u_2 c}{\mu} \quad (37)$$

gdzie:

$\rho$  – gęstość płynu,  $u_2$  – prędkość obwodowa mierzona na zewnętrznej średnicy wirnika  $D_2$ ,  $\mu$  – dynamiczny współczynnik lepkości.

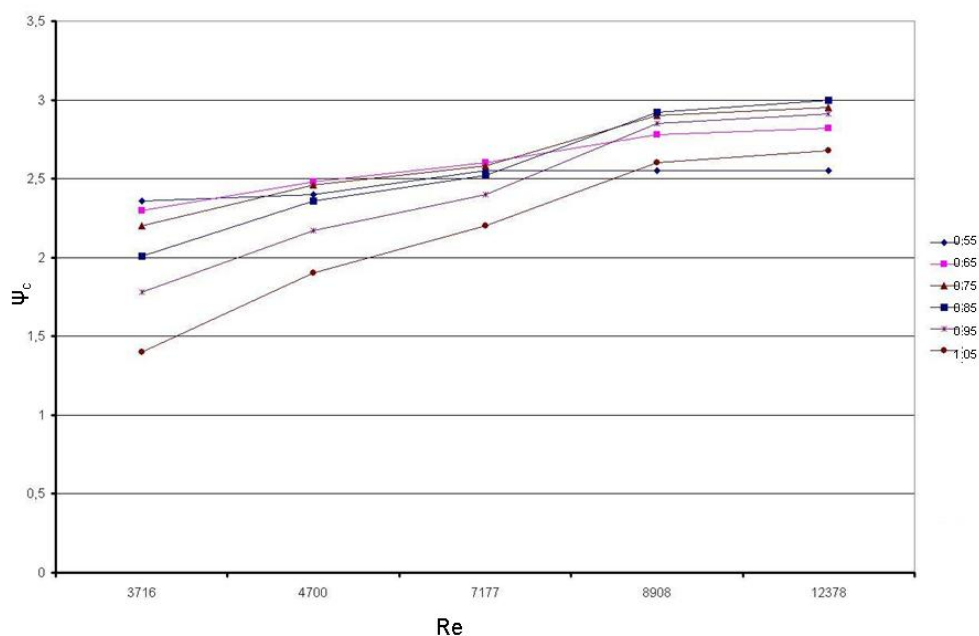
Ocena wpływu liczby Reynoldsa na charakterystyki wentylatora poprzecznego przeprowadzona została na podstawie wyników badań numerycznych modelu o wymiarach wirnika:  $D_2 = 0.1$  m i  $L = 0.45$  m, długość cięciwy łopatki  $c = 0.014$  m. Wybrane wartości bezwymiarowego wskaźnika spietrzenia całkowitego  $\eta_c$  dla wybranych

wskaźników przepływu  $\varphi$  w zakresie zmian  $0.45 \div 1.05$  zestawiono w tabeli 15, w której zamieszczono również obliczone wartości liczby Reynoldsa. Wyniki liczbowe z tabeli 15 w formie graficznej zaprezentowano na rys. 56 w postaci krzywych  $\psi_c = f(\text{Re})$ , tj. spiętrzenia całkowitego w funkcji liczby Reynoldsa.

Tabela 15

Wartości spiętrzenia całkowitego uzyskane na drodze obliczeń numerycznych

$\varphi$	0.45	0.55	0.65	0.75	0.85	0.95	1.05
Re	$\psi_c$						
3716	2.35	2.36	2.3	2.2	2.01	1.78	1.4
4700	2.28	2.4	2.48	2.46	2.36	2.17	1.9
7177	2.45	2.55	2.6	2.58	2.52	2.4	2.2
8908	2.26	2.55	2.78	2.9	2.92	2.85	2.6
12378	2.3	2.55	2.82	2.95	3.0	2.91	2.68



Rys. 56. Zmiana  $\psi_c = f(\text{Re})$  dla wybranych wskaźników przepływu  $\varphi$

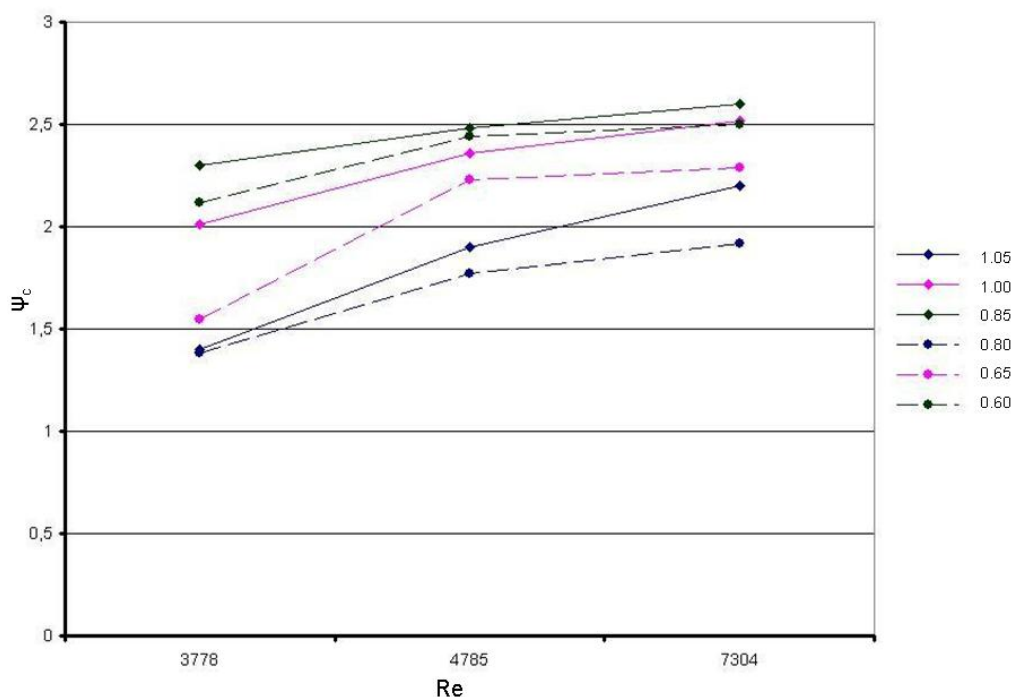
Wykresy zmiany wskaźnika spiętrzenia całkowitego w funkcji liczby Reynoldsa dla sześciu wybranych wskaźników przepływu zaprezentowane na rys. 56 wskazują na fakt, iż wzrost wartości liczby Reynoldsa powoduje wzrost wartości wskaźników spiętrzenia całkowitego.

Ponadto analiza danych zestawionych w tabeli 15 wykazuje, iż zmiana wartości wskaźnika spiętrzenia całkowitego w zakresie zmian liczby Reynoldsa  $8908 \div 12378$  jest mniejsza niż 5%, co wskazuje na osiągnięcie wartości krytycznej liczby Reynoldsa.

Tabela 16

Wybrane wartości spiętrzenia całkowitego uzyskane na drodze eksperymentalnej

Re	$\varphi$	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
	$\psi_c$					
3778		2.229	2.510	2.120	1.550	1.380
4785		2.226	2.436	2.444	2.227	1.769
7304		2.151	2.440	2.500	2.290	1.920



Rys. 57. Zmiana  $\psi_c$  w funkcji liczby Reynoldsa Re – porównanie wyników eksperymentalnych i numerycznych

Na rys. 57 przedstawiono w postaci graficznej wyniki badań numerycznych (linia ciągła) dla trzech wybranych liczb Reynoldsa: 3716, 4700 oraz 7177 i porównano je z wynikami badań doświadczalnych (linia przerywana) wybranymi dla zbliżonych wartości liczby kryterialnej, zamieszczonymi w tabeli 16, Stacharska-Targosz (1996). Zbliżone wartości liczby Reynoldsa mogą być jedną z przyczyn nieznacznych rozbieżności pomiędzy rezultatami eksperymentalnymi i numerycznymi należy jednak podkreślić, iż krzywe sporządzone na podstawie badań numerycznych wykazują przebieg zbliżony do eksperymentalnych, ponadto rezultaty uzyskane na drodze eksperymentu potwierdzają zbliżanie się liczby Reynoldsa do wartości krytycznej.

## **6.6. Ocena wpływu wybranych parametrów przepływu na charakterystyki aerodynamiczne wentylatora poprzecznego**

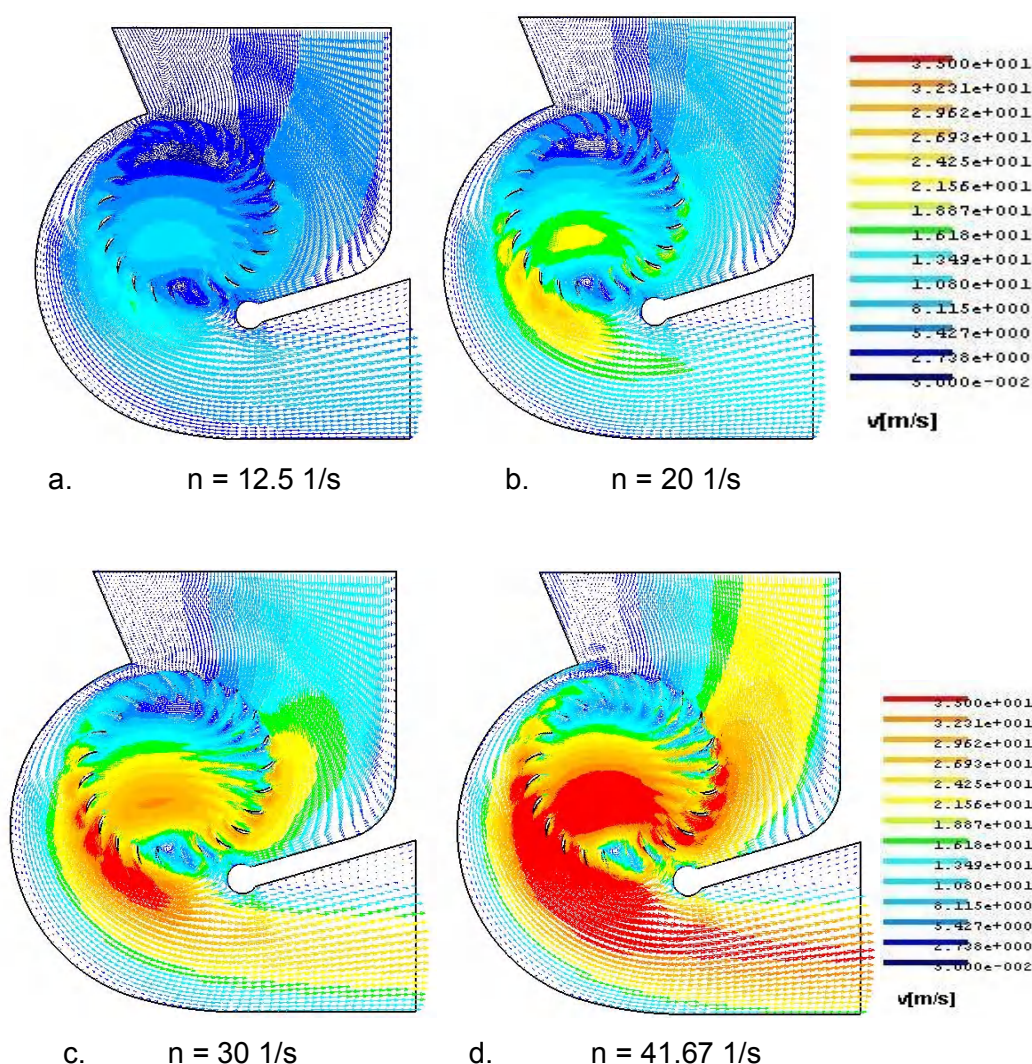
Na charakterystyki aerodynamiczne wentylatora poprzecznego istotny wpływ ma struktura przepływu, co na drodze badań doświadczalnych zostało udowodnione w pracy Stacharskiej-Targosz (1991). W oparciu o uzyskane rezultaty symulacji komputerowych podjęto próbę oceny wpływu dwóch wybranych parametrów przepływu: częstości obrotów wirnika  $n$  oraz dławienia przepływu w strefie wylotowej wentylatora na strukturę przepływu płynu.

### **6.6.1. Wpływ zmiany częstości obrotów wirnika na strukturę przepływu**

Próbie oceny wpływu zmiany częstości obrotów wirnika na strukturę przepływu przeprowadzono dla ośmiu różnych częstości obrotów wirnika, odpowiednio:  $n = 12.5$  1/s; 15.83 1/s; 20 1/s; 24.17 1/s; 26.67 1/s; 30 1/s; 33.3 1/s oraz 41.67 1/s. Analizując wybrane spośród uzyskanych wykresów wektorowych prędkości (rys. 58) oraz konturowych wykresów ciśnienia (rys. 59) można stwierdzić, iż przy zachowaniu podobnego charakteru przepływu zmiana częstości obrotów spowodowała wzrost wartości maksymalnej prędkości przepływu od  $v_{\max} = 16.5$  m/s dla częstości obrotów  $n = 12.5$  1/s do  $v_{\max} = 54.5$  m/s dla odpowiednio  $n = 41.67$  1/s.

Największe różnice w strukturze przepływu płynu obserwowane są w obszarze wnętrza wirnika, zwłaszcza na łuku ssania po wewnętrznej stronie ułopatkowania, gdzie ze wzrostem częstości obrotów wirnika widoczne jest zmniejszanie się obszaru strefy

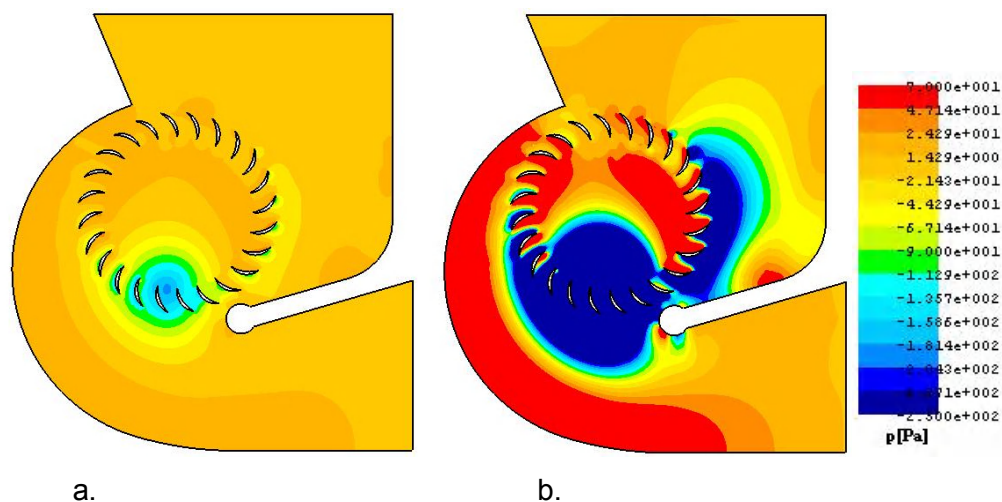
martwej. We wnętrzu wirnika powiększeniu ulega obszar prędkości charakteryzującej się najwyższymi wartościami. Wzrost częstości obrotów ma wpływ na zwiększenie udziału części ułotkowania na łuku ssania i tłoczenia w czynnej pracy wentylatora. Analiza uzyskanych obrazów pola wskazuje na nieznaczne różnice, natomiast zauważalna jest nierównomierność rozkładu prędkości w strefie wylotowej wraz ze wzrostem częstości obrotów wirnika. Najbardziej widoczne różnice występują przy porównaniu struktury przepływu uzyskanej dla  $n = 12.5$  1/s (rys. 58 a) i  $n = 41.67$  1/s (rys. 58 d) i dotyczą one głównie obszaru wiru mimośrodowego, który ulega nieznacznemu zmniejszeniu ze wzrostem częstości obrotów. Wzrost prędkości w pobliżu łuku tłoczenia uwidacznia się podczas przepływu realizowanego przy częstości obrotów  $n = 41.67$  1/s.



Rys. 58. Wektorowe wykresy prędkości dla różnych częstości obrotów wirnika



Istotny wzrost maksymalnych wartości ciśnienia statycznego od  $p_s = 42.9 \text{ Pa}$  dla  $n = 12.5 \text{ 1/s}$  do  $p_s = 458.9 \text{ Pa}$  dla  $n = 41.67 \text{ 1/s}$  (rys. 59) objął obszar wnętrza wirnika w pobliżu obudowy stabilizującej wir. Widoczny wzrost ciśnienia statycznego w pobliżu łopatek, występuje w strefie zwiększonej prędkości przepływu obserwowanej na wykresach wektorowych prędkości. W przypadku częstości obrotów wirnika  $n = 41.67 \text{ 1/s}$  znaczący wzrost ciśnienia objął również strefę kanału wylotowego na łuku obudowy prowadzącej.

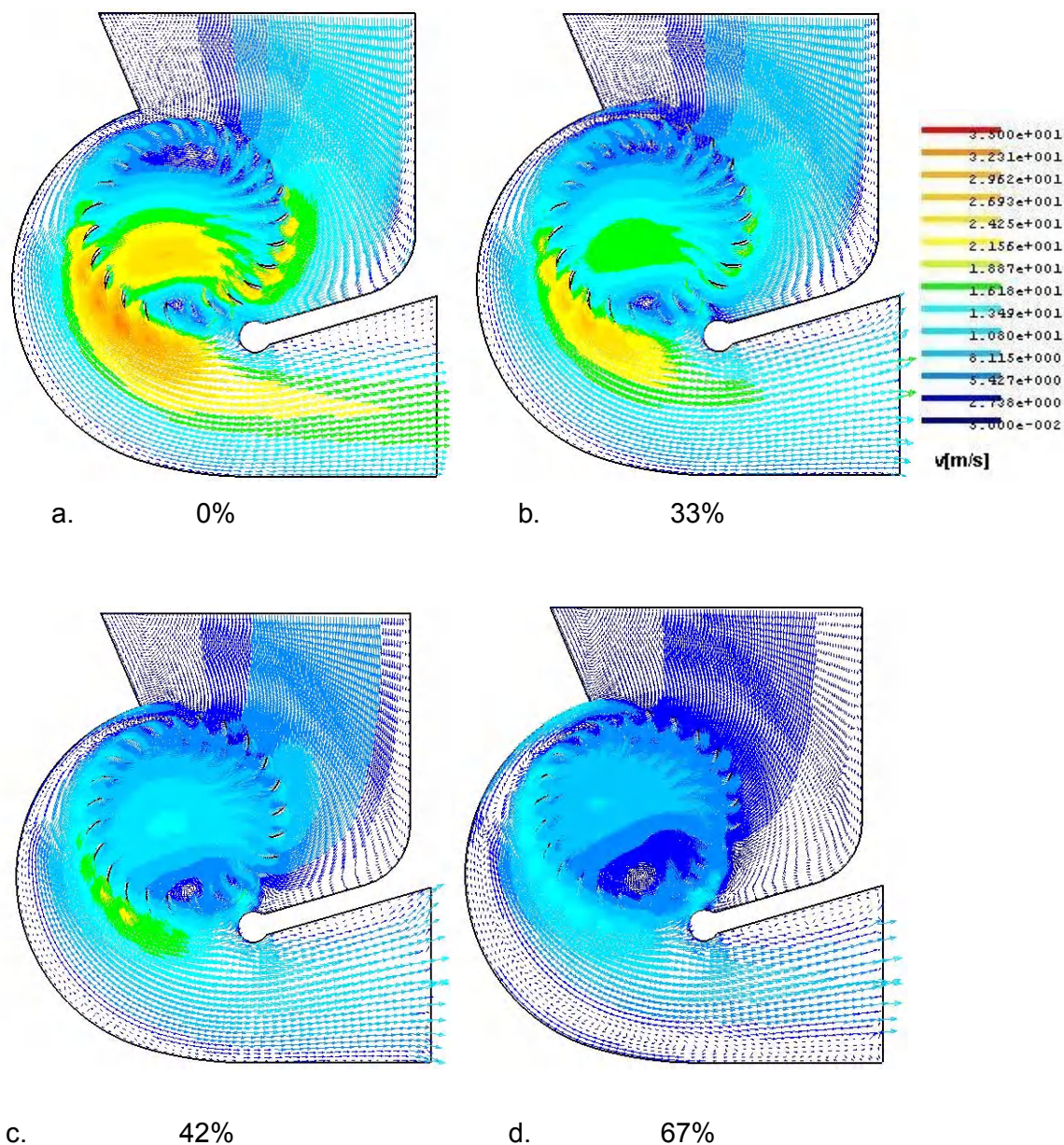


Rys. 59. Wykresy konturowe ciśnienia dla dwóch wybranych częstości obrotów wirnika  
a)  $n = 12.5 \text{ 1/s}$  b)  $n = 41.67 \text{ 1/s}$

## 6.6.2. Wpływ dławienia na strukturę przepływu płynu

Ocenę dławienia przepływu w wentylatorze poprzecznym przeprowadzono w oparciu o uzyskane numerycznie obrazy pól wektorowych prędkości dla ustalonej częstości obrotów wirnika  $n = 24.16 \text{ 1/s}$ .

