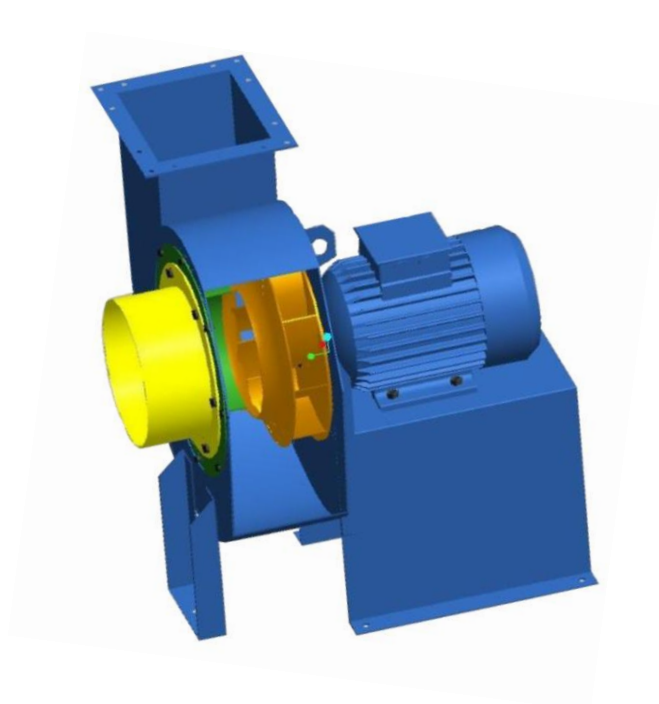


Akademia Górniczo- Hutnicza Im. Stanisława Staszica w Krakowie



BADANIE WENTYLATORÓW PRZEMYSŁOWYCH

SMIUE



Prowadzący:
mgr inż. Tomasz Siwek
siwek@agh.edu.pl

1. Wprowadzenie teoretyczne

1.1. Definicja wentylatora

Wentylator jest maszyną z grupy maszyn przepływowych, która pobiera energię mechaniczną od silnika i za pomocą jednego lub kilku wirników łopatkowych przekazuje ją do powietrza lub innego gazu, przy czym jednostkowa praca przekazana czynnikowi nie przekracza 25000 [J/kg]. Jeżeli pracę jednostkową pomnożymy przez umowną gęstość $\rho=1,2$ [kg/m³], wówczas maksymalna wartość przyrostu ciśnienia w wentylatorze, zwanego spiętrzeniem całkowitym, wynosi $\Delta P_c = 30000$ [Pa].

Przyrost energii w wentylatorach może być wyrażony za pomocą jednostkowej pracy przekazanej czynnikowi bądź spiętrzenia całkowitego odniesionego do umownej gęstości powietrza. W wentylatorach nie stosuje się, używanego w sprężarkach, pojęcia sprężu. Definicyjny przyrost ciśnienia w wentylatorze odpowiada sprężowi

$$\varepsilon = \frac{P_t}{P_s} = \frac{P_s + 30000}{P_s} = 1,3 \quad (1)$$

Gdzie: P_t – absolutne ciśnienie całkowite na tłoczeniu,
 P_s – absolutne ciśnienie całkowite na ssaniu.

1.2. Wielkości charakteryzujące pracę wentylatora

Spiętrzeniem całkowitym wentylatora ΔP_c nazywamy różnicę ciśnień całkowitych P_c zmierzonych w przekrojach wylotowym A_t na tłoczeniu i wlotowym A_s na ssaniu.

$$\Delta P_c = P_{ct} - P_{cs} \quad (2)$$

Po przekształceniu tego wzoru spiętrzenie całkowite można wyrazić jako sumę algebraiczną spiętrzenia statycznego ΔP_s i spiętrzenia dynamicznego ΔP_d .

$$\Delta P_c = P_{ct} - P_{cs} = P_{st} + \frac{1}{2} \rho_t c_t^2 - \left(P_{ss} + \frac{1}{2} \rho_s c_s^2 \right) \quad (3)$$

$$\Delta P_c = P_{st} - P_{ss} + \frac{1}{2} \rho_{sr} (c_t^2 - c_s^2) \quad (3a)$$

Gdzie przyrost ciśnienia statycznego wyrażony jest w postaci różnicy ciśnień statycznych na tłoczeniu i ssaniu wentylatora