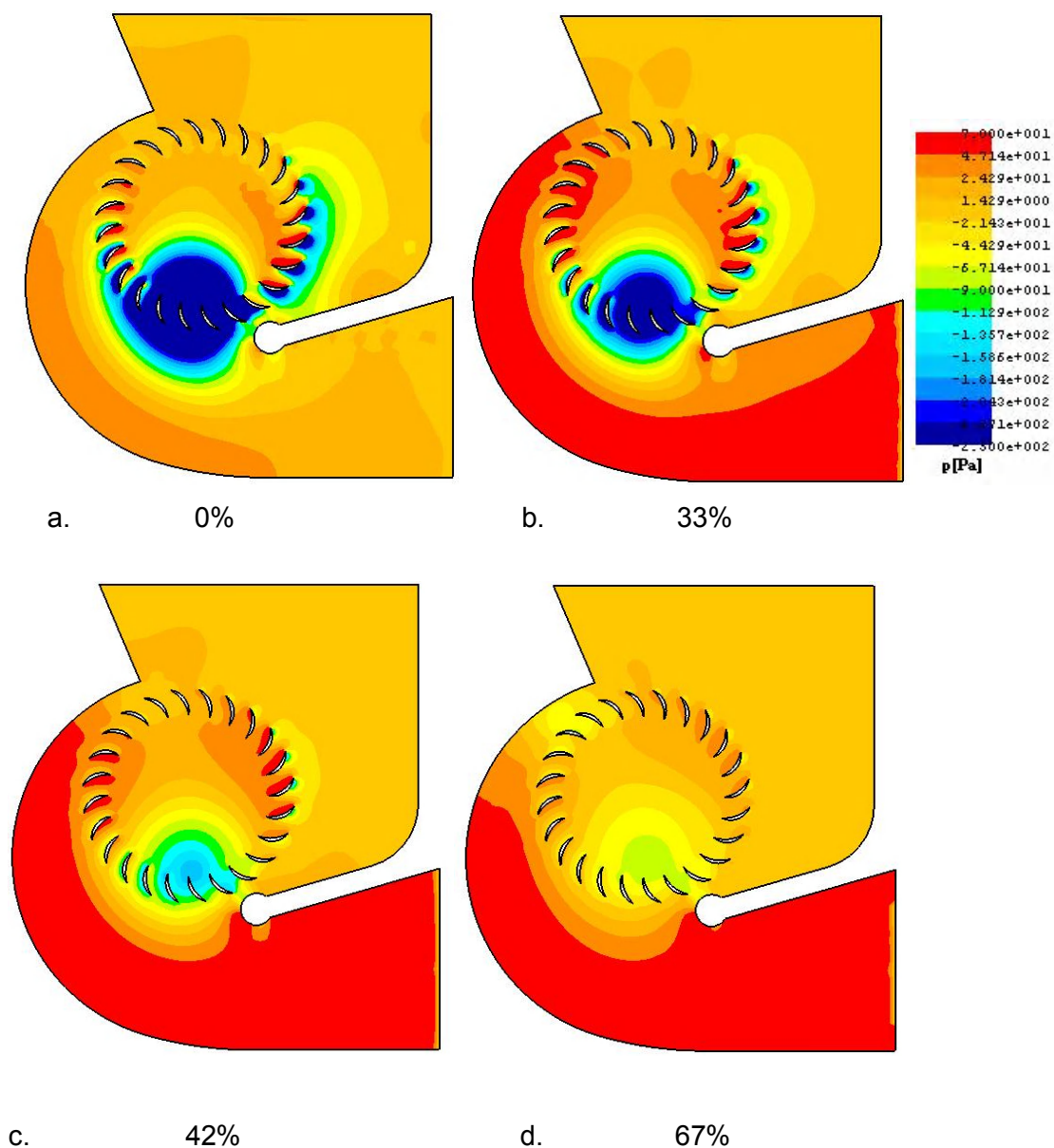
Na rysunku 60 zamieszczono wybrane cztery wykresy wektorowe prędkości od przypadku przepływu swobodnego (a) poprzez różne stopnie dławienia do przepływu z największym stopniem dławienia (d). Wartości liczbowe umieszczone pod poszczególnymi rysunkami oznaczają stopień dławienia realizowany poprzez odpowiednie przysłonięcie kanału wylotowego.



Rys. 60. Obrazy pól wektorowych prędkości w procesie dławienia wentylatora

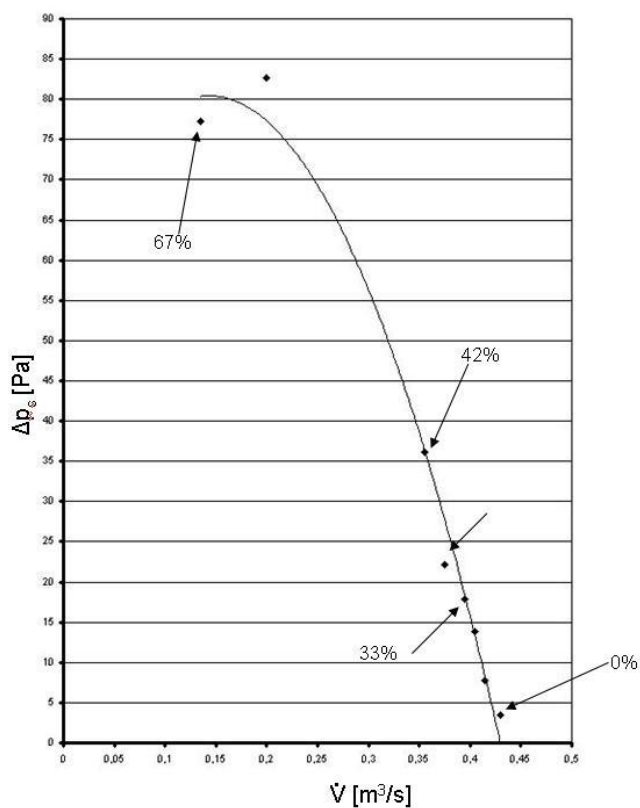
Widoczny jest istotny wpływ procesu dławienia na zmianę struktury przepływu, rys. 60. Wraz ze wzrostem przysłonięcia kanału wylotowego powiększeniu ulega obszar zajmowany przez mimośrodowy wir główny. Ponadto na skutek dławienia następuje zdecydowany spadek prędkości strugi wypływającej z wirnika oraz wyłączenie części wirnika z czynnej pracy. Dodatkowo wraz ze wzrostem dławienia obserwowany jest powiększający się obszar stref martwych w pobliżu języczka obudowy stabilizującej wir. Również w obszarze wnętrza wirnika widoczne są różnice polegające na zmniejszaniu się prędkości przepływu poprzecznego. Wpływ dławienia zauważalny jest również na wykresach konturowych ciśnienia statycznego zamieszczonych na rys. 61.





Rys. 61. Obrazy konturowe ciśnienia w procesie dławienia wentylatora

Analizując wykresy konturowe można zaobserwować wzrost ciśnienia w strefie kanału wylotowego oraz nieznaczne przesunięcie środka mimośrodowego wiru głównego w stronę języczka obudowy. Uzyskane rozkłady ciśnienia są potwierdzeniem zmian zachodzących podczas dławienia przepływu w badanym wentylatorze, którego ilustracją graficzną jest charakterystyka wymiarowa zmiany spiętrzenia statycznego w funkcji strumienia objętości sporządzona dla wybranej częstości obrotów wirnika  $n = 24.16$  1/s.



Rys. 62. Charakterystyka wymiarowa  $\Delta p_s = f(\dot{V})$  wentylatora poprzecznego,  
 $n = 24.16 \text{ 1/s}$

Na rys. 62 zaznaczono punkty odpowiadające wykresom konturowym ciśnienia statycznego. Analiza krzywej potwierdza zjawisko obserwowane na wykresach konturowych (rys. 61) polegające na wzroście wartości ciśnienia statycznego podczas przejścia w zakres niższych wartości strumienia objętości, co odpowiada zwiększeniu przysłonięcia kanału wylotowego badanego wentylatora poprzecznego.

## 7. Wykorzystanie metody statystycznej test $\chi^2$ do oceny zgodności wyników uzyskanych numerycznie i doświadczalnie

W oparciu o wybraną metodę statystyczną - test  $\chi^2$ , podjęto próbę oceny stopnia zgodności rezultatów numerycznych z eksperymentalnymi zamieszczonymi w pracy Stacharskiej - Targosz (1991). Ocenę zgodności przeprowadzono dla bezwymiarowych wskaźników spiętrzenia statycznego  $\psi_s$  oraz całkowitego  $\psi_c$  obliczonych dla czterech częstości obrotów wirnika:  $n = 12.5; 15.83; 20; 24.16$  1/s uzyskanych podczas przepływu płynu w wentylatorze poprzecznym.

Test chi-kwadrat jest popularną metodą, na podstawie której uzyskuje się informację o stopniu powinowactwa pomiędzy rezultatami uzyskanymi dwiema metodami, np. z przeprowadzonych symulacji numerycznych oraz otrzymanych podczas pomiarów dokonywanych na stanowisku badawczym.

Aby móc zweryfikować hipotezę dającą się zapisać w następującej postaci:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^n \frac{(O_i - E_i)^2}{E_i} \quad (38)$$

gdzie:  $i$  – liczba uzyskanych wyników

$O_i$  – wynik uzyskany na drodze doświadczalnej (uznany za prawidłowy)

$E_i$  – wynik uzyskany z symulacji numerycznej (oczekiwany), Newbold i in. (2003),

na danym poziomie istotności, najczęściej  $\alpha = 0.01$  lub  $0.05$ , określona zostaje miara rozbieżności pomiędzy wartościami pochodzącymi z eksperymentu a wartościami obliczonymi za pomocą symulacji komputerowej.

Zgodnie z przyjętą w teście chi-kwadrat zasadą istnieje pewien graniczny rozkład  $\chi^2$  z liczbą stopni swobody  $\nu$  równą  $K-1$ , gdzie  $K$  oznacza liczbę uzyskanych wyników. Dla zadanego poziomu istotności  $\alpha$  można odczytać z tabeli 21 wartość krytyczną  $\chi_{K-1,\alpha}^2$ .

Zatem: jeśli obliczona wartość  $\chi^2$  spełnia nierówność:

$$\chi^2 < \chi^2_{\text{kryt}} \quad (39)$$

to akceptuje się badaną hipotezę  $H_0$  (wyniki numeryczne), w przeciwnym przypadku odrzuca z uwagi na zbyt dużą rozbieżność, Węglarczyk (1999).

Do przeprowadzenia oceny stopnia zgodności uzyskanych wyników z rezultatami badań doświadczalnych wykorzystano dane przedstawione w tabelach 17 ÷ 20. Ponadto przyjęto: poziom istotności  $\alpha = 0.01$ , liczbę stopni swobody  $\nu = 8 - 1 = 7$ . Wartość krytyczna odczytana z tablic wynosiła  $\chi^2_{7,0.01} = 18.48$ .

Tabela 17

Zestawienie wyników badań numerycznych i eksperymentalnych dla częstości obrotów wirnika  $n = 12.5$  1/s.

<b><math>n = 12.5</math> 1/s</b>									
<b>wyniki eksperymentalne</b>	$\Psi_s$	2.38	2.36	2.29	1.98	1.42	0.96	0.6	0.22
	$\Psi_c$	2.44	2.51	2.52	2.31	1.93	1.65	1.47	1.28
<b>wyniki numeryczne</b>	$\Psi_s$	2.01	2.16	2.17	1.99	1.67	1.26	0.5	0.2
	$\Psi_c$	2.21	2.4	2.44	2.32	1.89	1.68	1.55	1.39

Tabela 18

Zestawienie wyników badań numerycznych i eksperymentalnych dla częstości obrotów wirnika  $n = 15.83$  1/s.

<b><math>n = 15.83</math> 1/s</b>									
<b>wyniki eksperymentalne</b>	$\Psi_s$	2.3	2.29	2.22	2.16	1.8	1.32	0.69	0.28
	$\Psi_c$	2.4	2.46	2.44	2.43	2.28	2.02	1.63	1.3
<b>wyniki numeryczne</b>	$\Psi_s$	1.88	2.23	2.32	2.23	2.06	1.45	0.78	0.25
	$\Psi_c$	2.12	2.28	2.35	2.53	2.44	2.23	1.8	1.49

Tabela 19

Zestawienie wyników badań numerycznych i eksperymentalnych dla częstości obrotów wirnika  $n = 20$  1/s.

$n = 20$ 1/s									
<b>wyniki eksperymentalne</b>	$\Psi_s$	2.3	2.27	2.02	1.73	1.35	0.95	0.43	0.1
	$\Psi_c$	2.4	2.52	2.43	2.28	2.03	1.72	1.49	1.23
<b>wyniki numeryczne</b>	$\Psi_s$	2.14	2.26	2.31	2.1	1.97	1.51	1.18	0.17
	$\Psi_c$	2.27	2.52	2.65	2.56	2.48	2.35	2.18	1.72

Tabela 20

Zestawienie wyników badań numerycznych i eksperymentalnych dla częstości obrotów wirnika  $n = 24.16$  1/s.

$n = 24.16$ 1/s									
<b>wyniki eksperymentalne</b>	$\Psi_s$	2.36	2.26	1.04	0.74	0.51	0.4	0.23	0.08
	$\Psi_c$	2.47	2.53	2.34	1.93	1.78	1.61	1.52	1.36
<b>wyniki numeryczne</b>	$\Psi_s$	2.22	2.38	1.04	0.64	0.51	0.4	0.22	0.1
	$\Psi_c$	2.39	2.57	2.6	2.22	1.89	1.78	1.69	1.51

Po obliczeniu wartości  $\chi^2$  zgodnie ze wzorem (38) i wykorzystując dane zamieszczone w tabelach 17 ÷ 20 dla wybranych częstości obrotów uzyskano następujące wyniki:

1)  $n = 12.5$  1/s:

- spiętrzenie statyczne  $\chi^2 = 0.236$

- spiętrzenie całkowite  $\chi^2 = 0.045$

2)  $n = 15.83$  1/s:

- spiętrzenie statyczne  $\chi^2 = 0.152$

- spiętrzenie całkowite  $\chi^2 = 0.127$

3)  $n = 20$  1/s:

- spiętrzenie statyczne  $\chi^2 = 2.1$
- spiętrzenie całkowite  $\chi^2 = 0.897$

4)  $n = 24.16$  1/s:

- spiętrzenie statyczne  $\chi^2 = 0.029$
- spiętrzenie całkowite  $\chi^2 = 0.141$

Z porównania wyników  $\chi^2$  z wartością krytyczną  $\chi_{7,0.01}^2 = 18.48$  wynika, iż dla założonego poziomu istotności  $\alpha$  wyniki pochodzące z symulacji numerycznych wykazują dużą zgodność z rezultatami uzyskanymi na drodze eksperymentalnej. Ponadto pozwalają na stwierdzenie, iż zaproponowana metoda umożliwia z dużą dokładnością na wyznaczanie charakterystyk aerodynamicznych wentylatorów poprzecznych dla różnych częstości obrotów, a zastosowany program oparty na metodzie objętości skończonych może być uznany za adekwatne narzędzie w tego typu zagadnieniach.

Tabela 21

Tablice statystyczne testu  $\chi^2$ 

v	$\alpha$									
	.995	.990	.975	.950	.900	.100	.050	.025	.020	.005
1	0.0 <sup>4</sup> 393	0.0 <sup>3</sup> 157	0.0 <sup>3</sup> 982	0.0 <sup>2</sup> 393	0.0158	2.71	3.84	5.02	6.63	7.88
2	0.0100	0.0201	0.0506	0.103	0.211	4.61	5.99	7.38	9.21	10.60
3	0.072	0.115	0.216	0.352	0.584	6.25	7.81	9.35	11.34	12.84
4	0.207	0.297	0.484	0.711	1.064	7.78	9.49	11.14	13.28	14.86
5	0.412	0.554	0.831	1.145	1.61	9.24	11.07	12.83	15.09	16.75
6	0.676	0.872	1.24	1.64	2.20	10.64	12.59	14.45	16.81	18.55
7	0.989	1.24	1.69	2.17	2.83	12.02	14.07	16.01	18.48	20.28
8	1.34	1.65	2.18	2.73	3.49	13.36	15.51	17.53	20.09	21.96
9	1.73	2.09	2.70	3.33	4.17	14.68	16.92	19.02	21.67	23.59
10	2.16	2.56	3.25	3.94	4.87	15.99	18.31	20.48	23.21	25.19
11	2.60	3.05	3.82	4.57	5.58	17.28	19.68	21.92	24.73	26.76
12	3.07	3.57	4.40	5.23	6.30	18.55	21.03	23.34	26.22	28.30
13	3.57	4.11	5.01	5.89	7.04	19.81	22.36	24.74	27.69	29.82
14	4.07	4.66	5.63	6.57	7.79	21.06	23.68	26.12	29.14	31.32
15	4.60	5.23	6.26	7.26	8.55	22.31	25.00	27.49	30.58	32.80
16	5.14	5.81	6.91	7.96	9.31	23.54	26.30	28.85	32.00	34.27
17	5.70	6.41	7.56	8.67	10.09	24.77	27.59	30.19	33.41	35.72
18	6.26	7.01	8.23	9.39	10.86	25.99	28.87	31.53	34.81	37.16
19	6.84	7.63	8.91	10.12	11.65	27.20	30.14	32.85	36.19	38.58
20	7.43	8.26	9.59	10.85	12.44	28.41	31.41	34.17	37.57	40.00
21	8.03	8.90	10.28	11.59	13.24	29.62	32.67	35.48	38.93	41.40
22	8.64	9.54	10.98	12.34	14.04	30.81	33.92	36.78	40.29	42.80
23	9.26	10.20	11.69	13.09	14.85	32.01	35.17	38.08	41.64	44.18
24	9.89	10.86	12.40	13.85	15.66	33.20	36.42	39.36	42.98	45.56
25	10.52	11.52	13.12	14.61	16.47	34.38	37.65	40.65	44.31	46.93
26	11.16	12.20	13.84	15.38	17.29	35.56	38.89	41.92	45.64	48.29
27	11.81	12.88	14.57	16.15	18.11	36.74	40.11	43.19	46.96	49.64
28	12.46	13.56	15.31	16.93	18.94	37.92	41.34	44.46	48.28	50.99
29	13.12	14.26	16.05	17.71	19.77	39.09	42.56	45.72	49.59	52.34
30	13.79	14.95	16.79	18.49	20.60	40.26	43.77	46.98	50.89	53.67
40	20.71	22.16	24.43	26.51	29.05	51.81	55.76	59.34	63.69	66.77
50	27.99	29.71	32.36	34.76	37.69	63.17	67.50	71.42	76.15	79.49
60	35.53	37.48	40.48	43.19	46.46	74.40	79.08	83.30	88.38	91.95
70	43.28	45.44	48.76	51.74	55.33	85.53	90.53	95.02	100.4	104.2
80	51.17	53.54	57.15	60.39	64.28	96.58	101.9	106.6	112.3	116.3
90	59.20	61.75	65.65	69.13	73.29	107.6	113.1	118.1	124.1	128.3
100	67.33	70.06	74.22	77.93	82.36	118.5	124.3	129.6	135.8	140.2

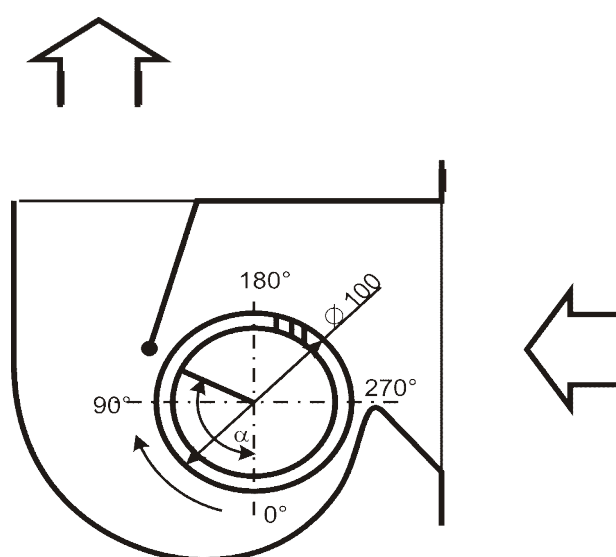


## 8. Wyznaczanie charakterystyk wentylatora poprzecznego z łopatką wewnętrzną za pomocą symulacji komputerowych

Jednym ze sposobów uzyskiwania zmiany parametrów pracy wentylatora poprzecznego jest wprowadzanie do strefy wlotowej, wylotowej lub wnętrza wirnika elementów ruchomych lub nieruchomych o różnych kształtach. Zastosowanie elementu zamontowanego wewnątrz wentylatora w sposób istotny wpływa na strukturę przepływu, a w konsekwencji prowadzi do zmiany wartości wskaźników charakteryzujących pracę wentylatora poprzecznego, Byczkow, Korowkin (1962), Korowkin (1973, 1974), Murata i in. (1978), Stacharska –Targosz, Gołogórski (1991, 1993), umożliwiając uporządkowanie przepływu wewnątrz wirnika oraz uzyskanie krzywych o zróżnicowanym przebiegu dla tej samej częstości obrotów i poszerzenie zakresu stosowalności tego typu wentylatorów.

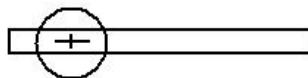
Prezentowane dotychczas w literaturze przedmiotu wyniki badań poświęcone wpływowi zmiany położenia kąтового łopatki wewnętrznej umieszczonej obrotowo we wnętrzu wentylatora poprzecznego na strukturę przepływu oraz charakterystyki tegoż wentylatora prowadzone były jedynie drogą doświadczalnej.

W niniejszej pracy podjęta została próba analizy zmian zachodzących w strukturze przepływu oraz wyznaczania charakterystyk wentylatora poprzecznego z łopatką wewnętrzną za pomocą symulacji komputerowych. Na rys. 63 przedstawiono schemat badanego wentylatora poprzecznego WPU 100/450 z łopatką wewnętrzną, ponadto zaznaczono sposób pomiaru położenia kąowego.



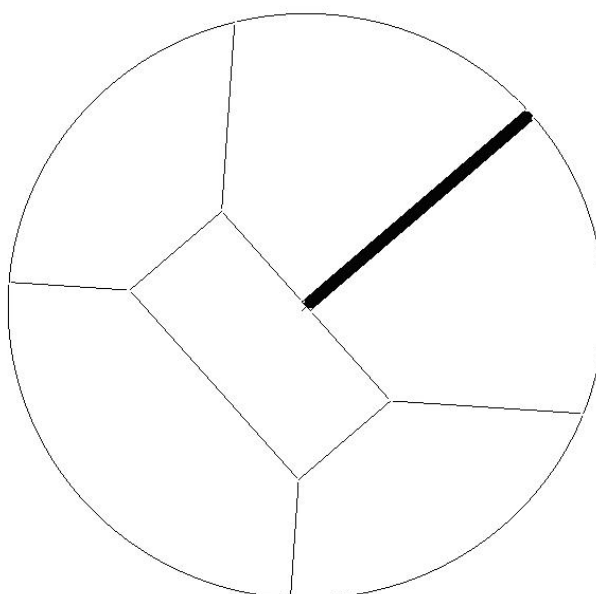
Rys. 63. Schemat wentylatora poprzecznego z łopatką wewnętrzną

Symulacje numeryczne przepływu wewnątrz wentylatora poprzecznego prowadzono dla łopatki wewnętrznej w kształcie płaskiej półśrednicowej płytki umieszczonej obrotowo w osi wirnika, rys. 64.



Rys. 64. Kształt łopatki wewnętrznej, Stacharska-Targosz (2006)

Wprowadzenie łopatki wewnętrznej do wirnika badanego wentylatora poprzecznego spowodowało konieczność odmiennego podziału bloku wirnika w porównaniu z przypadkiem pustego wirnika omówionym szczegółowo w rozdziale czwartym. W obszarze wnętrza wirnika wyróżniono sześć bloków pośrednich pozwalających na uzyskanie kołowego kształtu tego obszaru. Podział bloku wirnika wraz z wyszczególnieniem elementów na jakie został on podzielony przedstawiono na rys. 65.



Rys. 65. Podział bloku wirnika z łopatką wewnętrzną

## 8.1. Wpływ zmiany położenia kąтового łopatki wewnętrznej na strukturę przepływu płynu

W oparciu o wnioski płynące z badań eksperymentalnych prowadzonych przez Stacharską – Targosz (1991) dotyczących wpływu położenia kąowego łopatki wewnętrznej na strukturę przepływu płynu przeprowadzono symulacje komputerowe dla wybranych położzeń kąowych łopatki wewnętrznej pozwalających na zaprezentowanie największych różnic w charakterze uzyskanego przepływu.

Na rys. 66 zamieszczono wykresy wektorowe prędkości uzyskane dla różnych położzeń kąowych łopatki  $\alpha = 0^\circ$ ;  $50^\circ$ ;  $120^\circ$ ;  $250^\circ$ ;  $350^\circ$  przy ustalonej częstotliwości obrotów wirnika  $n = 24.16$  1/s.

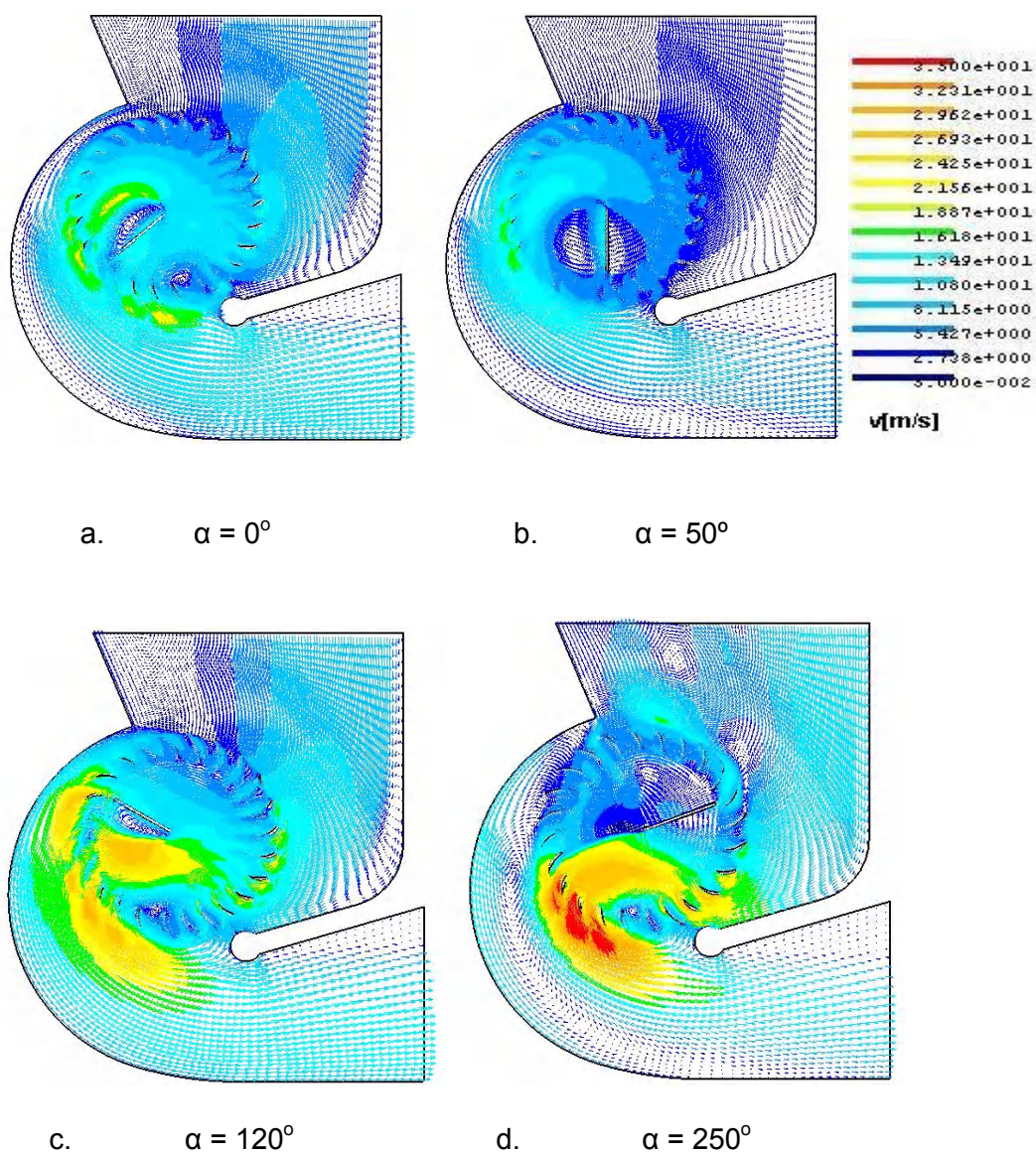
Analiza wykresów wektorowych prędkości uzyskanych dla różnych położzeń kąowych łopatki wskazuje, iż w zakresie zmiany kąta położenia łopatki  $\alpha = 0^\circ$  do  $\alpha = 250^\circ$  następuje wzrost prędkości od  $v_{\max} = 18.1$  m/s do 38.2 m/s. Dla położenia kąowego  $\alpha = 350^\circ$  (rys. 66e) obniżyła się wartość maksymalnej prędkości  $v_{\max} = 22.6$  m/s, czego przyczyną może być przesunięcie środka wiru mimośrodowego w kierunku obudowy prowadzącej i wyłączenie z pracy czynnej części ułotkowania. W przypadku położzeń kąowych:  $\alpha = 50^\circ$ ;  $120^\circ$  oraz  $250^\circ$  (rys. 66b, c, d) daje się zauważyć nieznaczne zwiększenie obszaru zajmowanego przez wir mimośrodowy.

Z wyjątkiem położenia kąowego  $\alpha = 250^\circ$ ,  $\alpha = 120^\circ$  oraz  $\alpha = 350^\circ$  bezpośrednio nad łopatką tworzy się martwa strefa charakteryzująca się najniższymi wartościami prędkości, a tuż nad nią pojawia się przepływ o dużo wyższych prędkościach. Dla położenia kąowego  $\alpha = 120^\circ$  (rys. 66c) zjawisko takie ma miejsce pod łopatką, natomiast w przypadku  $\alpha = 250^\circ$  (rys. 66d) uzyskano bardzo niekorzystną strukturę z punktu widzenia przepływu, ponieważ podobnie jak dla  $\alpha = 350^\circ$  znaczna część obszaru ułotkowania również wyłączona jest z czynnej pracy, a przepływ poprzeczny realizowany jest w strefie wylotowej na niewielkim łuku tłoczenia.

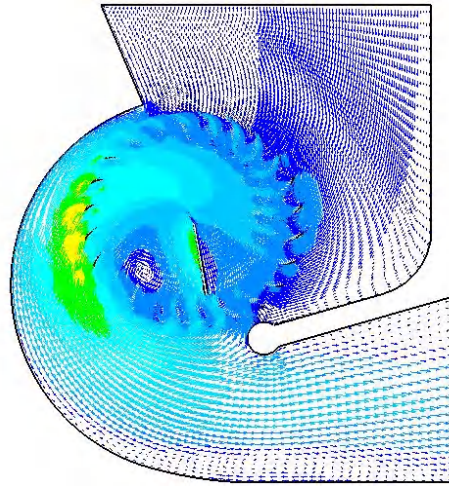
Zdecydowanie różniącą się od pozostałych strukturę przepływu uzyskano dla położenia kąowego łopatki  $\alpha = 0^\circ$  (rys. 66a), gdzie po lewej stronie łopatki pojawia się wir, natomiast po prawej widoczna jest strefa przepływu charakteryzująca się wysokimi wartościami prędkości.

W przypadku łopatki wewnętrznej umieszczonej pod kątem  $\alpha = 120^\circ$  (rys. 66c), zmniejszenie obszaru zajmowanego przez wir mimośrodowy umożliwiło znaczny udział zarówno części łuku ssania jak i tłoczenia w czynnej pracy, ponadto pozwoliło na zwiększenie prędkości przepływu, a w konsekwencji uzyskanie wysokich wartości prędkości w strefie wylotowej badanego wentylatora.

Analiza uzyskanych wykresów wektorowych prędkości pozwala na stwierdzenie, iż najbardziej równomierny rozkład prędkości uzyskano dla położenia kątownych łopatek  $\alpha = 40^\circ$ ;  $50^\circ$ ;  $60^\circ$  przy czym w związku z małym zakresem zmian kątów brak jest istotnych zmian w samej strukturze, aczkolwiek wraz ze wzrostem wartości kąta następuje wzrost wartości maksymalnej prędkości od  $v = 91,5 \text{ m/s}$  dla  $\alpha = 40^\circ$  do  $v = 137,9 \text{ m/s}$  dla  $\alpha = 60^\circ$ . W stosunku do pozostałych przypadków położenia kątownych zdecydowanie poprawie uległ rozkład pola prędkości w strefie wylotowej. Obszar zajmowany przez wir główny jest dość znaczny i obejmuje swoim zasięgiem dużą część ułopatkowania, niemniej jednak lokalizacja bezpośrednio w sąsiedztwie języczka obudowy umożliwia realizację w pierwszej kolejności napływu medium na wieniec łopatkowy, a następnie wypływu z wirnika znaczną częścią łuków: ssania i tłoczenia.







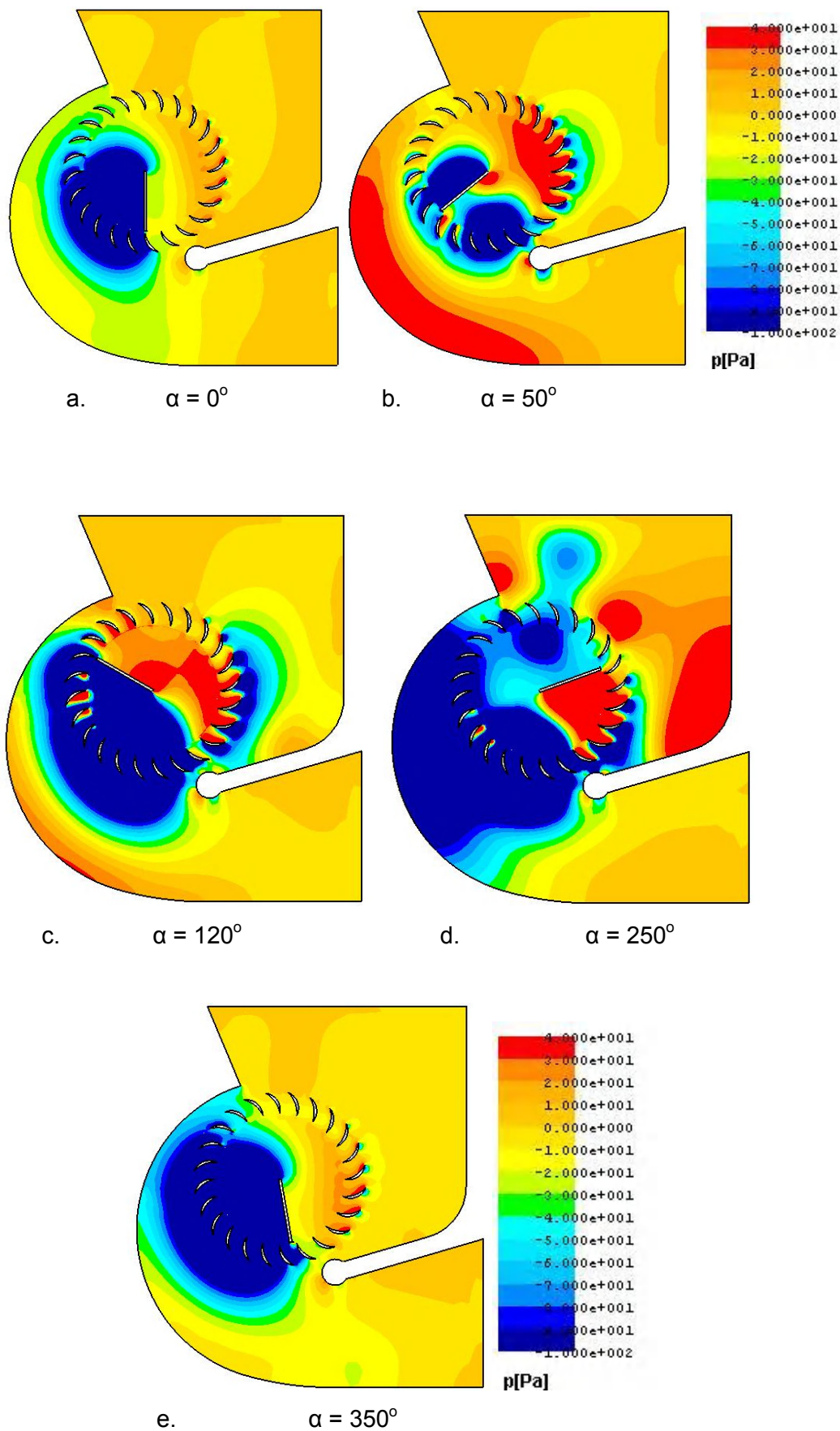
e.  $\alpha = 350^\circ$

Rys. 66. Wektorowe wykresy prędkości dla różnych kątów  $\alpha$

Zmiany zachodzące w strukturze przepływu spowodowane wprowadzeniem do wnętrza wirnika łopatki wewnętrznej dostrzegalne są również na wykresach konturowych ciśnienia przedstawionych na rys. 67 a-e. Zmiana maksymalnych wartości ciśnienia w zakresie zmiany położenia kątowych łopatki od  $\alpha = 0^\circ$  do  $\alpha = 250^\circ$  wyniosła odpowiednio od  $p_{\max} = 46.9$  Pa do 203.5 Pa. Przesunięcie środka wiru głównego w kierunku obudowy prowadzącej dla położenia kątowych:  $\alpha = 0^\circ$  (rys. 67a) oraz  $\alpha = 350^\circ$  (rys. 67e) znalazło swoje potwierdzenie na rozkładach ciśnienia, ponadto uwidaczniając obszary wyższych ciśnień na części ułopatkowania znajdującego się w pobliżu obudowy stabilizującej.

Dla położenia kąowego  $\alpha = 50^\circ$  (rys. 67b) oraz  $\alpha = 40^\circ$  i  $60^\circ$  daje się zauważyć wzrost ciśnienia bezpośrednio w miejscu zamocowania łopatki w osi wirnika.

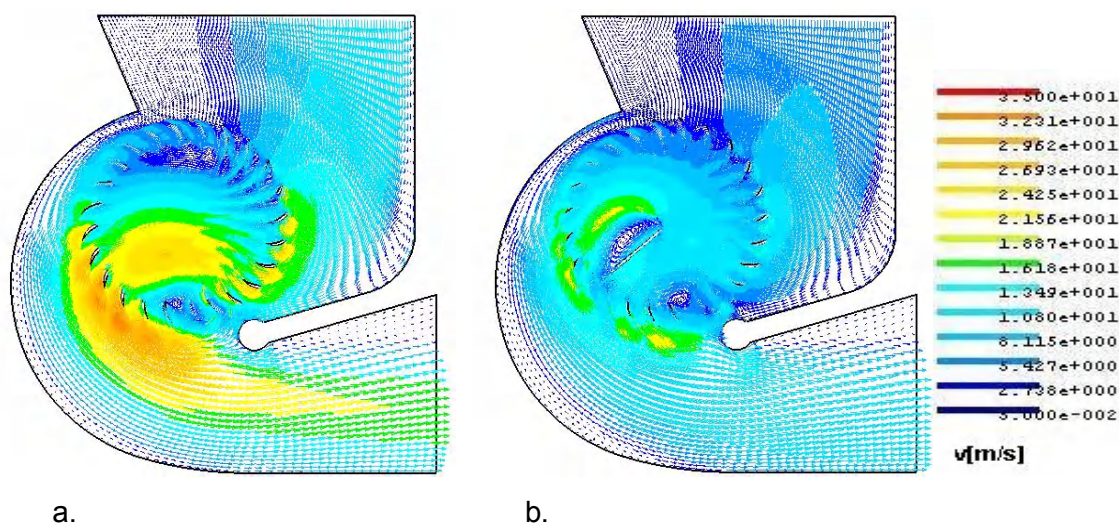
Największe różnice w rozkładzie ciśnienia w stosunku do wcześniej analizowanych położenia kąowych łopatki wewnętrznej obserwowane są dla położenia kąowego  $\alpha = 250^\circ$  (rys. 67d) gdzie pod łopatką widoczny jest przepływ charakteryzujący się wysokimi wartościami ciśnienia, potwierdzający obserwowaną na wykresie wektorowym prędkości strefę martwą.



Rys. 67. Konturowe wykresy ciśnień dla różnych kątów  $\alpha$

Struktura przepływu zaprezentowana na wykresach wektorowych prędkości w pobliżu łopatki wewnętrznej znalazła swoje potwierdzenie na obrazach konturowych ciśnienia, dla przypadku położenia kąowego  $\alpha = 50^\circ$  (rys. 67b) nad łopatką tworzy się obszar niskiego ciśnienia (strefa martwa na wykresie wektorowym prędkości), natomiast w przypadku położenia kąowego  $\alpha = 120^\circ$  (rys. 67c) taki obraz struktury formuje się pod łopatką wewnętrzną.

Ze względu na fakt, iż jednym z celów wprowadzania łopatek wewnętrznych jest uporządkowanie przepływu wewnątrz wentylatora porównano strukturę przepływu uzyskaną dla przypadku pustego wirnika oraz wirnika z łopatką wewnętrzną umieszczoną pod kątem  $\alpha = 50^\circ$  przy ustalonej częstotliwości obrotów  $n = 24.17$  1/s .



Rys. 68. Wektorowe wykresy prędkości dla  $n = 24.17$  1/s

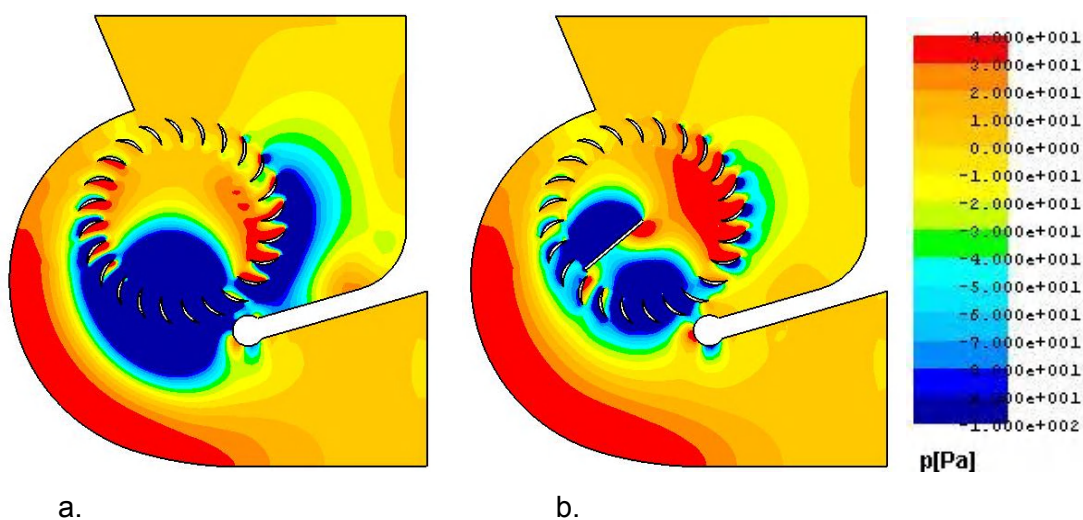
a) pusty wirnik b) wirnik z łopatką wewnętrzną umieszczoną pod kątem  $\alpha = 50^\circ$

Na rys. 68 zamieszczono wykresy wektorowe prędkości dla przypadku przepływu swobodnego w wentylatorze poprzecznym z których wynika, iż wprowadzenie łopatki wewnętrznej do obszaru wirnika spowodowało nieznaczne przesunięcie środka wiru głównego w kierunku elementu stabilizującego. Ponadto nad łopatką utworzyła się strefa martwa charakteryzująca się niskimi prędkościami a nad nią przepływ o zdecydowanie wyższych wartościach prędkości. Wnętrze wirnika (rys. 68a) zajmowane jest przez obszar o wyższych wartościach prędkości, ale po wewnętrznej stronie ułotkowania na łuku ssania powstaje strefa martwa, która zanika po wprowadzeniu łopatki wewnętrznej (rys. 68b). Wprawdzie wartości prędkości maksymalnych w strefie tłoczenia po



wprowadzeniu łopatki są nieco niższe niż dla pustego wirnika, ale rozkład prędkości w strefie wylotowej jest bardziej równomierny.

Rozkłady ciśnienia otrzymane w wyniku numerycznej symulacji przepływu przy ustalonej częstotliwości obrotów wirnika dla przypadku pustego wirnika oraz wirnika z łopatką wewnętrzną zaprezentowano na rys. 69.