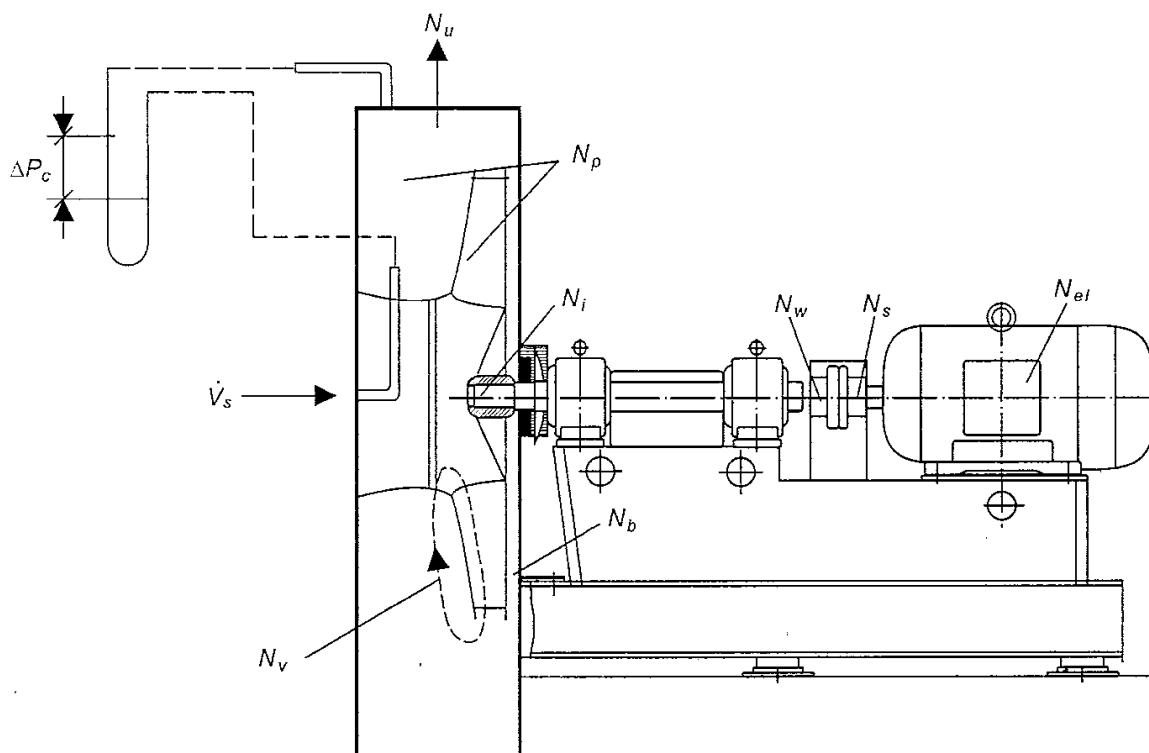
$$\Delta P_s = P_{st} - P_{ss} \quad (4)$$

Analogicznie wyrażamy przyrost ciśnienia dynamicznego

$$\Delta P_d = P_{dt} - P_{ds} = \frac{1}{2} \rho_{sr} (c_t^2 - c_s^2) \quad (5)$$

$$\Delta P_d = \frac{1}{2} \rho_{sr} \dot{V}_s^2 \left(\frac{1}{A_t^2} - \frac{1}{A_s^2} \right) \quad (5a)$$

Zamiast spiętrzenia całkowitego można używać jednostkowej pracy przekazanej do czynnika Δl_u [J/kg]. Jest to użyteczny przyrost energii 1 [kg] masy gazu uzyskany między przekrojami wlotu i wylotu wentylatora.



Rys.1. Wielkości charakteryzujące wentylator promieniowy w układzie przepływowym i napędowym

Strumieniem objętości albo wydajnością wentylatora $\dot{V}_s$ nazywamy objętość gazu przepływającą w jednostce czasu przez płaszczyznę wlotu do wentylatora.

Trzecią wielkością charakteryzującą pracę wentylatora jest moc wewnętrzna N_i dostarczona do wentylatora. Moc tę oblicza się na podstawie zmierzonej mocy na wale silnika napędowego N_s oraz strat mocy w elementach konstrukcyjnych przenoszenia napędu N_m wg wzoru

$$N_i = N_s - N_m \quad (6)$$

Gdzie: N_s – moc na wale silnika przed sprzęgłem,

N_m – straty mocy w układzie przenoszenia napędu od silnika do wirnika.