Rys. 69. Konturowe wykresy ciśnienia dla  $n = 24.17$  1/s  
a) pusty wirnik b) wirnik z elementem sterującym pod kątem  $\alpha = 50^\circ$

Najmniejsze różnice w strukturze przepływu wentylatora poprzecznego dla analizowanych przypadków przedstawionych na wykresach konturowych ciśnienia (rys. 69) objęły obszar strefy wylotowej badanego wentylatora. Największe różnice uzyskanej struktury, podobnie jak miało to miejsce w przypadku analizy wpływu położenia kąowego łopatki wewnętrznej, dotyczą obszaru wnętrza wirnika. Wprowadzeniu obrotowej łopatki wewnętrznej spowodowało wzrost ciśnienia po wewnętrznej stronie ułopatkowania w pobliżu obudowy stabilizującej, gdzie w przypadku wentylatora z pustym wirnikiem ten obszar charakteryzuje się stosunkowo niskimi wartościami ciśnienia. Ponadto wzrost ciśnienia widoczny jest bezpośrednio w miejscu zamocowania łopatki w osi wirnika.

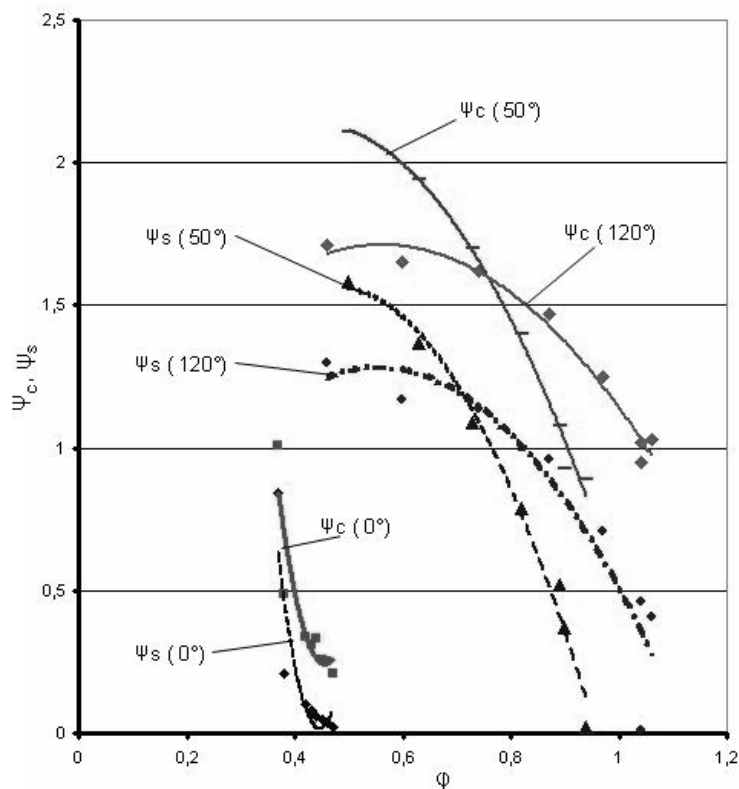
Analiza struktur przepływu w wentylatorze poprzecznym uzyskanych na drodze symulacji numerycznych dla wybranych warunków przepływowych pozwala na potwierdzenie prezentowanych w literaturze przedmiotowej wniosków, iż zarówno częstota obrotów wirnika jak i położenie kątowe łopatki wewnętrznej mają wpływ na strukturę przepływu, tj. rozkłady prędkości oraz ciśnienia, zatem istnieje możliwość

uzyskania struktury adekwatnej do wymagań adaptacyjnych tego typu maszyn przepływowych poprzez zmianę odpowiednich parametrów.

## **8.2. Charakterystyki aerodynamiczne wentylatora poprzecznego z łopatką wewnętrzną**

Prezentowane dotychczas w literaturze przedmiotowej prace, w których zamieszczano rezultaty badań podejmujących próbę sporządzenia charakterystyk wentylatora poprzecznego z łopatką umieszczoną wewnątrz lub na zewnątrz wirnika uzyskiwano na drodze doświadczalnej brak jest natomiast wyników otrzymanych za pomocą symulacji komputerowych z wykorzystaniem numerycznej mechaniki płynów. Jedną z najważniejszych korzyści związanych ze sterowaniem położeniem kątowym łopatki wewnętrznej jest możliwość uzyskiwania charakterystyk wentylatora poprzecznego o różnych przebiegach bez konieczności zmiany częstości obrotów wirnika. Jak już wcześniej wspomniano pozwala to na poszerzenie aplikacji tego typu maszyn przepływowych, ponieważ ten sam wentylator z łopatką wewnętrzną zamontowaną pod odpowiednim kątem może być wykorzystany we współpracy z innymi urządzeniami, z jednej strony w sytuacji, gdzie wymagane są wysokie wartości wskaźników spiętrzeń w niewielkim zakresie zmian wskaźnika przepływu, z drugiej wszędzie tam, gdzie wymagane są niskie wskaźniki spiętrzenia, ale w szerokim zakresie zmian wskaźnika przepływu.

Rezultaty uzyskane na drodze symulacji komputerowych w postaci bezwymiarowych charakterystyk aerodynamicznych  $\psi_s = f(\varphi)$  i  $\psi_c = f(\varphi)$  sporządzone przy ustalonej częstości obrotów wirnika  $n = 24.16$  1/s dla trzech wybranych położań łopatki wewnętrznej:  $\alpha = 0^\circ$ ;  $50^\circ$  oraz  $120^\circ$ , przedstawiono na rys. 70.



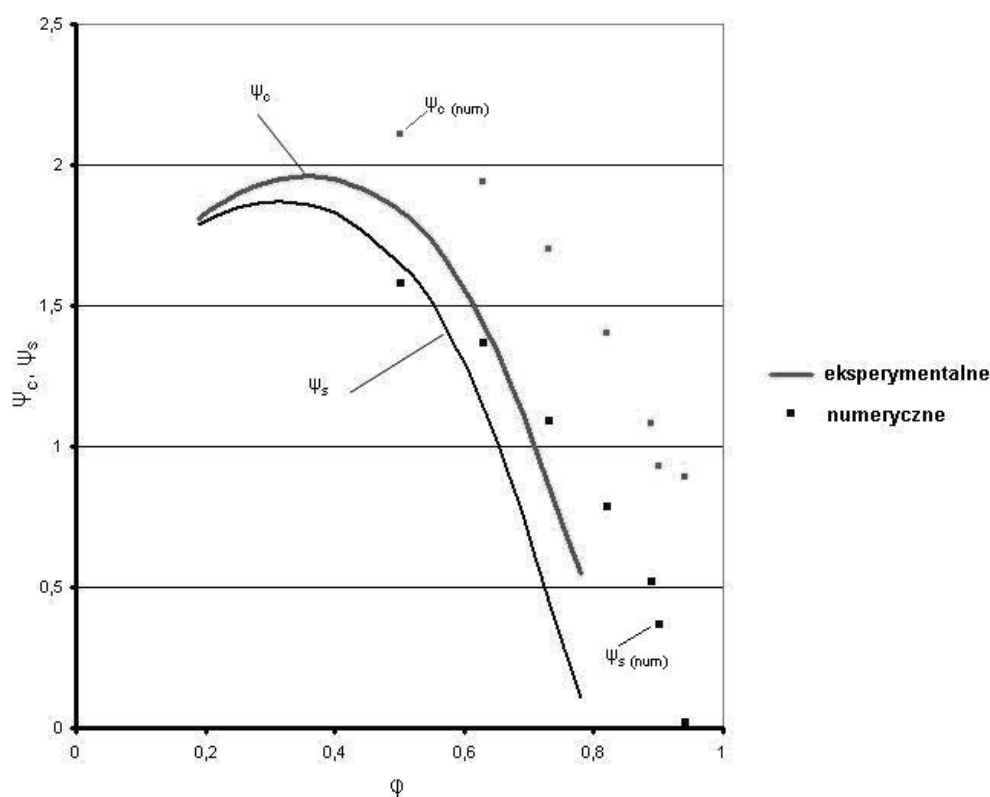
Rys. 70. Charakterystyki bezwymiarowe  $\psi_s = f(\phi)$ ,  $\psi_c = f(\phi)$  dla wybranych położeń kątowych łopatki wewnętrznej  $\alpha = 0^\circ$ ,  $\alpha = 50^\circ$ ,  $\alpha = 120^\circ$

Z analizy krzywych zamieszczonych na rys. 70 wynika, iż zmiana położenia kąтового łopatki wewnętrznej wpływa na przebieg bezwymiarowych charakterystyk aerodynamicznych wentylatora poprzecznego. Dla przypadku położenia kąтового łopatki wewnętrznej  $\alpha = 0^\circ$  charakterystyki bezwymiarowe  $\psi_s = f(\phi)$  i  $\psi_c = f(\phi)$  przebiegają stromo, ponadto zmiany wskaźników: statycznego i całkowitego zachodzą w bardzo wąskim zakresie zmian wskaźnika przepływu pomiędzy  $0.3 \div 0.45$  i są zdecydowanie niewielkie.

Najbardziej istotne zmiany wskaźnika przepływu zachodzą w przypadku położenia kąowego  $\alpha = 120^\circ$ . Porównanie przebiegu krzywych dla dwóch wybranych położeń kątowych łopatki wewnętrznej  $\alpha = 50^\circ$  oraz  $\alpha = 120^\circ$  wykazuje, iż w zakresie zmian wskaźnika przepływu  $0.5 < \phi < 0.7$  wyższe wartości wskaźnika spiętrzenia statycznego uzyskano dla położenia kąowego  $\alpha = 50^\circ$ , z kolei w zakresie wyższych wartości wskaźnika przepływu, tj. powyżej  $\phi > 0.7$  wartości wskaźnika spiętrzenia statycznego są mniejsze w porównaniu z uzyskanymi dla położenia kąowego  $\alpha = 120^\circ$ . Dotyczy to również porównania przebiegu krzywych spiętrzeń całkowitych dla wskaźnika przepływu

$\varphi \approx 0.5$  w przypadku położenia kąowego  $\alpha = 50^\circ$  wartość  $\psi_c$  jest wyższa w porównaniu z wartością wskaźnika spiętrzenia całkowitego dla położenia kąowego łopatki wewnętrznej  $\alpha = 120^\circ$  (maksymalna różnica 0.4). Ponadto w obu analizowanych przypadkach wartości wskaźników spiętrzenia statycznego i całkowitego dla wskaźnika przepływu  $\varphi \approx 0.8$  są równe, przy przejściu w zakres wyższych wartości wskaźnika przepływu  $\varphi > 0.8$  dla położenia kąowego łopatki wewnętrznej  $\alpha = 120^\circ$  są wyższe, czego konsekwencją jest mniej stromy przebieg krzywej.

Dla wybranego położenia kąowego płaskiej łopatki wewnętrznej  $\alpha = 50^\circ$  przeprowadzono porównanie rezultatów pochodzących z symulacji komputerowych z wynikami badań doświadczalnych prowadzonymi przez Stacharską-Targosz, Gołogórskiego (1993). Porównanie rezultatów numerycznych i eksperymentalnych przedstawiono na rys. 71. Linia ciągła reprezentuje bezwymiarowe charakterystyki aerodynamiczne wentylatora poprzecznego  $\psi_s = f(\varphi)$ ,  $\psi_c = f(\varphi)$  uzyskane na drodze eksperymentalnej, punktami zaznaczono rezultaty badań pochodzących z symulacji komputerowych.



Rys.71. Porównanie krzywych  $\psi_s = f(\varphi)$  i  $\psi_c = f(\varphi)$  otrzymanych numerycznie i doświadczalnie dla położenia kąowego łopatki  $\alpha = 50^\circ$ ,  $n = 24.16$  1/s

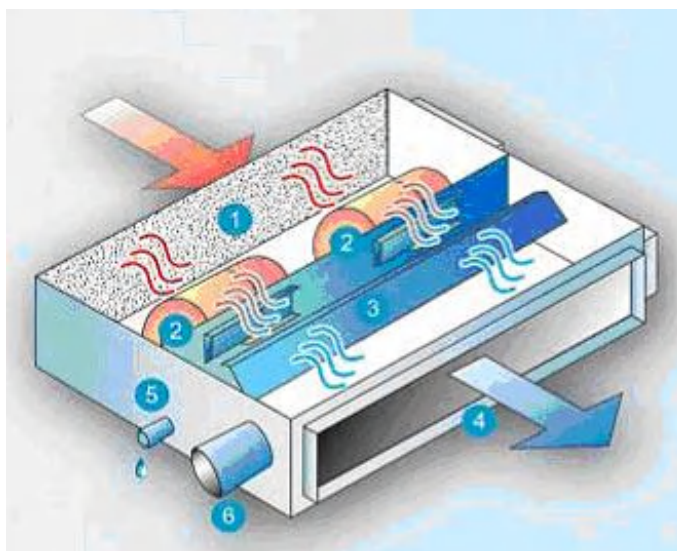
Analiza porównawcza rezultatów badań numerycznych i doświadczalnych wskazuje, iż w całym zakresie zmian wskaźnika przepływu  $0.2 \div 0.95$  wyniki uzyskane z symulacji komputerowych są wyższe od eksperymentalnych, ale zachowują charakter przebiegu krzywych doświadczalnych.

## 9. Rozkład prędkości w strefie wylotowej wentylatora poprzecznego

Równomierność rozkładu prędkości w strefie wylotowej wentylatora poprzecznego jest zagadnieniem niezwykle ważnym z punktu widzenia współpracy wentylatorów z innymi urządzeniami systemów wentylacyjnych. Wentylator poprzeczny zaliczany jest do maszyn przepływowych, w których równomierność rozkładu wymieniana jest jako jedna z zalet tego typu maszyn przepływowych, należy jednak podkreślić, iż w literaturze przedmiotu oraz katalogach firmowych brak jest wyników doświadczalnych i obliczeń teoretycznych potwierdzających to stwierdzenie. Ponadto zasadniczą trudność sprawia również zdefiniowanie, której ze stref wentylatora dotyczy zagadnienie równomierności: napływającej na wirnik (w strefie wlotowej) czy wypływającej z wirnika (w strefie wylotowej).

Rozprowadzanie strugi powietrza charakteryzującej się równomiernym rozkładem prędkości ma ogromne znaczenie w pomieszczeniach o szczególnie wysokich wymaganiach dotyczących czystości powietrza i możliwe jest dzięki zastosowaniu specjalnych systemów. W systemach takich stosowane były najczęściej wentylatory osiowe lub promieniowe, jednak w ostatnich kilkunastu latach coraz częściej zastępowane są przez wentylatory poprzeczne. Rosnąca popularność wentylatorów poprzecznych w tego typu systemach związana jest przede wszystkim z jego charakterystyczną budową: długim ułopatkowanym wirnikiem oraz prostokątnymi przekrojami: wlotowym i wylotowym.

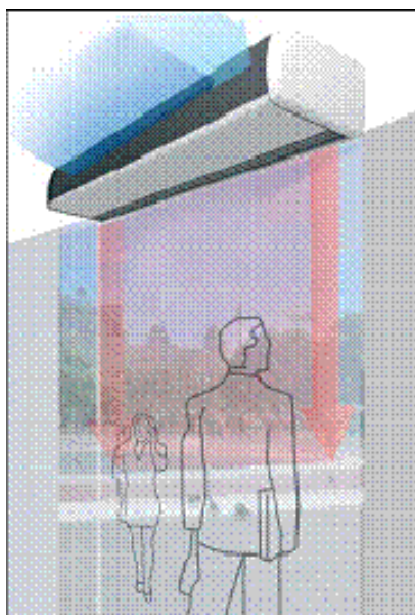
Jednym z przykładów zastosowania wentylatorów poprzecznych w urządzeniach wentylacyjno-klimatyzacyjnych są klimakonwektory, które łączą w sobie zalety wentylatorów poprzecznych z funkcją regulacji temperatury, spotykane najczęściej w biurach, hotelach (rys. 72) oraz restauracjach.



1-filtr, 2-wentylator, 3-wężownica, 4-wylot powietrza, 5-spust skroplin ze strefy wysokiego ciśnienia, 6-wlot świeżego powietrza

Rys. 72. Klimakonwektor firmy Trane (<http://doc.trane-eur.com>)

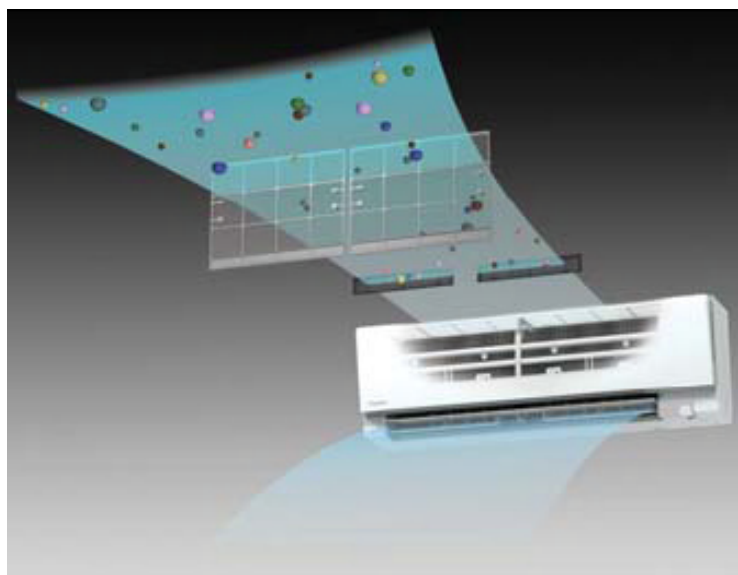
Równomierna struga powietrza wytwarzana przez wentylator poprzeczny oddzielająca pomieszczenia o różnych temperaturach otoczenia, wykorzystywana jest również w, tzw. kurtynach powietrznych montowanych najczęściej nad drzwiami wejściowymi, rys. 73.



Rys. 73. Kurtyna powietrzna, ([www.rosenberg.com](http://www.rosenberg.com))



Równomierność rozkładu prędkości w wentylatorze poprzecznym wykorzystywana jest także w nowoczesnych urządzeniach klimatyzacyjnych, w których do układu wentylator – wymiennik ciepła wprowadzone zostają specjalne fotokatalityczne filtry tytanowo-apatytowe zintegrowane z urządzeniem i podwyższające jakość wprowadzanego do obiegu powietrza, rys. 74.



Rys. 74. Klimatyzator ścienny firmy Daikin, [www.daikin.pl](http://www.daikin.pl)

Równomierność rozkładu prędkości ma szczególnie istotne znaczenie w pomieszczeniach specjalnego przeznaczenia, np. takich w których konieczne jest zachowanie podwyższonej klasy czystości powietrza. Przykładem aplikacji wentylatorów poprzecznych mogły być zatem sale operacyjne, gdzie nawiew wysokiej klasy czystego powietrza na całej powierzchni sufitu byłby zbyt kosztowny i często nieuzasadniony, bowiem takiej klasy powietrze niezbędne jest jedynie w rejonie, tzw. obszaru krytycznego, do którego należą: stół operacyjny, stoliki narzędziowe oraz miejsce pracy personelu medycznego z wyjątkiem anestezjologa. Wystarczy zatem dostarczyć czyste powietrze do wspomnianej przestrzeni, a przez pozostałą część pomieszczenia można przeprowadzić strumień powietrza, który przepłynął już przez obszar krytyczny, Charkowska (2000). Pożądanym w pomieszczeniach czystych idealny przepływ laminarny zaprezentowano na rys. 75.



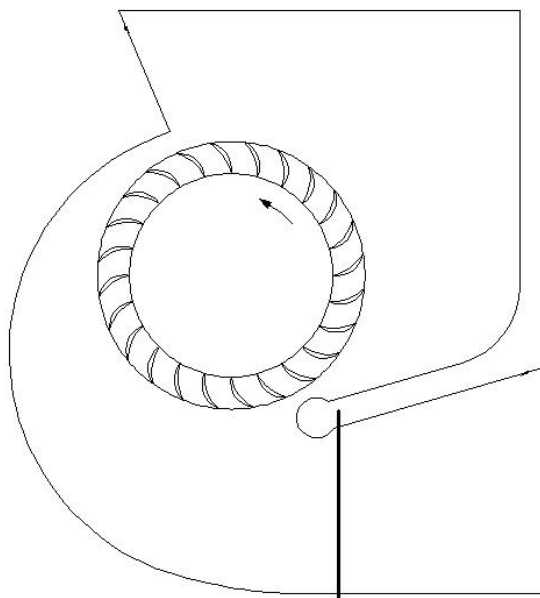
Rys. 75. Idealny przepływ laminarny w pomieszczeniu czystym,  
Charkowska (2000)

Jak wynika z powyżej zaprezentowanych przykładów istnieje potrzeba tworzenia systemów zapewniających przepływ powietrza charakteryzujący się równomiernym rozkładem prędkości, stąd też wentylatory poprzeczne dzięki swojej specyficznej budowie cieszą się coraz większym zainteresowaniem użytkowników. Z uwagi na wspomniany brak rozważań teoretycznych i wyników eksperymentalnych poświęconych zagadnieniu równomierności rozkładu prędkości w wentylatorze poprzecznym istnieje potrzeba przeanalizowania tego zjawiska. W związku z tym podjęto próbę oceny równomierności rozkładu prędkości w strefie wylotowej badanego wentylatora poprzecznego z wykorzystaniem symulacji komputerowych oraz jej poprawy poprzez wprowadzenie do wnętrza wirnika płaskiej łopatki wewnętrznej z możliwością kątowej zmiany położenia.