Część mocy N_i dostarczonej do wentylatora jest przekazana do gazu w postaci tzw. mocy użytecznej N_u , którą obliczamy według wzoru:

$$N_u = \Delta P_c \cdot \dot{V} \cdot f \quad (7)$$

gdzie f jest współczynnikiem ściśliwości przybliżającym pracę użyteczną do pracy procesu izentropowego. Współczynnik ten w wentylatorach o spiętrzeniu małym jest równy jeden. Dla większych spiętrzeń dobiera się go z odpowiedniego wykresu [1 str. 27].

Stosunek mocy użytecznej N_u do mocy wewnętrznej N_i określa sprawność wewnętrzną wentylatora. Obliczamy ją wg wzoru

$$\eta_i = \frac{N_u}{N_i} \quad (8)$$

Sprawność wewnętrzną ujmuje straty energii podczas konwersji energii mechanicznej dostarczonej do wirnika na ciśnienie. W procesie tym możemy wyróżnić trzy rodzaje strat:

- straty przepływowe N_p :
 - strata w leju wlotowym,
 - strata zmiany kierunku,
 - strata tarcia,
 - strata niestycznego napływu,
 - strata w obudowie,
 - strata przepływów powrotnych,
- straty brodzenia N_b ,
- straty wolumetryczne N_v

Związek pomiędzy mocą użyteczną a wewnętrzną wyrazić można również w postaci równania:

$$N_u = N_i - N_p - N_b - N_v \quad (9)$$

Kolejną istotną wielkością z punktu widzenia oceny całościowej energochłonności maszyny jest sprawność całkowita, definiowana jako stosunek mocy użytecznej do mocy elektrycznej pobieranej przez silnik elektryczny stanowiący napęd maszyny.

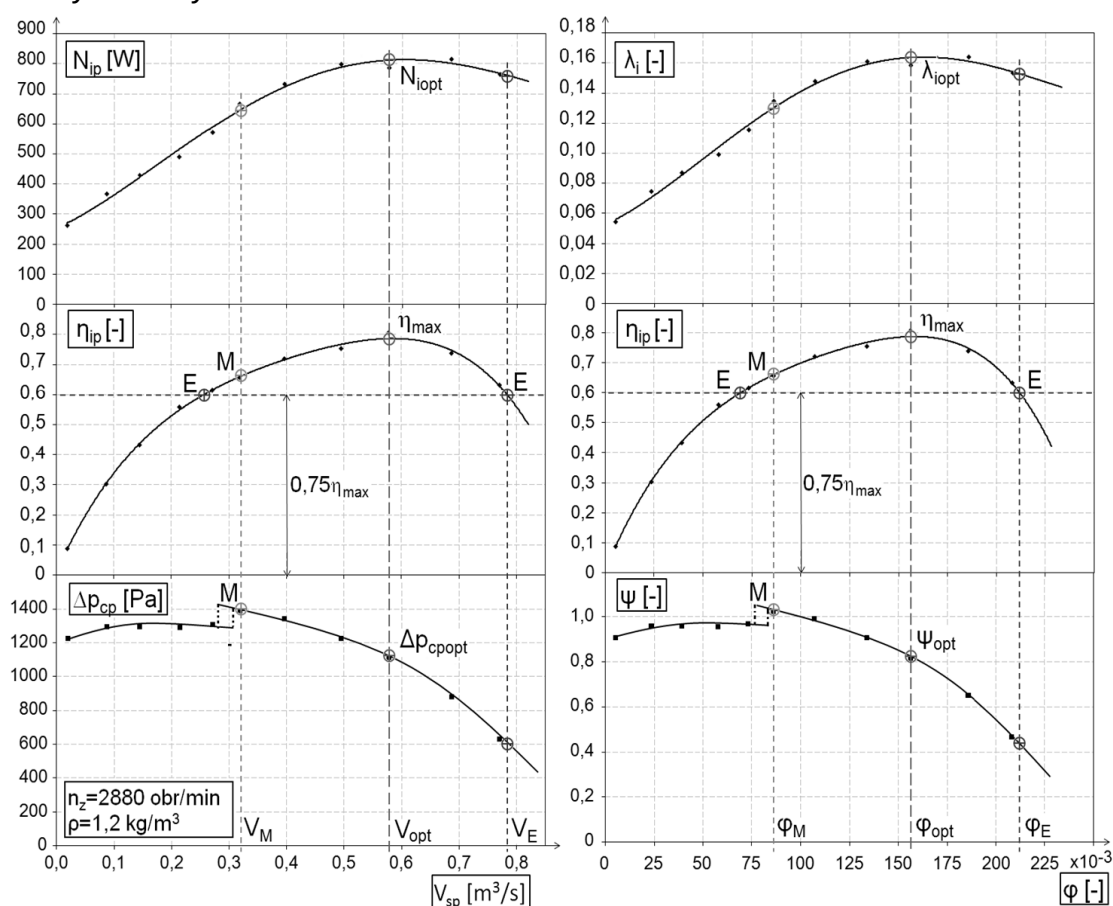
$$\eta_c = \frac{N_u}{N_{el}} \quad (8. a)$$

Wielkości przepływowe opisane powyżej zwane są osiągamy wentylatora, w ujęciu graficznym przedstawiane są w formie charakterystyk przepływowych wentylatora, tj. zależności spiętrzenia całkowitego ΔP_c , mocy wewnętrznej N_i i sprawności wewnętrznej η_i (lub całkowitej η_c) od wydajności wentylatora $\dot{V}$.

W celu umożliwienia porównywania maszyn podobnych geometrycznie lecz o zróżnicowanych wymiarach, korzystając z teorii podobieństwa, wprowadzono zestaw liczb i wskaźników bezwymiarowych.

Wskaźnik wydajności:	$\varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi D_2^2}{4} u_2}$	$\varphi = \frac{1}{\sigma \cdot \delta^3}$
Wskaźnik ciśnienia:	$\psi = \frac{\Delta P_c}{\frac{\rho}{2} \cdot u_2^2}$	$\psi = \frac{1}{\sigma^2 \cdot \delta^2}$
Wskaźnik mocy wewnętrznej:	$\lambda = \frac{\dot{V} \cdot \Delta P_c}{\frac{\pi D_2^2}{8} \cdot \rho \cdot u_2^3 \cdot \eta_i}$	$\lambda = \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta_i}$
Wskaźnik szybkobieżności:	$\sigma = 0,03512 \cdot \rho^{\frac{3}{4}} \cdot \dot{V}^{\frac{1}{2}} \cdot \Delta P_c^{-\frac{3}{4}} \cdot n$	$\sigma = \varphi^{\frac{1}{2}} \cdot \psi^{-\frac{3}{4}}$
Wskaźnik średnicy:	$\delta = 1,0536 \cdot \rho^{-\frac{1}{4}} \cdot \dot{V}^{-\frac{1}{2}} \cdot \Delta P_c^{\frac{1}{4}} \cdot D_2$	$\delta = \varphi^{-\frac{1}{2}} \cdot \psi^{\frac{1}{4}}$

Maszyny podobne zachowują te same charakterystyki przepływowe w ujęciu bezwymiarowym.



Rys.2. Kompletna charakterystyka przepływowa wentylatora (lewa strona charakterystyka wymiarowa, prawa bezwymiarowa)

1.3. Podstawowe równanie wirnika maszyny krętej

Jednym z podstawowych praw fizyki, jest zasada zachowania energii, która dla ruchu obrotowego przyjmuje postać zasady zachowania krętu. Mówi ona, że suma momentów wszystkich sił zewnętrznych działających na płyn, obliczanych względem osi obrotu jest równa zmianie jego krętu w danym przedziale czasu. Matematycznie ujmuje to wzór:

$$\sum \bar{M} = \frac{d\bar{K}}{d\tau} \quad (10)$$

gdzie: $\bar{K} = (m \cdot \bar{c}) \cdot l$ - kręt płynu,

$\bar{M}$ - moment sił zewnętrznych,

$\bar{c}$ - prędkość liniowa płynu,

m - masa elementu płynu,

l - ramię działania pędu.

Opierając się na powyższym równaniu już w XVIII wieku Leonard Euler podał teoretyczne ujęcie przepływu przez wirnik. Opis stworzony przez Eulera odnosi się jednak do bardzo uproszczonego modelu przepływu, opartego o następujące założenia:

- przepływający czynnik jest nieściśliwy i nielepki,
- wirnik składa się z nieskończonej liczby nieskończenie cienkich łopatek,
- w przepływie przez wirnik zachodzi symetria osiowa przepływu,
- czynnik jest wstępnie zawirowany.

W kolejnych krokach przedstawione zostanie przejście od zasady zachowania krętu do podstawowego równania maszyny wirnikowej, przeprowadzone zgodnie z myślą Eulera.