## 9.1. Wpływ wybranych parametrów na rozkład prędkości

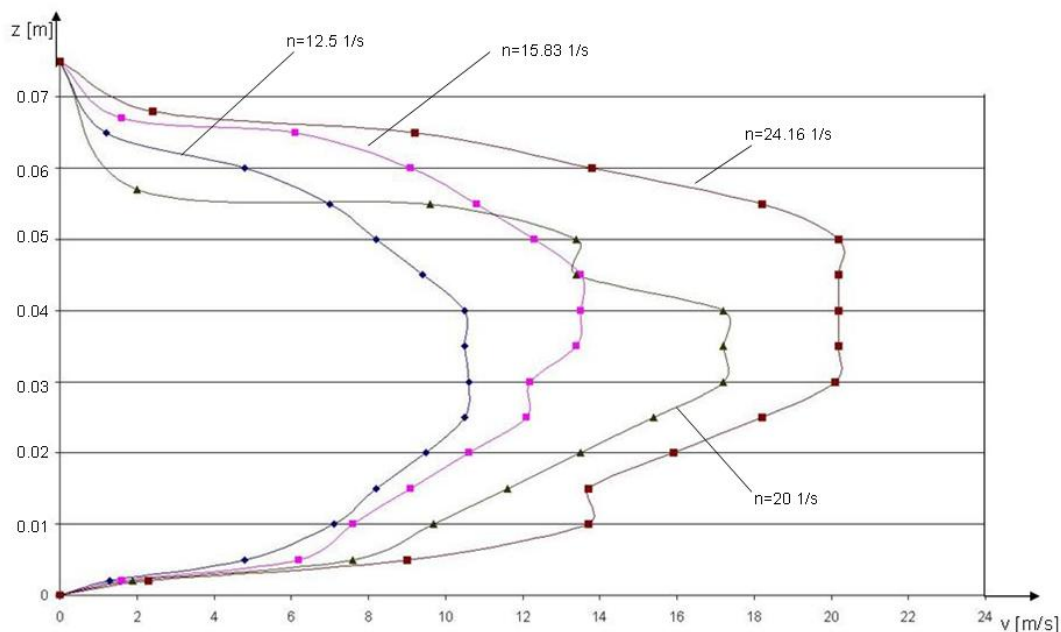
Próba oceny równomierności rozkładu prędkości w strefie wylotowej wentylatora poprzecznego została przeprowadzona w oparciu o analizę wektorowych pól prędkości uzyskanych z badań numerycznych. W celu uniknięcia wpływu na rozkład prędkości

urządzenia współpracującego do analizy wybrano przekrój o długości  $L = 0.075$  m znajdujący się w pobliżu elementu stabilizującego, rys. 76. W wybranym przekroju wyróżniono szesnaście równomiernie rozmieszczonych punktów, dla których odczytywano wartości prędkości lokalnych.



Rys. 76. Analizowany przekrój odczytu wartości prędkości

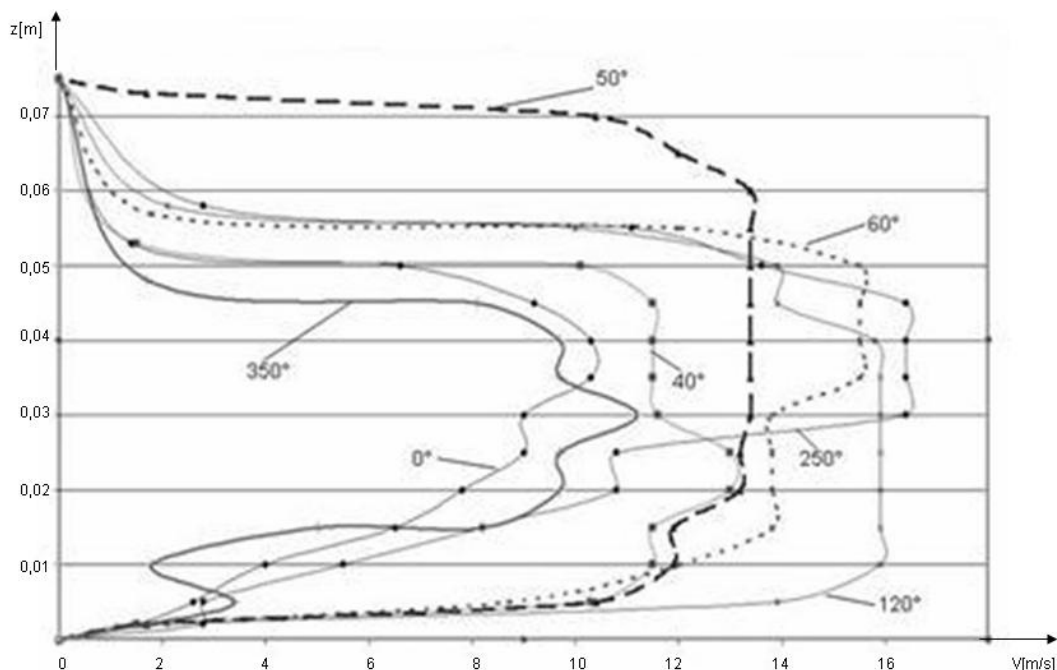
Na podstawie odczytanych wartości prędkości lokalnych w danym przekroju dla czterech różnych częstości obrotów wirnika:  $n = 12.5; 15.83; 20; 24.16$  1/s sporządzono krzywe rozkładu prędkości w strefie wylotowej badanego wentylatora poprzecznego, które przedstawiono na rys. 77 (gdzie  $z$  oznacza długość analizowanego przekroju).



Rys. 77. Rozkłady prędkości dla różnych częstości obrotów wirnika  $n$

Analiza rozkładów prędkości w strefie wylotowej dla wybranych częstości obrotów wirnika wskazuje, iż wraz ze wzrostem częstości obrotów wirnika równomierność rozkładu prędkości ulega zdecydowanemu pogorszeniu. Wprawdzie zauważalny jest blisko dwukrotny wzrost maksymalnej prędkości w analizowanym przekroju strefy wylotowej badanego wentylatora, ale odbywa się to kosztem pogorszenia równomierności rozkładu. Potwierdzenie zaistniałej sytuacji można znaleźć analizując zaprezentowane w rozdziale szóstym wektorowe wykresy prędkości, gdzie dla przypadku częstości obrotów  $n = 12.5$  1/s przepływ realizowany był praktycznie ze stałą prędkością w całym przekroju. Niestety nawet w przypadku niższych częstości obrotów rozkład prędkości nie jest wystarczająco równomierny.

W rozdziale ósmym wykazano, iż istnieje zależność pomiędzy zmianą położenia kąowego łopatki wewnętrznej a strukturą przepływu płynu w wentylatorze poprzecznym. Można zatem przypuszczać, iż dla ustalonej częstości obrotów wirnika zmiana położenia kąowego łopatki wewnętrznej pozwoli na sterowanie rozkładem prędkości w strefie wylotowej badanego wentylatora. Stąd też podjęto próbę uzyskania równomiernego rozkładu prędkości przy ustalonej częstości obrotów wirnika  $n = 24.16$  1/s poprzez wprowadzenie do wnętrza wirnika łopatki wewnętrznej umieszczonej obrotowo w osi wirnika, rys. 78.

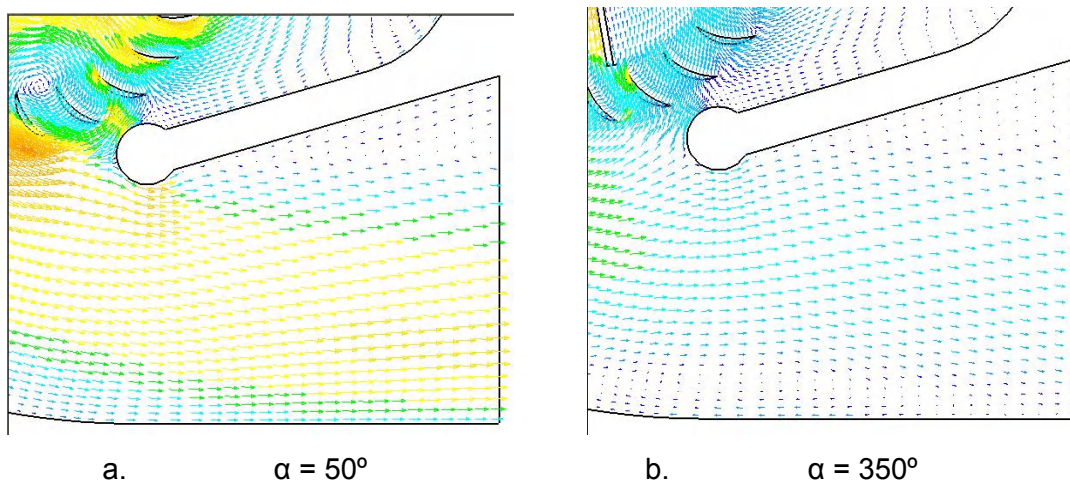


Rys. 78. Rozkład prędkości w strefie wylotowej wentylatora dla różnych położeń kątowych  $\alpha$  łopatki wewnętrznej

Analiza rozkładów prędkości zaprezentowanych na rys. 78 potwierdziła postawioną wcześniej hipotezę, iż istnieje zależność pomiędzy położeniem kątowym łopatki wewnętrznej a rozkładem prędkości w strefie wylotowej wentylatora poprzecznego. Dla siedmiu wybranych położeń kątowych łopatki uzyskano różne rozkłady prędkości, przy czym najbardziej równomierny rozkład prędkości uzyskano dla położenia kątowego łopatki wewnętrznej  $\alpha = 50^\circ$ . Ponadto dla położenia określonego kątem  $\alpha = 350^\circ$  rozkład prędkości przebiega w zakresie najniższych wartości prędkości lokalnych, dodatkowo w pobliżu obudowy prowadzącej uwidaczniając powstawanie zjawiska przepływów „wstecznych”.

Na rys. 79 przedstawiono wektorowe pola prędkości w strefie kanału wylotowego uzyskane dla dwóch wybranych położeń kątowych łopatki wewnętrznej:  $\alpha = 50^\circ$  i  $\alpha = 350^\circ$ .

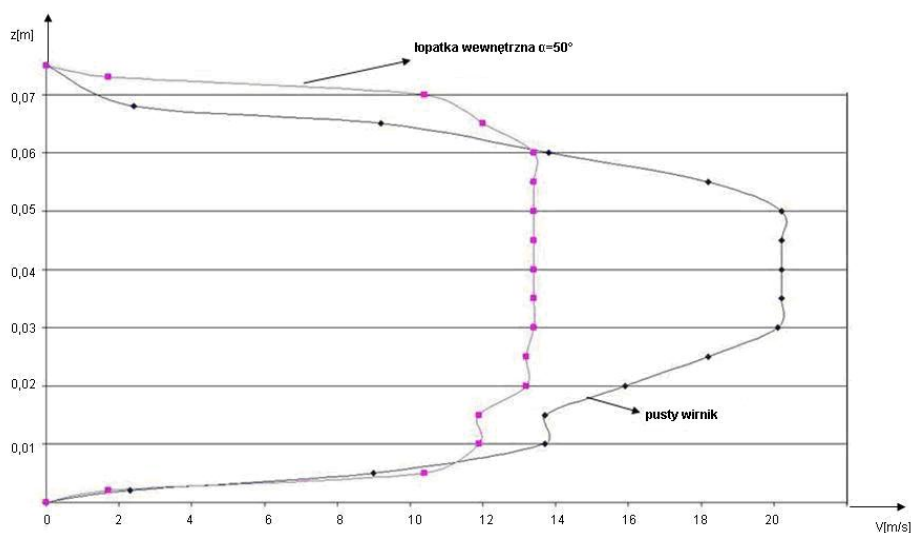




Rys. 79. Pola prędkości w strefie wylotowej wentylatora poprzecznego

Analiza wektorowych pól prędkości w strefie kanału wylotowego uzyskanych na drodze obliczeń numerycznych dla dwóch wybranych położenia kątowych łopatki wewnętrznej:  $\alpha = 50^\circ$  i  $\alpha = 350^\circ$  (rys. 79) wykazuje, iż umieszczenie łopatki pod kątem  $\alpha = 50^\circ$  (rys. 79a) wpływa korzystnie na uzyskany rozkład prędkości poprawiając jego równomierność w analizowanej strefie.

Na rys. 80 zamieszczono wykresy rozkładów prędkości sporządzone przy ustalonej częstotliwości obrotów wirnika  $n = 24.16$  1/s pozwalające na porównanie dwóch wybranych przypadków przepływu swobodnego płynu w wentylatorze poprzecznym z pustym wirnikiem oraz z wirnikiem z łopatką wewnętrzną umieszczoną pod kątem  $\alpha = 50^\circ$ .



Rys. 80. Porównanie rozkładów prędkości dla pustego wirnika i wirnika z łopatką wewnętrzną pod kątem  $\alpha = 50^\circ$



Wprowadzenie łopatkę do wnętrza wirnika i zamocowanie jej pod kątem  $\alpha = 50^\circ$  umożliwiło uzyskanie zdecydowanie bardziej równomiernego rozkładu prędkości w strefie wylotowej. Wartość średniej prędkości strugi wprowadzone uległa obniżeniu, ale w urządzeniach klimatyzacyjnych odgrywa ona drugorzędną rolę. Parametry komfortu cieplnego dotyczą prędkości powietrza mniejszej od 0.5 m/s, największe znaczenie przypisując właśnie równomiernemu napływowi płynu minimalizując w ten sposób znaczne straty energii.

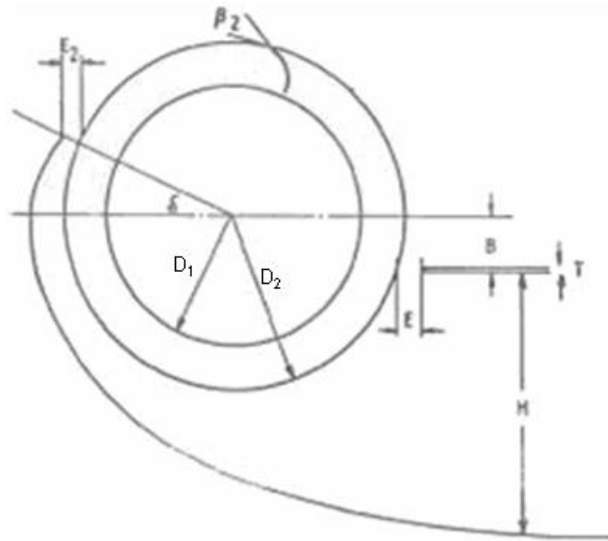
## **10. Analiza poziomu hałasu generowanego przez wentylator poprzeczny**

Poziom generowanego hałasu jest niezwykle istotnym zagadnieniem z punktu widzenia wartości użytkowej wentylatora. Hałas wytwarzany przez maszyny przepływowe należy do grupy hałasów infradźwiękowych charakteryzujących się występowaniem w znacznych odległościach od źródła. Jednymi z jego składowych są dźwięki w zakresie częstotliwości od 2 do 16 Hz. Istnieje kilka zasadniczych przyczyn pojawiania się hałasu w wentylatorach, mogą one być spowodowane przez: elementy konstrukcyjne (hałas mechaniczny), niejednorodność strugi (główny składnik na wykresie widma), czy wreszcie przez wiry spływające z krawędzi łopatek. Podjęto zatem próbę przeanalizowania poziomu hałasu generowanego przez badany wentylator poprzeczny na podstawie wyników symulacji numerycznych.

### **10.1. Badania hałasu generowanego przez wentylator poprzeczny**

Za jedną z ważniejszych zalet wentylatorów poprzecznych podawanych przez producentów uznawane jest generowanie niskiego poziomu hałasu. W literaturze przedmiotowej można znaleźć nieliczne badania podejmujące próby obniżania poziomu hałasu, a większość z przedstawionych rozwiązań koncentruje się na zmianach elementów geometrii wentylatora i ich wpływie na poziom hałasu. Tylko nieliczne spośród prezentowanych prac zawierają rezultaty symulacji numerycznych, bowiem najczęściej badania prowadzone są na drodze eksperymentalnej.

Na początku lat 80-tych Allen (1982) przeprowadził na szeroką skalę badania doświadczalne mające na celu określenie wpływu różnych parametrów geometrycznych na zjawisko generowania hałasu w wentylatorze poprzecznym, którego model zaprezentowano na rys. 81.



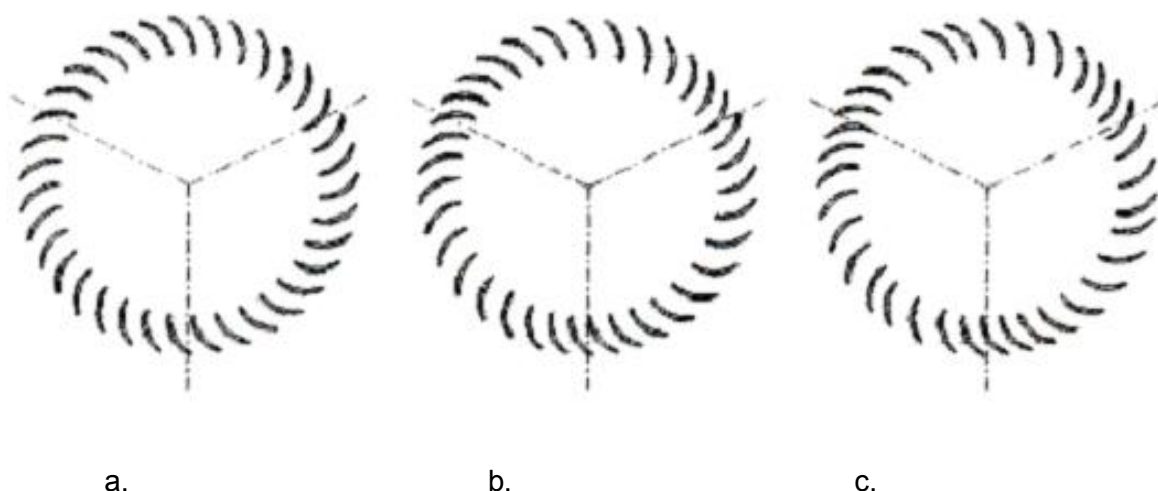
Rys. 81. Badany wentylator poprzeczny, Allen (1982)

Na podstawie przeprowadzonych badań autor wykazał, iż wzrost szerokości szczeliny pomiędzy obudową prowadzącą a zewnętrzną średnicą wirnika ( $E_2$ ), a także wzrost wartości parametru ( $E$ ), tj. szczeliny pomiędzy obudową uszczelniającą wir a zewnętrzną średnicą wirnika, wpływa na obniżenie poziomu hałasu. Analizie poddał również wpływ zmiany kąta  $\delta$  i zauważył, iż najniższy poziom hałasu uzyskano dla  $\delta = 60^\circ$ . Badania wykazały również wpływ wartości stosunku średnic wirnika  $D_1/D_2$  – przy wyższej wartości tego stosunku, rejestrowano wyższy poziom hałasu. Ponadto wskazano na możliwość dodatkowego obniżenia poziomu hałasu rzędu 1÷5 dB poprzez wykonanie perforacji obudowy w pobliżu elementu stabilizującego wir, czyli tzw. języczka obudowy.

Badania eksperymentalne dotyczące wpływu kształtu języczka obudowy na generowany w wentylatorze poprzecznym hałas przeprowadzili Chen, Lee (1995, 1997). Analizę wykonano dla trzech kształtów języczka obudowy: klinowego, wypukłego oraz wklęsłego. Z przedstawionych rezultatów badań wynika, iż przy założeniu takiej samej częstotliwości obrotów wirnika, dla wentylatora poprzecznego z języczkiem w kształcie klina uzyskano najwyższą wartość współczynnika przepływu, a ponadto zarejestrowano najniższy poziom hałasu generowanego przez ten wentylator.

Problem wpływu zmiennego charakteru pracy łopatek wentylatora poprzecznego był przedmiotem badań, Moon, Yong (2002, 2003). Zauważono, iż ciśnienie oscyluje z częstotliwością określaną jako częstotliwość pracy łopatek BPF (*ang. blade passing frequency*). Częstotliwość ta zdaniem autorów była głównym źródłem hałasu w tego typu maszynach przepływowych. Badania doświadczalne oraz numeryczne przeprowadzone zostały dla dwóch modeli wentylatorów różniących się jedynie rozmieszczeniem łopatek

na obwodzie wirnika. Wirniki badanego wentylatora posiadały stałą liczbą łopatek  $Z = 35$  rozmieszczonych równomiernie oraz nierównomiernie na obwodzie, typ (A) i (B). Rozmieszczenie łopatek wokół wirnika dla poszczególnych modeli przedstawiono na rys. 82.



Rys. 82. Modele wirników badanego wentylatora, Moon, Yong (2002, 2003)

a) równomierne rozmieszczenie; b) nierównomierne typ A;  
c) nierównomierne typ B

Porównanie uzyskanych rezultatów pozwoliło na stwierdzenie, iż wprowadzenie nierównomiernego rozmieszczenia łopatek na obwodzie (Typ A) umożliwiło obniżenie częstotliwości BPF o 5 dB w stosunku do wirnika o równomiernym rozmieszczeniu łopatek.

Wyniki badań poświęconych analizie rozkładu dźwięku i identyfikacji jego źródła dla różnych typów wentylatorów, w tym również wentylatora poprzecznego przedstawili Jeon (2003), Jeon i in. (2003a, 2004, 2004a). Analiza miała charakter numeryczny i została przeprowadzona w programie opartym na metodzie elementów brzegowych (BEM). Wyniki symulacji wskazują na częstotliwość BPF jako na najistotniejsze źródło generowanego w wentylatorach poprzecznych hałasu, tym samym potwierdzając rezultaty badań opublikowanych w pracy Moon, Yong (2003). Symulacje wykonano przy użyciu solvera SC/Tetra.

Badania wpływu zaokrąglenia końców łopatek wirnika na poziom generowanego hałasu identyfikowanego poprzez zmiany wartości ciśnienia statycznego prowadziła

Chmielowiec (2005). Do badań wykorzystano program Flo++ oparty na metodzie objętości skończonych. Stwierdzono, iż zaokrąglenie łopatki spowodowało obniżenie poziomu hałasu o 4 dB przy nieznacznym tylko obniżeniu wartości strumienia objętości rzędu 6%, potwierdzając wyniki zaprezentowane w pracy Moon, Young (2003).

Niski poziom generowanego hałasu ma istotne znaczenie wszędzie tam, gdzie urządzenia wykorzystujące wentylatory poprzeczne pracują w sposób ciągły przez długi czas szczególnie w miejscach, w których przebywają ludzie. Producenci wentylatorów poprzecznych chętnie zamieszczają w katalogach dane dotyczące relatywnie niskiego poziomu hałasu, brak jest jednak informacji w jakich warunkach i jakimi metodami prowadzone były pomiary.

## 10.2. Podstawowe wielkości charakteryzujące hałas

Poprzez hałas rozumieć należy wszystkie dźwięki niepożądane w danych warunkach i dla danej osoby, Engel (2001). Jak powszechnie wiadomo długotrwałe przebywanie w hałaśliwym otoczeniu ma negatywny wpływ nie tylko na narząd słuchu, ale również poprzez centralny układ nerwowy działa na inne organy. Ponadto hałas wpływa negatywnie na sprawność umysłową czy wreszcie efektywność i jakość wykonywanej pracy. Szkodliwy wpływ hałasu zależy nie tylko od jego cech fizycznych, ale również zmian tych czynników w czasie, przez które rozumie się: charakterystyki widmowe, wartość poziomu hałasu, częstotliwość występowania, charakter (np. ciągły, impulsowy, itd.).

Z fizycznego punktu widzenia dźwięki są drganiami mechanicznymi ośrodka sprężystego i mogą być rozpatrywane jako oscylacyjny ruch cząstek ośrodka względem położenia równowagi, wywołując zmianę ciśnienia ośrodka w stosunku do wartości ciśnienia statycznego (atmosferycznego). Różnica pomiędzy chwilową wartością ciśnienia w danym miejscu a średnim ciśnieniem statycznym, mierzona w Pa, nazywana jest ciśnieniem akustycznym.

Zmiana ciśnienia przenoszona jest w przestrzeń otaczającą źródło drgań tworząc falę akustyczną. Energia fali akustycznej charakteryzowana jest przez następujące wielkości:

- moc akustyczną źródła będącą miarą ilości energii wypromieniowanej przez źródło w jednostce czasu, oraz
- natężenie dźwięku, stanowiące wartość mocy akustycznej przepływającej przez jednostkową powierzchnię prostopadłą do kierunku rozchodzenia się fali akustycznej.

Nie wszystkie dźwięki otaczające człowieka są dla niego słyszalne, ze względu na zakres częstotliwości rozróżnić można:

- infradźwięki o częstotliwościach niższych od 20 Hz
- dźwięki słyszalne o częstotliwościach w zakresie 20 do 2000 Hz
- ultradźwięki o częstotliwościach wyższych od 2000 Hz.

Intensywność dźwięku określana jest w odniesieniu do warunków, jej zakres natomiast mieści się pomiędzy progiem czułości a granicą bólu, przy czym największą czułość ucho ludzkie wykazuje w zakresie 800 ÷ 4000 Hz.

Z uwagi na fakt, iż hałas stanowi pewien zbiór dźwięków o różnych częstotliwościach i różnych wartościach ciśnienia akustycznego, ich rozkład na sumę dźwięków prostych tzw. tonów, nazywany jest widmem lub analizą widmową (częstotliwościową) hałasu.

W celu oceny wielkości charakteryzujących zagrożenie hałasem prowadzone są pomiary określone wytycznymi znajdującymi się w przeznaczonych do tego przepisach i normach.

W zależności od wykorzystywanej aparatury oraz informacji, która ma być dostarczona, metody pomiarów można podzielić na trzy zasadnicze grupy:

- a) pomiary orientacyjne, w wyniku których uzyskiwane są wstępne informacje, wykonywane za pomocą znormalizowanych przyrządów pomiarowych;
- b) pomiary kontrolne – przeprowadzane w celu uzyskania dokładniejszych danych i wykonywane za pomocą precyzyjnych mierników poziomu dźwięku;
- c) pomiary specjalne – przeprowadzane w szczególnych przypadkach w celu określenia parametrów akustycznych w zakresie częstotliwości infradźwiękowych i ultradźwiękowych.

Wykonanie pomiarów ma na celu określenie podstawowych parametrów akustycznych, do których ze względu na zakres wielkości w praktyce stosuje się miarę względną zwaną poziomem natężenia dźwięku obliczanym w decybelach (dB).

Wśród najważniejszych wielkości wykorzystywanych w akustyce należy wymienić: poziom ciśnienia dźwięku, poziom natężenia dźwięku oraz poziom mocy akustycznej.

- *Poziom ciśnienia dźwięku* jest względną miarą ciśnienia akustycznego wyrażoną dwudziestokrotnym logarytmem dziesiętnym stosunku ciśnienia akustycznego do ciśnienia odniesienia o wartości  $2 \cdot 10^{-5} \text{ N/m}^2$ , obliczany w decybelach według poniższego wzoru:



$$L_p = 20 \lg \frac{p}{p_u} \quad [\text{dB}] \quad (40)$$

gdzie:

$p$  – mierzona amplituda ciśnienia w Pa,

$p_u$  – umowne ciśnienie progowe równe  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa

- *Poziom natężenia dźwięku (intensywności)* jest to ilość energii pola akustycznego, przenikającej w jednostce czasu jednostkową powierzchnię prostopadłą do kierunku rozprzestrzeniania się fali; określany wzorem:

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_u} \quad [\text{dB}] \quad (41)$$

gdzie:

$I$  – mierzona intensywność dźwięku w  $\text{W/m}^2$

$I_u$  – umowna intensywność progowa równa  $10^{-12}$   $\text{W/m}^2$

- *Poziom mocy akustycznej* wyznaczany za pomocą następującej zależności:

$$L_N = 10 \lg \frac{N}{N_u} \quad [\text{dB}] \quad (42)$$

gdzie:

$N$  – mierzona moc akustyczna w W,

$N_u$  - umowna moc równa  $10^{-12}$  W, Ver, Beranek (2006).

Poziom dźwięku jest obiektywnym pomiarowym przybliżeniem poziomu głośności, określanym wskazaniami znormalizowanego miernika poziomu dźwięku. Jednostką poziomu głośności jest 1dB(A), 1dB(B) i 1dB(C) w zależności od umownych funkcji A, B, C wyznaczonych charakterystykami częstotliwości miernika.

Poziom dźwięku w: dB(A) określany jest przy poziomach ciśnienia akustycznego w zakresie 0 do 55 dB, dB(B) przy poziomach w zakresie 55 do 85dB, zakres powyżej 85 dB w dB(C).

Wspomniany wcześniej hałas infradźwiękowy charakteryzuje się występowaniem w znacznych odległościach od źródła, którymi są między innymi urządzenia wentylacyjne. Ze względu na sposób działania generacja hałasu w wentylatorach odbywa się dwiema drogami: mechaniczną i aerodynamiczną.

Hałas produkowany na drodze mechanicznej związany jest z pracą części mechanicznych, tj. łożysk, wirnika, obudowy, łopatek, itp. i zależy od częstości obrotów wirnika. Drugi rodzaj hałasu początkowo współmierny z hałasem mechanicznym zaczyna dominować w zakresie wyższych prędkości  $v > 15$  m/s.

W literaturze przedmiotowej wymieniane są dwie zasadnicze przyczyny powstawania hałasu aerodynamicznego:

- a) hałas szerokopasmowy – powstający na skutek formowania się wirów na łopatkach i elementach odpowiedzialnych za kierowanie strugą gazu,
- b) hałas dyskretny widmowo – powstający w wyniku interakcji części ruchomych i nieruchomych wentylatorów, Cempel (1978).

Częstotliwość podstawowa składowych dyskretnych zależy od częstości obrotów oraz liczby łopatek wirnika i jak wcześniej wspomniano nazywana jest w literaturze przedmiotowej częstotliwością pracy łopatek BPF (*ang. blade passing frequency*), Moon, Yong (2002, 2003), Jeon i in. (2003, 2004). Amplituda fali o tej częstotliwości jest uznawana za główne źródło hałasu w wentylatorach poprzecznych. Częstotliwość pracy łopatek  $f_0$  określana jest za pomocą wzoru:

$$f_0 = \frac{n}{60} Z \quad (43)$$

gdzie:

$n$  – częstość obrotów wirnika w obr/min,

$Z$  – liczba łopatek.

### 10.3. Wpływ wybranych parametrów na poziom ciśnienia dźwięku w wentylatorze poprzecznym

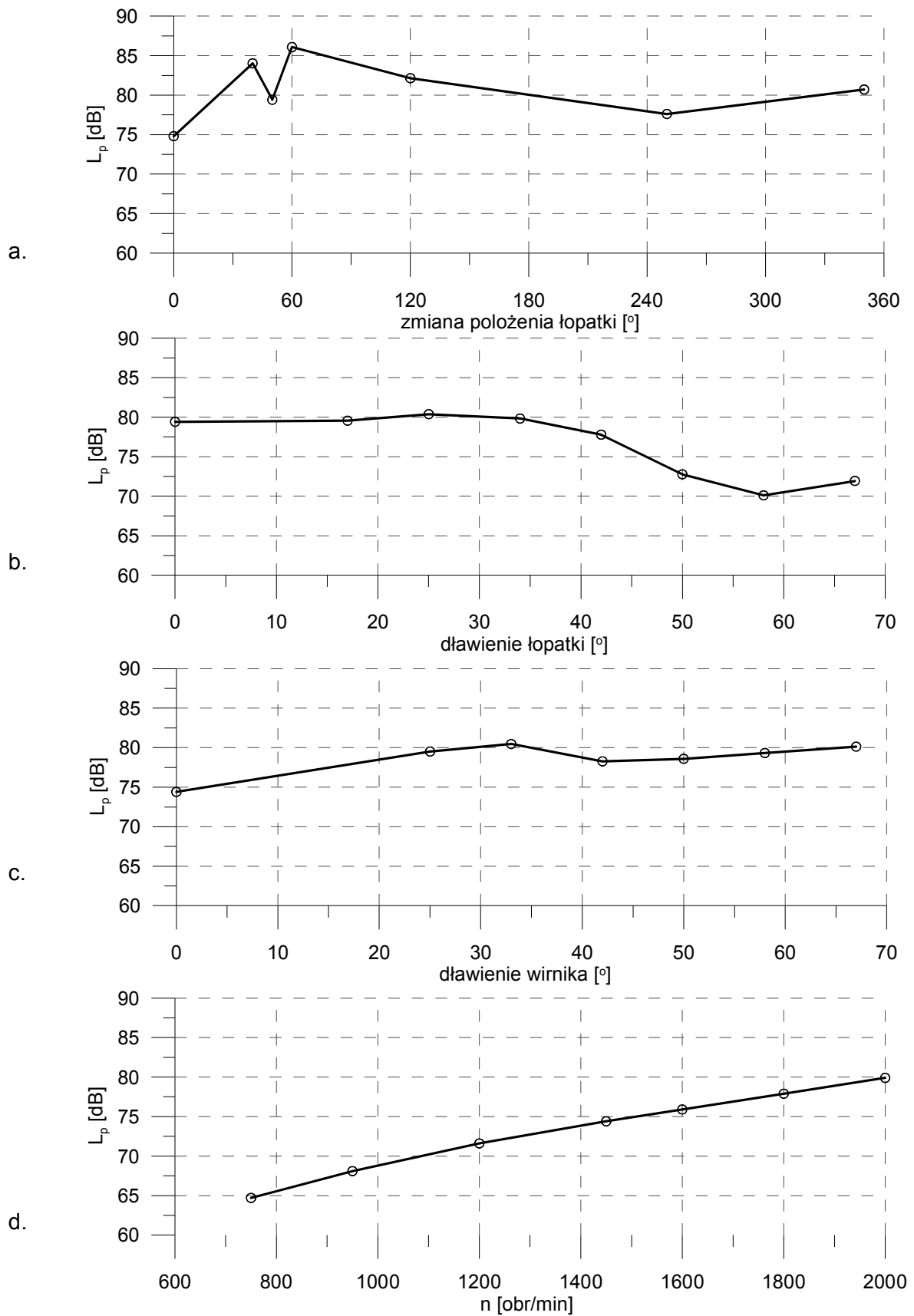
Obok wcześniejszych badań struktury oraz charakterystyk wentylatora poprzecznego w oparciu o rezultaty badań numerycznych podjęto próbę identyfikacji wpływu wybranych parametrów na poziom ciśnienia dźwięku generowanego podczas pracy badanego wentylatora poprzecznego. W symulacjach komputerowych wykorzystano model wentylatora poprzecznego opisany szczegółowo w rozdziale czwartym, badania eksperymentalne wykonano na modelu rzeczywistym przedstawionym na rys. 83.



Rys. 83. Model wentylatora poprzecznego

Analiza rezultatów uzyskanych z obliczeń numerycznych miała na celu ocenę wpływu zmiany wybranych parametrów: częstości obrotów wirnika, parametrów dławienia dla przypadku „pustego” wirnika oraz z łopatką wewnętrzną, a także położenia kąтового łopatki wewnętrznej na poziom ciśnienia dźwięku generowanego przez badany wentylator podczas jego pracy.

Wpływ wybranych parametrów wentylatora poprzecznego na poziom ciśnienia dźwięku obliczonego zgodnie ze wzorem (40) przedstawiono na rys. 84.

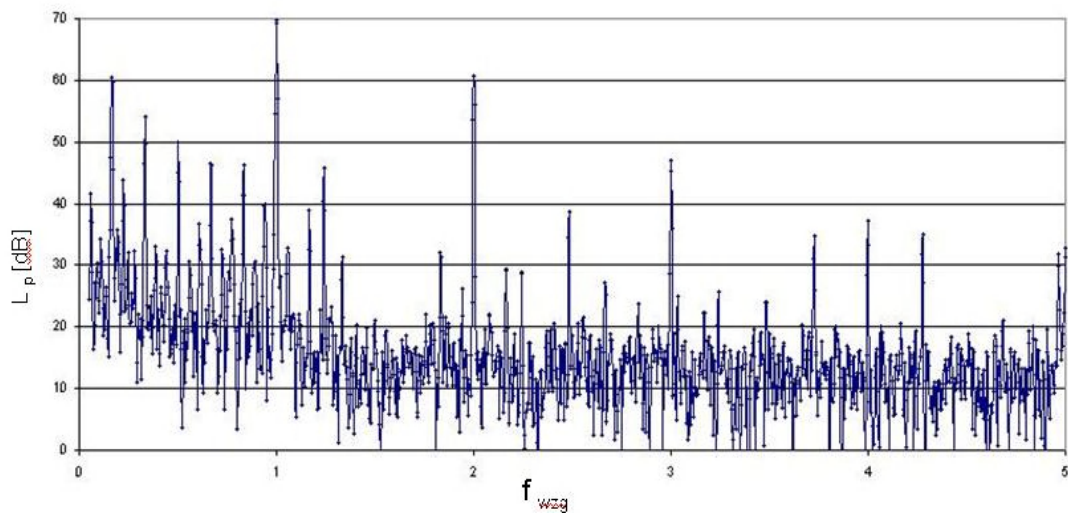


Rys. 84. Wpływ wybranych parametrów wentylatora poprzecznego na poziom ciśnienia dźwięku

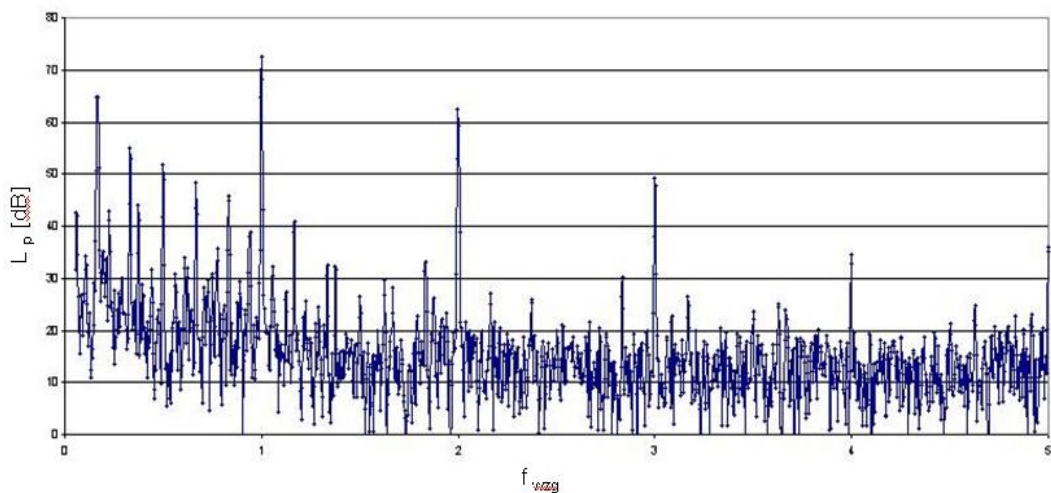
Po przeanalizowaniu krzywych zamieszczonych na rys. 84 można sformułować następujące wnioski:

- nie zaobserwowano wyraźnej zależności pomiędzy poziomem ciśnienia akustycznego a zmianą położenia kąтового łopatki wewnętrznej. Najwyższy poziom ciśnienia występuje dla kąta  $\alpha = 60^\circ$ . Wraz ze wzrostem kąta do wartości  $\alpha = 250^\circ$  poziom ciśnienia akustycznego maleje. Najniższy poziom ciśnienia akustycznego występuje dla najkorzystniejszych warunków pracy wentylatora, tj. dla kąta położenia łopatki  $\alpha = 50^\circ$ ;
- wraz ze wzrostem przysłonięcia kanału wylotowego zauważono spadek poziomu generowanego hałasu;
- w przypadku dławienia wentylatora z pustym wirnikiem wartość poziomu ciśnienia akustycznego zmienia się. Dla przypadku przepływu swobodnego do około 35% przysłonięcia kanały wylotowego wartość poziomu ciśnienia akustycznego wzrasta, od 35% do około 45% maleje, dla przypadku silnego dławienia poziom ciśnienia akustycznego ponownie wzrasta;
- wraz ze wzrostem częstości obrotów wirnika poziom ciśnienia akustycznego rośnie od wartości 65 dB dla  $n = 12.5$  1/s do 80 dB dla  $n = 33.3$  1/s.

Na rys. 85 przedstawiono przykładowe charakterystyki widmowe, tj. krzywe zależności zmian poziomu ciśnienia dźwięku w funkcji częstotliwości względnej  $f/f_0$  dla dwóch wybranych częstości obrotów wirnika.



a.



b.

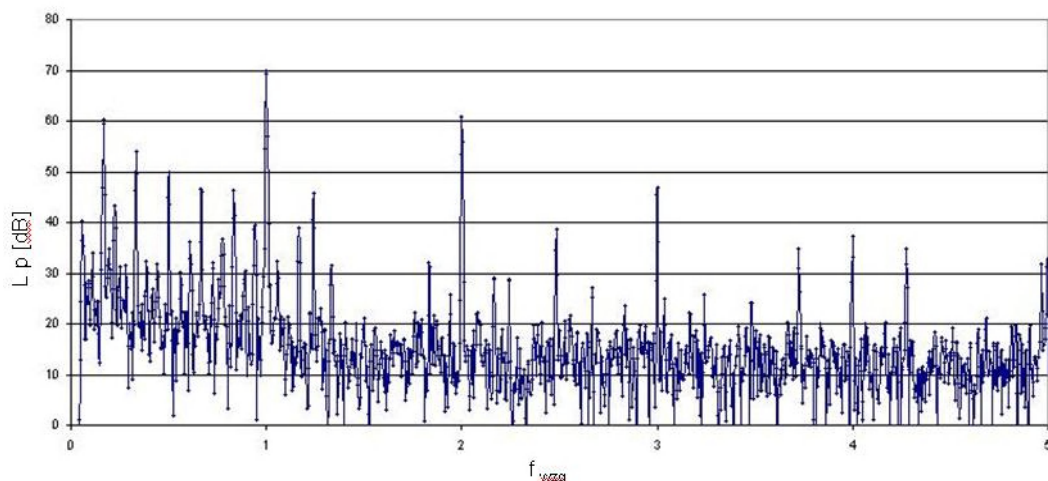
Rys. 85. Charakterystyki widmowe sporządzone dla dwóch wybranych częstości obrotów wirnika

a)  $n = 24.16 \text{ 1/s}$  b)  $n = 26.7 \text{ 1/s}$

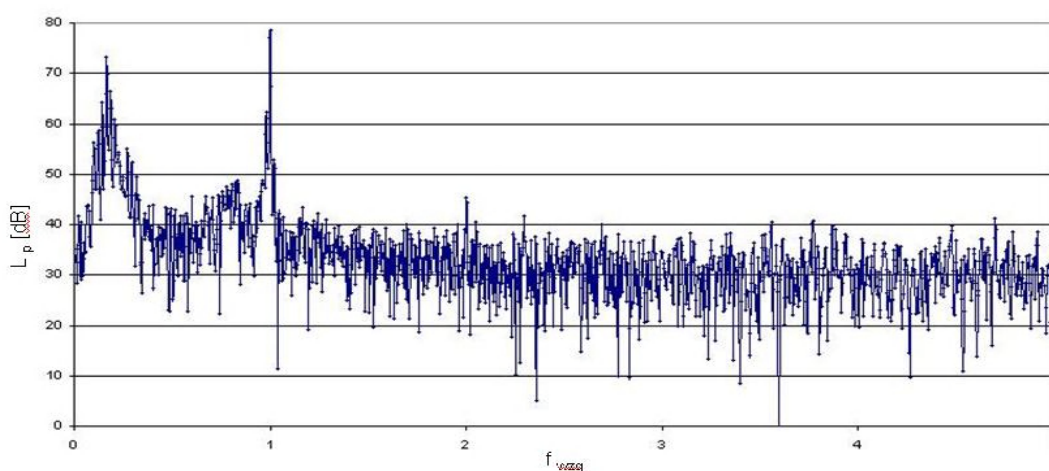
Charakterystyki widmowe  $L_p = f(f_{wzg})$  wskazują na występowanie amplitudy o częstości „łopatkowej” dla  $f/f_0 = 1$  oraz harmonicznyc dla tej częstości względnej  $f/f_0$  równych: 2; 3 i 4. Ponadto przebieg zmian poziomu ciśnienia w obu analizowanych przypadkach jest zbliżony, a nieznaczne różnice dotyczą jedynie wartości częstości (wzrost wraz ze wzrostem częstości obrotów wirnika) potwierdzając tym samym wnioski wynikające z analizy wykresu na rys. 84d.