Po scałkowaniu równania (10) $\int_1^2 M d\tau = \int_1^2 dK$ i podzieleniu przez Δt otrzymujemy:

$$M = \dot{K}_2 - \dot{K}_1 = \dot{m} \cdot c_2 \cdot l_2 - \dot{m} \cdot c_1 \cdot l_1 = \dot{m} \cdot (c_2 \cdot l_2 - c_1 \cdot l_1) \quad (10a)$$

gdzie: M - moment obrotowy,

$\dot{K}_2$ - strumień krętu czynnika u wylotu,

$\dot{K}_1$ - strumień krętu czynnika u wlotu,

$\dot{m}$ - strumień masy,

c_2, c_1 - prędkość gazu u wylotu i wlotu wirnika,

l_2, l_1 - odległość prędkości od osi wirnika.

Z relacji trygonometrycznych przedstawionych na rysunku 3 wynikają następujące zależności:

$$l_2 = r_2 \cdot \cos \alpha_2, \quad l_1 = r_1 \cdot \cos \alpha_1. \quad (11)$$

Po podstawieniu do równania na moment otrzymujemy:

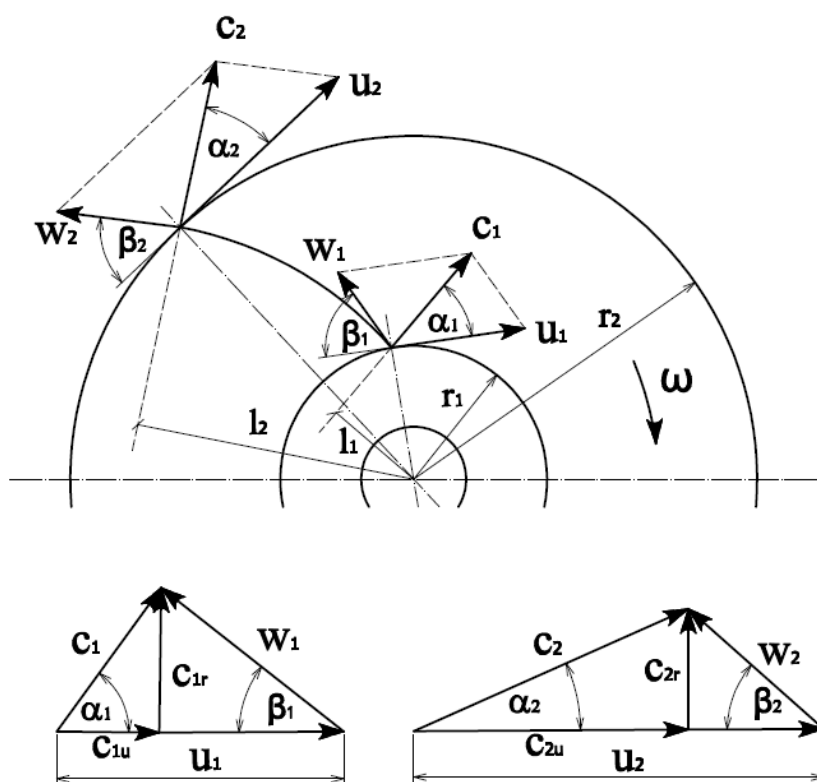
$$M = \dot{m} \cdot (c_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 - c_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1). \quad (10b)$$

Z trójkątów prędkości na wlocie i wylocie do wirnika wynika, że:

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2, \quad c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1, \quad (12)$$

i dalej podstawiając równania (12) do (10b) :

$$M = \dot{m} \cdot (c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_1). \quad (10c)$$



Rys. 3. Kinematyka palisady promieniowej

Chcąc przejść na wymiar mocy mnożymy obydwie strony równania przez prędkość obrotową ω :

$$N_{ut\infty} = M \cdot \omega = \dot{m} \cdot (c_{2u} \cdot r_2 \cdot \omega - c_{1u} \cdot r_1 \cdot \omega) = \dot{m} \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1), \quad (13)$$

bowiem

$$u_2 = r_2 \cdot \omega, \quad u_1 = r_1 \cdot \omega. \quad (14)$$

Moc wyrazić możemy iloczynem strumienia masy i pracy jednostkowej:

$$N_{ut\infty} = \dot{m} \cdot l_{ut\infty}, \quad (13a)$$

z czego wynika, że:

$$l_{ut\infty} = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1 \quad (15)$$