Charakterystyki widmowe dla przypadku dławienia przepływu w badanym wentylatorze poprzecznym z pustym wirnikiem sporządzone na podstawie rezultatów uzyskanych z symulacji komputerowych, przedstawiono na rys. 86. Obliczenia numeryczne wykonano przy ustalonej częstotliwości obrotów wirnika  $n = 24.16$  1/s.



a.



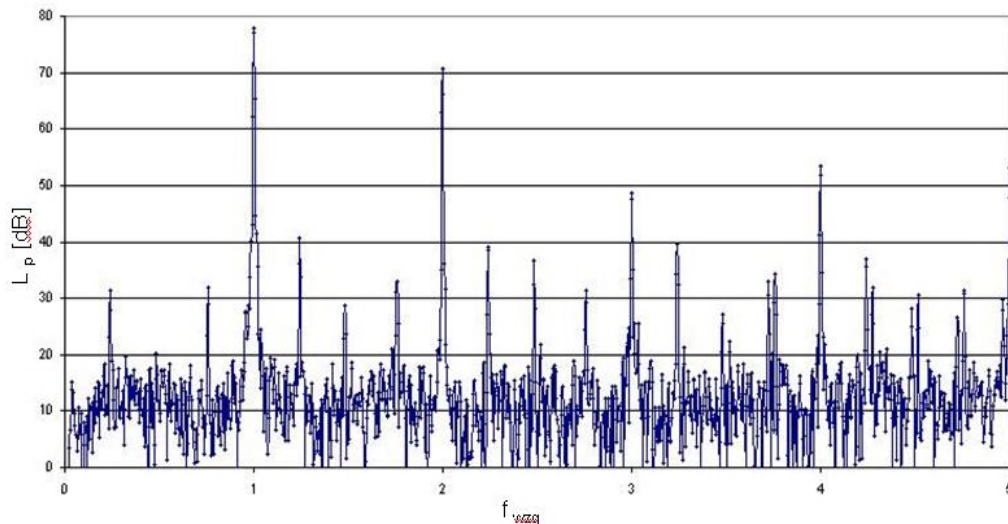
b.

Rys. 86. Wpływ dławienia przepływu wentylatora poprzecznego na poziom ciśnienia dźwięku

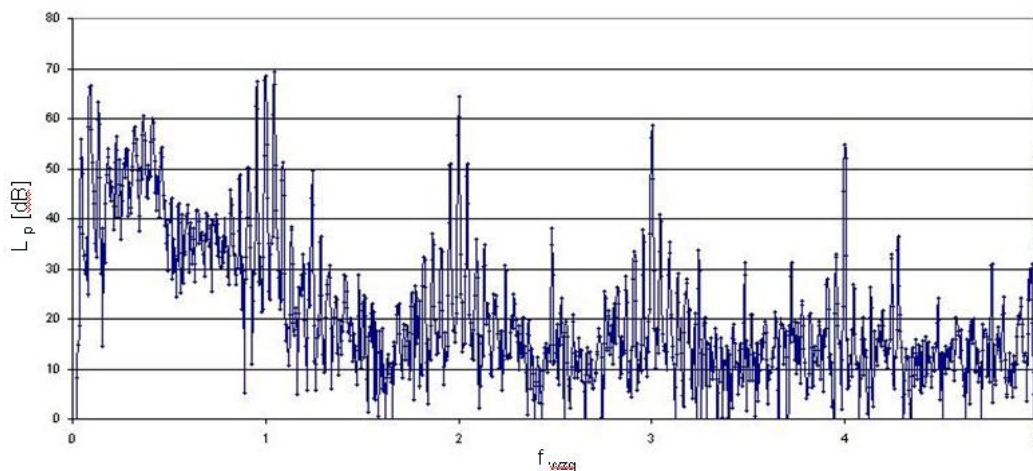
a) przepływ swobodny b) silne dławienie (67% przysłonięcia kanału wylotowego)

Analiza charakterystyk widmowych przedstawionych na rys. 86 dotycząca wpływu zjawiska dławienia przepływu w wentylatorze poprzecznym z pustym wirnikiem na poziom ciśnienia dźwięku wykazała, iż rejestrowany wzrost poziomu ciśnienia dźwięku przy zwiększaniu dławienia dotyczy zarówno wzrostu amplitudy fali w częstotliwości „łopatkowej” jak i wzrostu poziomu szumów.

W oparciu o wyniki symulacji komputerowych sporządzono charakterystyki widmowe dla dwóch wybranych położzeń kątowych łopatki wewnętrznej:  $\alpha = 50^\circ$ ;  $250^\circ$  przy ustalonej częstotliwości obrotów wirnika  $n = 24.16$  1/s, rys. 87.



a.



b.

Rys. 87. Wpływ wybranych położzeń kątowych łopatki na poziom ciśnienia dźwięku  
a)  $\alpha = 50^\circ$  b)  $\alpha = 250^\circ$

Analiza charakterystyk widmowych przedstawionych na rys. 83 wykazała, iż zmiana położenia kąowego łopatki wewnętrznej z  $\alpha = 50^\circ$  na  $\alpha = 250^\circ$  spowodowała obniżenie uzyskanych wartości poziomu dźwięku, tym samym potwierdzając wcześniejsze wnioski oparte na wykresach zamieszczonych na rys. 84a.

## 10.4. Porównanie wyników badań numerycznych i doświadczalnych identyfikowanych zjawisk akustycznych w wentylatorze poprzecznym

Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku pomiarowym zaprezentowanym na rys. 88, którego głównym elementem był wentylator poprzeczny. Wentylator poprzeczny napędzany silnikiem asynchronicznym typu TAMEL SZJe o mocy 4 kW i nominalnej częstotliwości obrotów wirnika  $n = 23.83$  1/s umożliwiającym zmianę częstotliwości obrotów wirnika, którą realizowano przetwornicą częstotliwości. W skład aparatury pomiarowej wchodziły następujące elementy: mikrofon pomiarowy  $\frac{1}{2}$  cala wraz z przedwzmacniaczem firmy B&K, karta pomiarowa Ediol z przetwornikiem analogowo-cyfrowym, laptop z programem do obróbki danych.

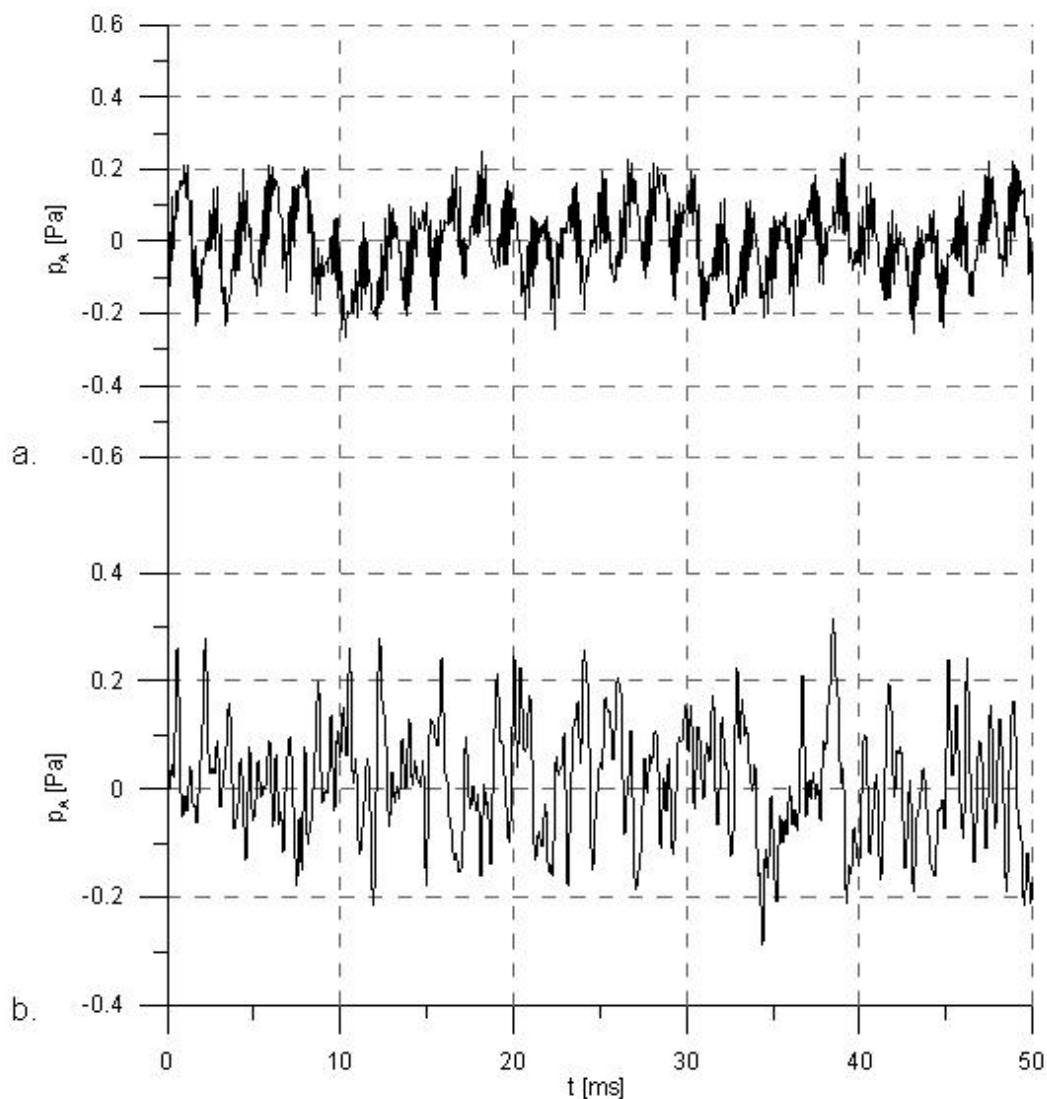


Rys. 88. Stanowisko pomiarowe do badań akustycznych wentylatora poprzecznego

Badania doświadczalne wykonano dla ustalonych kombinacji dwóch parametrów, tj. częstotliwości obrotowej oraz stopnia przysłonięcia kanału wylotowego (dławienie). Ustalone częstotliwości obrotowe wynosiły  $n = 12.5$ ;  $15.83$ ;  $20$ ;  $24.16$ ;  $26.7$  oraz  $30$  1/s, natomiast przysłonięcie kanału wylotowego:  $0$ ;  $25$ ;  $33$ ;  $42$ ;  $50$ ;  $58$  oraz  $67\%$ .

W trakcie pomiarów rejestrowano 60-cio sekundowe realizacje czasowe zmienności ciśnienia akustycznego w odległości 67 centymetrów od wylotu kanału.

Przykładową realizację czasową sporządzoną w oparciu o rezultaty pochodzące z badań numerycznych dla częstotliwości obrotów wirnika  $n = 24.16$  1/s przedstawiono na rys. 89a. Na rys. 89b dla porównania zamieszczono realizację czasową zarejestrowaną eksperymentalnie.



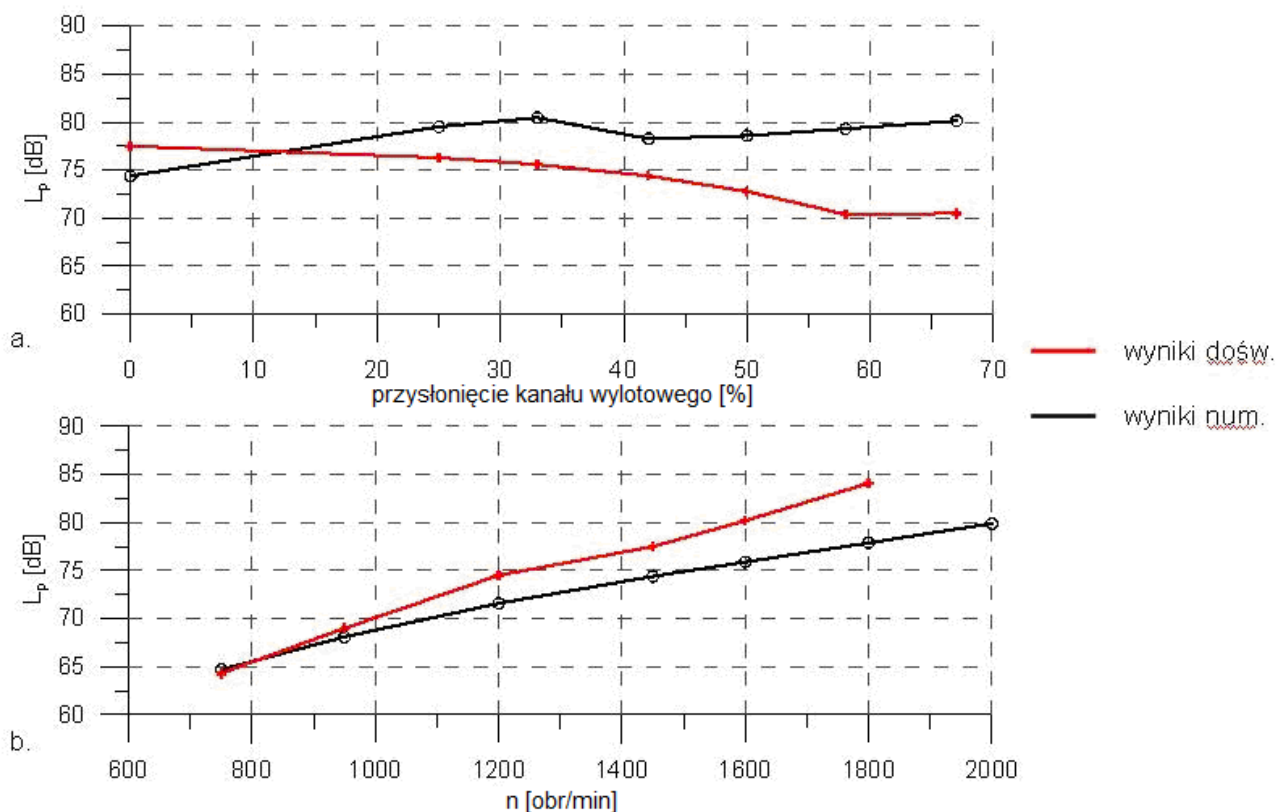
Rys. 89. Porównanie charakterystyk czasowych  
a) badania numeryczne b) badania eksperymentalne

Analiza wykresów ilustrujących zmiany poziomu ciśnienia dźwięku w funkcji czasu oparte na rezultatach uzyskanych na drodze doświadczalnej i pochodzących z symulacji komputerowych wskazuje na fakt, iż wyniki pochodzące z badań numerycznych mają



zdecydowanie bardziej uporządkowany przebieg w stosunku do wyników badań doświadczalnych.

Na rys. 90 przedstawiono porównanie wpływu dwóch wybranych parametrów wentylatora poprzecznego: przysłonięcia kanału wylotowego (rys. 90a) oraz zmiany częstości obrotów wirnika (rys. 90b) na poziom ciśnienia dźwięku sporządzone w oparciu o wyniki obliczeń numerycznych i badań doświadczalnych.

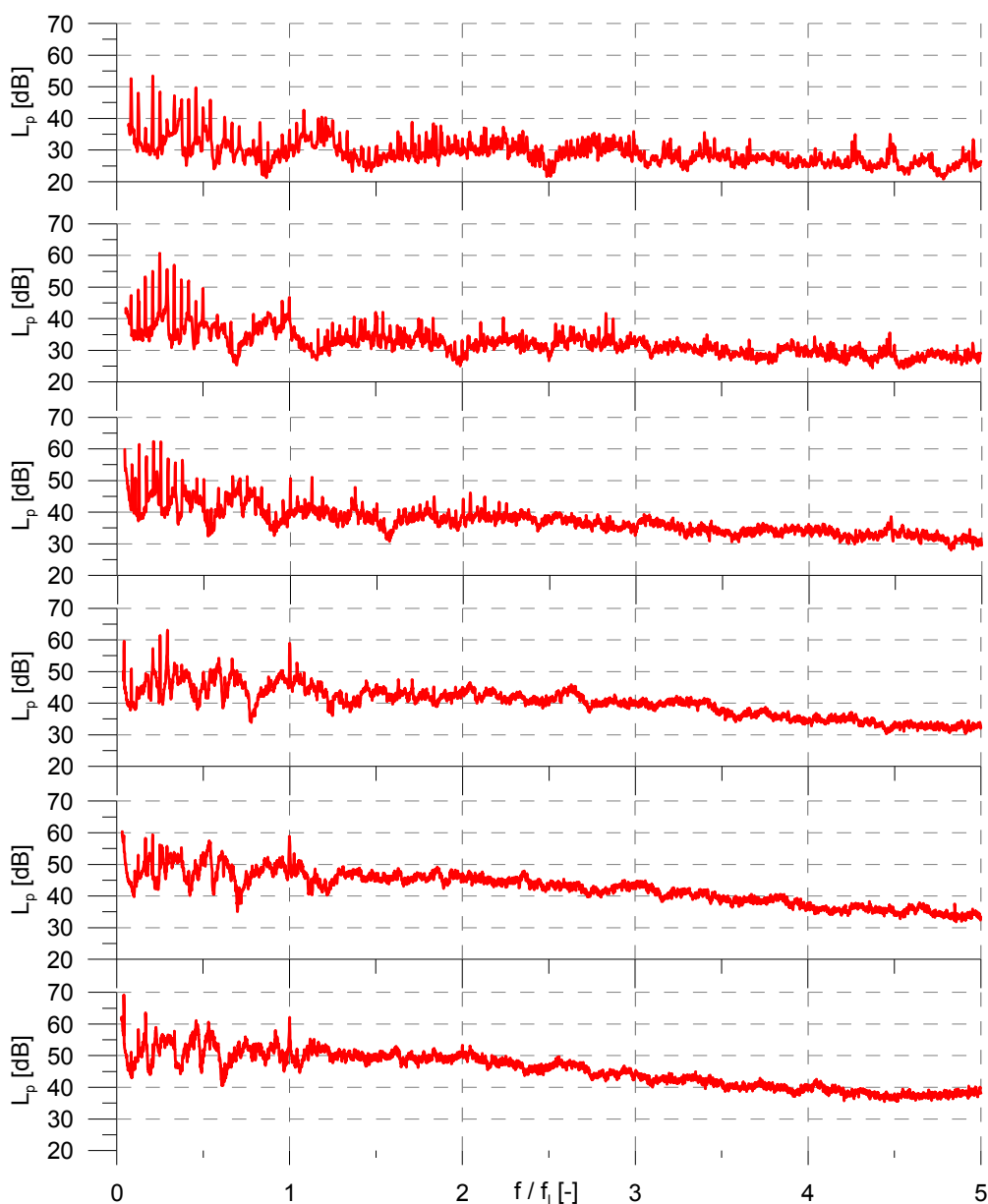


Rys. 90. Wpływ wybranych parametrów wentylatora poprzecznego na poziom ciśnienia dźwięku

Z analizy porównawczej krzywych zamieszczonych na rys. 90a wynika, iż widoczne różnice pomiędzy wartościami poziomów ciśnienia dźwięku obliczonymi w oparciu o wyniki uzyskane z pomiarów i obliczeń są efektem nie uwzględniania poprawki pomiarowej związanej ze zmieniającą się mocą akustyczną wylotu kanału wraz ze zmianą jego przysłonięcia.

Zmierzony, wyższy od obliczeniowego poziom ciśnienia dźwięku dla przypadku zmiany częstości obrotów wirnika (rys. 90b), szczególnie wyraźny dla wysokich wartości częstości obrotów, jest efektem wzrostu poziomów hałasu mechanicznego pochodzącego od napędu wentylatora.

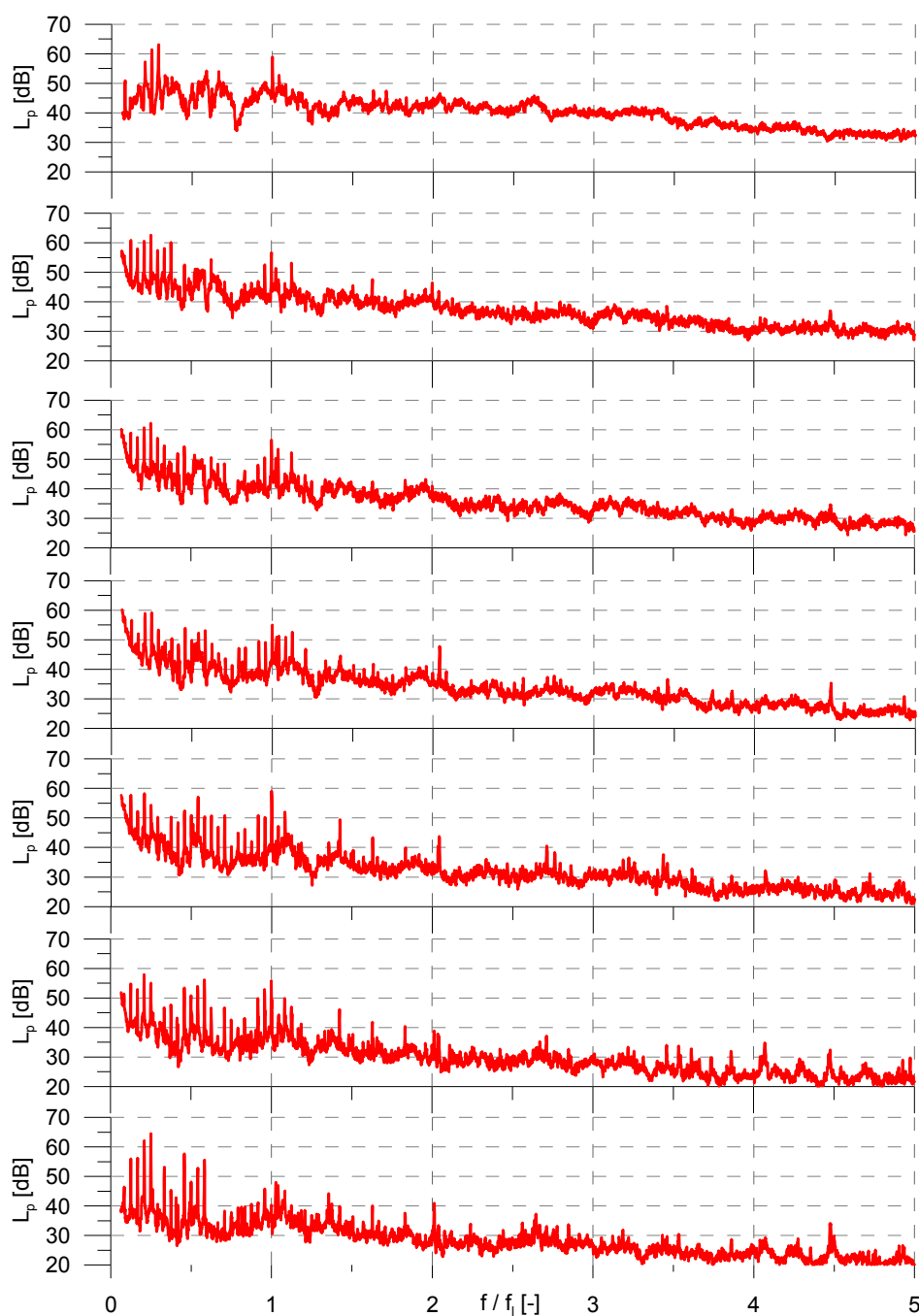
W oparciu o rezultaty badań eksperymentalnych oraz charakteryki czasowe sporządzono przykładowe charakterystyki widmowe w dziedzinie częstotliwości zamieszczone na rys. 91i rys. 92.



Rys. 91. Wpływ zmiany częstości obrotów na poziom ciśnienia akustycznego  
wyniki doświadczalne



Badania dla przypadku zmiany przysłonięcia kanału wylotowego wentylatora poprzecznego wykonano przy ustalonej częstotliwości obrotów wirnika  $n = 24.16$  1/s, których rezultaty w postaci charakterystyk częstotliwościowych przedstawiono na rys. 92. W badanym wentylatorze poprzecznym zrealizowano dławienie od przepływu swobodnego do przepływu z silnym dławieniem (ponad 60% przysłonięcia kanału wylotowego).



Rys. 92. Wpływ dławienia przepływu na poziom ciśnienia akustycznego  
wyniki doświadczalne

Analizując charakterystyki czasowe zamieszczone na rys. 91 i rys. 92 można stwierdzić obecność częstotliwości łopatkowej, brak jest natomiast kolejnych harmonicznych. W porównaniu z wynikami uzyskanymi na drodze obliczeń numerycznych na wykresach sporządzonych w oparciu o wyniki doświadczalne istnieje możliwość identyfikacji składowych częstotliwościowych związanych z hałasem mechanicznym, wpływających na ogólny poziom dźwięku. Dla bardzo niskich częstotliwości poniżej 100 Hz obserwowane są wzmocnienia pochodzące od chwilowych uderzeń strugi o powierzchnię mikrofonu.

Z dokonanego przeglądu literatury wynika, że prezentowane rezultaty pomiarów i ich analizy ograniczają się w zasadzie tylko do identyfikacji częstotliwości „łopatkowej”. Natomiast na podstawie zaprezentowanych powyżej badań można stwierdzić, iż zarówno kolejne harmoniczne jak i szумы własne mogą także wpływać na poziom hałasu generowanego podczas pracy wentylatora. Przedstawione w pracy wyniki badań przeprowadzonych w zakresie analizy poziomu hałasu wentylatora poprzecznego pozwalają na ocenę jakościową zjawiska i mogą posłużyć do oceny poziomu hałasu tego typu wentylatorów na etapie projektowym. Celowym wydaje się również kontynuowanie prac pozwalających na dokonanie oceny ilościowej.

## Podsumowanie i wnioski przyszłościowe

Przeprowadzone w niniejszej pracy symulacje numeryczne przepływu płynu w wentylatorze poprzecznym pozwoliły na dokonanie analizy wpływu wybranych parametrów na pracę tej maszyny przepływowej, badanej dotychczas najczęściej na drodze doświadczalnej. Prezentowane w literaturze przedmiotowej wyniki stosunkowo nielicznych badań numerycznych dotyczyły głównie zmiany struktury przepływu w skutek zmiennych warunków przepływowych oraz wybranych parametrów konstrukcyjnych.

Po raz pierwszy w tak szerokim zakresie zmian częstotliwości obrotów wirnika sporządzono charakterystyki aerodynamiczne wykorzystując w tym celu metody numeryczne oraz charakterystyki wentylatora poprzecznego z umieszczoną obrotowo w osi wirnika łopatką wewnętrzną.

Analiza wyników uzyskanych podczas prowadzonych badań numerycznych umożliwiła sformułowanie wniosków przedstawionych w poszczególnych rozdziałach pracy, wśród których należy wymienić:

- analiza stanu zagadnienia w świetle literatury wykazała, iż nadal prace dotyczące zagadnień związanych z analitycznymi, doświadczalnymi a zwłaszcza numerycznymi badaniami wentylatorów poprzecznych prowadzone są w znacznie mniejszym zakresie w porównaniu do badań poświęconych innym typom wentylatorów;
- zastosowany program Flo++ oparty na metodzie objętości skończonych umożliwia symulację przepływu płynu w badanym wentylatorze, na co wskazuje zgodność identyfikowanych zjawisk przepływowych z rezultatami badań doświadczalnych;
- zaproponowana metoda może stanowić skuteczne narzędzie do sporządzania charakterystyk aerodynamicznych wentylatora poprzecznego dla różnych częstości obrotów wirnika bez konieczności budowania drogich stanowisk badawczych i modeli funkcjonalnych;
- uzyskane wyniki symulacji numerycznej przepływu płynu w wentylatorze poprzecznym zweryfikowane zostały poprzez porównanie z rezultatami eksperymentalnymi pozwalając na potwierdzenie wpływu wybranych parametrów: dławienia przepływu, zmiany częstości obrotów wirnika na strukturę przepływu;
- wykorzystując metodę statystyczną  $\lambda^2$  (chi kwadrat) wykazano dużą zgodność pomiędzy wynikami numerycznymi i doświadczalnymi, których graficznym obrazem były charakterystyki aerodynamiczne wentylatora poprzecznego;

- wyprowadzono i przedstawiono uogólnione równania pozwalające na analityczne wyznaczanie wymiarowych charakterystyk aerodynamicznych:  $\Delta p_s = f(\dot{V}, n)$  oraz  $\Delta p_c = f(\dot{V}, n)$  w zakresie zmiany częstości obrotów  $n = 20 \div 33.3$  1/s;
- przeprowadzone obliczenia numeryczne przepływu realizowanego dla zmiennych parametrów: częstości obrotów wirnika, dławienia przepływu czy zmiany położenia kąтового łopatki wewnętrznej pozwoliły na uzyskanie równomiernego rozkładu prędkości płynu w strefie wylotowej wentylatora poprzecznego, co z uwagi na współpracę z innym elementem, np. wymiennikiem ciepła, pozwala na stworzenie układu charakteryzującego się minimalnymi stratami cieplnymi i przepływowymi;
- podjęto udaną próbę jakościowej oceny wpływu wybranych parametrów wentylatora poprzecznego: częstości obrotów wirnika, parametrów dławienia dla przypadku „pustego” wirnika oraz z łopatką wewnętrzną, a także położenia kąтового łopatki wewnętrznej na poziom generowanego hałasu, niezwykle istotnego zagadnienia z punktu widzenia aplikacji tego typu maszyn przepływowych.

## Wnioski przyszłościowe:

Badania wentylatora poprzecznego mogą w przyszłości być prowadzone w kierunkach obejmujących:

- symulacje przepływu uwzględniające zmianę wybranych elementów geometrii wirnika i obudowy w celu określenia ich wpływu na charakterystyki aerodynamiczne,
- zwiększenie zakresu badań numerycznych w celu opracowania rozwiązania analitycznego dla obliczania charakterystyk aerodynamicznych w szerokim zakresie zmiany częstości obrotów,
- przeprowadzenie badań akustycznych pozwalających na ilościową ocenę wpływu parametrów geometrycznych i warunków przepływowych na poziom generowanego hałasu.

## LITERATURA

Ahn C.O., Jin S.W., Rew H.S. *Parametric Study on Cross Flow Fan Using Neural Network* JSME International Conference on Fluid Engineering Tokyo 1997

Allen D.J. *The Effect of Rotor and Casing Design on Cross-Flow Fan Performance* International Conference on Fan Design & Applications Guildford, England 1982

Ansys User Manual

Bendat J.S., Piersol A.G. *Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych* Biblioteka Naukowa Inżyniera Warszawa 1976

Bert P.F., Pessiani M., Combes J.F., Kueny J.L. *Unsteady Flow Calculation in a Cross-Flow Fan Using a Finite Element Method* International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition, Birmingham 1996

Bin Y., Elhadi E., Keqi W. *Numerical Analysis of Three Dimensional Flow in Cross-Flow Fan* The 4<sup>th</sup> International Conference on Pumps and Fans, Tsinghua University, Beijing, pp. 344-351, 2002

Bush E.H. *Cross Flow Fans* Conference on Fan Technology and Practice 1972

Cempel C. *Wibroakustyka stosowana* Państwowe Wydawnictwo Naukowe Warszawa-Poznań 1978

Charkowska A. *Nowoczesne Systemy Klimatyzacji w Obiektach Służby Zdrowia* IPPU Masta 2000

Chen P-H., Lee D-S. *Effect of Tongue Shape on the Performance Curve and the Acoustic Noise of Cross-Flow Fan*, Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, Vol. 16, No. 5, pp. 445-455, 1995

Cheng W.T. *Experimental and Numerical Analysis of a CFF* Master`s Thesis, California 2003

Clayton B.R. *A Review and Appraisal of Cross Flow Fans* Buiding Srvices Eng. Vol.42, 1975

Chmielniak T. *Podstawy teorii profili i palisad łopatkowych* Maszyny Przepływowe Tom 4 Ossolineum 1989

Chmielniak T. *Przepływy transoniczne* Maszyny Przepływowe Tom 16 Ossolineum 1994

Chmielowiec M. *Wybrane zagadnienia systemów nadzoru i kontroli jakości w pomieszczeniach o podwyższonych wymaganiach czystości powietrza* Uczelniana Sesja Kół Naukowych, Kraków 2004

Chmielowiec M. *Geometria wentylatora poprzecznego a metody redukcji hałasu* Uczelniana Sesja Kół Naukowych, Kraków 2005

Chmielowiec M. *Wpływ dyskretyzacji na wyniki badań numerycznych wentylatora poprzecznego*, Uczelniana Sesja Kół Naukowych, Politechnika Krakowska, Kraków 2006

Cho Y., Moon Y.J. *Blade Tonal Noise Prediction of Variable Pitch Cross Flow Fans by Unsteady Viscous Flow Computation* Fan Noise 2003

Cho Y., Moon Y.J. *Discrete Noise Prediction of Variable Pitch Cross-Flow Fans by Unsteady Navier-Stokes Computations* Journal of Fluids Engineering ASME Vol.125, 2003

Cho Y., Moon Y.J. *Discrete Noise Prediction of the Cross-Flow Fan by Unsteady Navier-Stokes Computations* Trans. ASME, J. Fluids Eng., Vol. 125, No.3, pp. 543-550, 2003

Cho Y., Moon Y.J. *Performance and Aeroacoustic Noise Prediction of Variable Pitch Cross Flow Fans by Unsteady Viscous Flow Computations* The 7<sup>th</sup> Asian International Conference on Fluid Machinery, Japan 2003

Coester R. *Teoretische und Experimentelle Untersuchungen an Querstromgeblasen* Mitteilungen aus dem Institut für Aerodynamik, No.28, Zurich 1939

Dornstetter S., Gabi M. *Transient Flow Analysis of Cross-Flow Fan Using a Finite Volume CFD-Code* The 5<sup>th</sup> International Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, Gdańsk, 2001

Eck B. *Fans* Pergamon Press Oxford 1973

Engel Z. *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem* Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2001

FanWing Company [www.fanwing.com](http://www.fanwing.com)

Ferziger J.H., Peric M. *Computational Methods for Fluids Dynamics* Springer-Verlag Berlin 1999

Flo++ User Manual, SoftFlow 2005

Frenki D. *Ćwiczenia praktyczne* Wydawnictwo Helion, 2001

Frenki D. *Microstation 95/J* Wydawnictwo Helion, 2000

Fukutomi J., Nakamura R. *Performance and Internal Flow of Cross Flow Fan with Inlet Guide Vane* JSME International Journal Series B, Vol.48, No.4, 2005

Gabi M., Klemm T. *Numerical and Experimental Investigations of Cross-Flow Fan* Journal of Computational and Applied Mechanics, Vol.5, No.2, pp 251-261, 2004

Gillhaus *Das Querstromgeblase im Industrieofenbau* Gas Wärme International Nr 1/2 1976

Gryboś R. *Mechanika płynów* Wydawnictwo Politechniki Śląskiej Gliwice 1996

Harloff G.J., Wilson D.R. *Cross-Flow Propulsion Fan Experiment Development and Finite Element Modeling* Aircraft, Vol.18, No.4, 1981

Holgate M., Haines P.J. *Scaling of CrossFlow Fans – Experimental Comparison* Proc. I.Mech. Eng. 1977

Ikegami H., Murata S. *A Study of the Cross Flow Fan Part I: A Theoretical Analysis* Technology Reports, Osaka Vol.16, No. 731, 1966

Ilberg H., Sadeh W.Z. *Theory and Performance on Tangentail Fans* Proc. Ins. of Mech. Eng. Vol.180, No.19, 1965-66

Jeon W.-H. *Overview of Numerical Analysis of Fan Noise* Fan Noise 2003

Jeon W.-H., Lee D.-J., Rhee H. *An Application of the Acoustic Similarity Law to the Numerical Analysis of Centrifugal Fan Noise* JSME International Journal Series C, Vol.47, No.3, 2004

Jeon W.-H., Cho J.-H. *Analysis of Aeroacoustic Noise source of fan air-conditioner including cross flow fan*, Korea 2004

Jeon W.-H., Cho J.-H. *Analysis of Unsteady Flow Field and Aeroacoustic Noise of an Air-Conditioner Including Cross-Flow Fan* Fan Noise Symposium, France 2003

Katalog firmowy *Wentylatory '96* Venture Industries



Katalog firmowy *Querstromgeblase* Ziehl-Abegg

Kim J-W., Ahn E.Y., Oh H.W. *Performance Prediction of Cross-Flow Fans using Mean Streamline Analysis* International Journal of Rotating Machinery Korea 2005

Kim Y.J., Lee J.C. *Performance of a Cross-Flow Fan with Various Rear Guiders* Conference on Modelling Fluid Flow The 12<sup>th</sup> International Conference on Fluid Flow Technologies Hungary Budapest 2003

Kitagawa K., Tatsuke H., Tsujimoto Y., Yoshida Y. *A numerical Simulation of Cross Flow Fan* International Conference on Computer Modeling of Seas and Costal Regions and Boundary Elements in Fluid Dynamics, Southampton 1992

Kitoku H. *Development of Cross-Flow Fan* Sanyo Denki Technical Report No.7, 1999

Klemm T., Gabi M., *Using PIV and CFD to investigate the effect of casing design on cross flow fan performance* Proceedings of PSFVIP-4, France Chamonix 2003

Kuczewski S. *Wentylatory* Wydawnictwo Naukowo-Techniczne Warszawa 1978

Lajos T., Preszler L. *Calculative Metod for Sizing the Tangential Flow Fan* Proc. Of the 4<sup>th</sup> Conference on Fluid Machinery Budapest 1972

Lazzaretto A. *A Criterion to Define Cross-Flow Fan Design Parameters* Transactions of the ASME 2003

Lazzaretto A., Toffolo A., Martegani A.D. *A Systematic Experimental Approach to Cross-Flow Fan Design* Transactions of the ASME Vol.125 2003

Łączek S. *Wprowadzenie do systemu elementów skończonych ANSYS* Podręcznik dla studentów wyższych szkół technicznych, Politechnika Krakowska, Kraków 1999

Moon Y.J., Cho Y., Nam H.S. *Computation of Unsteady Viscous Flow and Aeroacoustic Noise of the Cross Flow Fan* Computers & Fluids Vol. 32, No.7, pp.995-1015, 2003

Moon Y.J., Cho Y. *Numerical Prediction of the Cross-Flow Fan Performance and Noise Characteristics by Unstructured Flow Solver Algorithm* Korea 2003

Murata S., Nishihara K. *An Experimental Study of Cross Flow Fan* Bulletin of the JSME, Vol.19, No.129, 1976

PN-72/ M-43120 *Wentylatory Metody pomiaru hałasu*

PN-EN ISO 5167-1 : 2000 *Pomiar strumienia płynu za pomocą zwężek pomiarowych. Kryzy, dysze i zwężki Venturiego wbudowane w całkowicie wypełnione rurociągi o przekroju kołowym*

Porter A.M., Markland E. *A Study of the Cross Flow Fan* Journal Mechanical Engineering Science Vol.12, No.6, 1970

Seaton M.S. *Performance Measurements, Flow Visualisation and Numerical Simulation of a CFF* Master's Thesis, California 2003

Sobolewski J. *MicroStation 95* Wydawnictwo Helion 2000

Song C.C.S., Chen X.Y. *On Computation of Small Mach Number Flows* Univ. of Minessota, UMSI 96/159, 1996

Sowa A. *Flow Simulation in Cross Flow Fans Using Finite Element and Finite Volume Methods* TASK Quarterly, 1/2004

Sowa A. *Praca doktorska* Kraków 2004

Sowa A. *Symulacje Numeryczne Przepływów w Wentylatorach Poprzecznych* Rozprawa doktorska, Kraków 2005

Sowa A., Stacharska-Targosz J., Chmielowiec M. *Simulation of Compressible Flow in a Cross-Flow Fan* International Symposium SYMKOM, Łódź 2005

Stacharska-Targosz J. *Identyfikacja przepływów w wentylatorach poprzecznych metodą eksperymentu sekwencyjnego* Monografia Kraków 1991

Stacharska-Targosz J. *Wentylatory poprzeczne* Kraków 2006

Stacharska-Targosz J. *Wentylatory poprzeczne do stosowania w wentylatorowych wymiennikach ciepła* Projekt badawczy, Kraków 1994

Stacharska-Targosz J. *Wpływ liczby Reynoldsa na charakterystyki wentylatorów poprzecznych* XII Krajowa Konferencja Mechaniki Płynów Tom I Rzeszów 1996

Stacharska-Targosz J. *Weryfikacja wpływu wybranych tworzyw sztucznych na sprawność wentylatora poprzecznego* Materiały Konferencyjne VIII Seminarium „Tworzywa sztuczne w budowie maszyn Kraków 1997

Stacharska-Targosz J., Chmielowiec M. *Porównanie adekwatności wybranych metod numerycznych do opisu pola przepływu w wentylatorze poprzecznym. I. Charakterystyka zastosowanych metod numerycznych: Ansys i Flo++* Journal of Transdisciplinary Systems Science, Bełchatów 2006

Stacharska-Targosz J., Chmielowiec M. *Porównanie adekwatności wybranych metod numerycznych do opisu pola przepływu w wentylatorze poprzecznym. II. Analiza wyników obliczeń numerycznych i badań doświadczalnych* Journal of Transdisciplinary Systems Science Bełchatów 2006

Stacharska-Targosz J., Chmielowiec M. *Numeryczne wyznaczenie charakterystyk aerodynamicznych wentylatora poprzecznego* VII Międzynarodowa Konferencja „Wentylatory i Pompy Przemysłowe” Politechnika Śląska, Szczyrk 2007

Stacharska-Targosz J., Chmielowiec M. *Numerical calculations of cross flow fan performance curves* Archives of Thermodynamics 2008

Stacharska-Targosz J., Chmielowiec M. *Wpływ łopatki wewnętrznej na rozkład prędkości w wentylatorze poprzecznym* XVIII Krajowa Konferencja Mechaniki Płynów, Jastrzębia Góra 2008

Stacharska-Targosz J., Gołogórski J. *Badania Eksperymentalne Wentylatora Poprzecznego* WPU 450/100, Czasopismo Techniczne, Kraków 1995

Tanaka S., Murata S. *Scale Effect in Cross Flow Fans* JSME International Journal Series. B, Vol.38, No.3, 1995

Toffolo A. *On Cross-Flow Fan Theoretical Performance and Efficiency Curves: An Energy Loss Analysis on Experimental Data* ASME Journal of Fluids Engineering Vol.126, 2004

Toffolo A., Martegani A.G. *Cross-flow fan design guidelines for multi-objective performance optimization* Proc. Instn Mech. Engrs Vol.218, Part A Power and Energy, 2004

Tramposh H. *Cross Flow Fan* ASME No.64, WA FE-26, 1964

Tsurusaki H., Tsujimoto Y., Yoshida Y., Kitagawa K. *Visualization Measurement and Numerical Analysis of Internal Flow in Cross-Flow Fan* Journal of Fluids Engineering, Vol. 119, 1997

Tuckey P.R., Holgate M.J., Clayton B.R. *Performance and Aerodynamics of a Cross Flow Fan* International Conference on Fan Design and Application, England 1982

Tuliszka E. *Mechanika Płynów* PWN Warszawa 1980

Ver I., Beranek L. *Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications*, United States of America 2006

Versteeg H.K., Malalasekera W. *Introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method* Longman Group Ltd. 1995

Walden H., Stasiak J. *Mechanika cieczy i gazów w inżynierii sanitarnej* Arkady Warszawa 1971

Węglarczyk S. *Metody statystyczne Skrypt dla studentów wyższych szkół technicznych* Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1996

Witkowski A. *Sprężarki wirnikowe. Teoria, konstrukcja, eksploatacja* Wydawnictwo Politechniki Śląskiej Gliwice 2004

Yamafuji K. *Studies on the Flow of Cross-Flow Impellers* Bulletin of JSME Vol.18, No.123, 1975

Yeh J. *Unsteady Flow Analysis of Cross Flow Fans by Finite Element Method* Aerothermodynamics of Internal Flows III, World Publishing Corp., 1996