Jest to pierwsza, podstawowa postać równania maszyn przepływowych, zwana również równaniem Eulera. Poszczególne indeksy mówią, że jest to jednostkowa praca użyteczna, teoretyczna dla nieskończonej liczby łopatek. W wirniku rzeczywistym występuje skończona ilość łopatek. Fakt ten uwzględnia się za pomocą liczby zmniejszenia mocy μ :

$$l_{ut} = \mu \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1), \quad (15a)$$

Ciągle jest to jednak jednostkowa, użyteczna praca teoretyczna nie uwzględniająca występowania strat w przepływie przez wirnik. Straty te ujmuje sprawność przepływu wentylatora, dając jednocześnie ostateczną zależność na pracę użyteczną przekazywaną do płynu rzeczywistego w wirniku rzeczywistym:

$$l_u = \mu \cdot \eta_p \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1). \quad (15b)$$

Należy zaznaczyć że praca l_{ut} odpowiada rzeczywistej pracy wewnętrznej l_i dostarczanej do wirnika.

$$l_i = \frac{N_i}{\dot{m}} \quad (16)$$

Użyteczną pracę jednostkową możemy wyrazić także w postaci ciśnienia, wysokości podnoszenia i mocy użytecznej.

$$\Delta p_u = \rho \cdot l_u \quad [Pa] \quad (17a)$$

$$h_u = \frac{l_u}{g} \quad [m] \quad (17b)$$

$$N_u = \dot{m} \cdot l_u \quad [W] \quad (17c)$$

Najczęściej wirnik zasilany jest bezpośrednio z rurociągu bez udziału kierownicy wlotowej. W takim przypadku $c_{1u} = 0$, a praca przekazana do czynnika wyraża się wzorem

$$l_u = \mu \cdot \eta_p \cdot c_{2u} \cdot u_2 \quad (18)$$

W wymiarze ciśnienia

$$\Delta p_u = \rho \cdot \mu \cdot \eta_p \cdot c_{2u} \cdot u_2 \quad (18a)$$

Spiętrzenie Δp_u możemy przedstawić w funkcji wydajności, wykorzystując zależności trygonometryczne z trójkątów prędkości przedstawionych na rysunku 3.

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{tg\beta_2} \quad (19)$$

$$c_{2m} = \frac{\dot{V}}{\pi D_2 b_2 tg\beta_2 \chi_2} \quad (20)$$

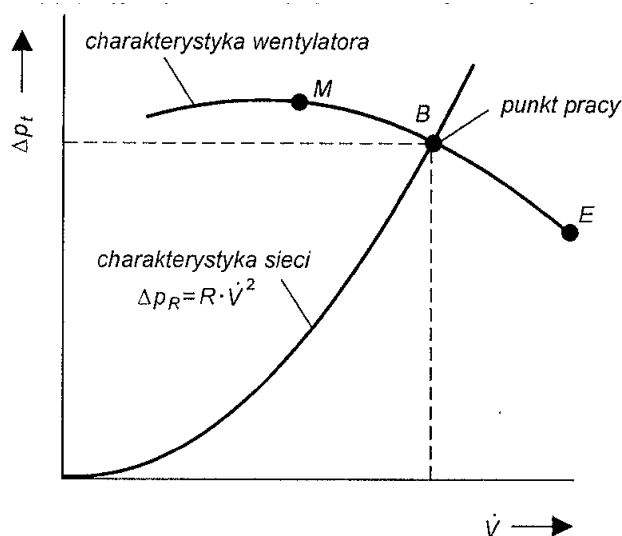
Ostatecznie poszukiwana funkcja $\Delta p_u = f(\dot{V})$ ma postać

$$\Delta p_u = \rho \cdot \mu \cdot \eta_p \cdot u_2 \left(u_2 - \frac{\dot{V}}{\pi D_2 b_2 t g \beta_2 \chi_2} \right) \quad (18a)$$

1.4. Punkt pracy

Wentylator może pracować w różnych punktach swojej charakterystyki ciśnienia od wydajności, w dopuszczalnym z ekonomicznego i eksploatacyjnego punktu widzenia jej zakresie. To, w którym punkcie roboczego zakresu charakterystyki pracuje, zależy od oporów instalacji podłączonej do wentylatora. Najlepiej jest, gdy przy danej wydajności przepływu opory instalacji Δp_R są równe optymalnemu przyrostowi ciśnienia wentylatora Δp_{opt} tj. przyrostowi ciśnienia dla największej sprawności wentylatora.

Rzeczywisty punkt pracy wentylatora leży na przecięciu charakterystyki przyrostu ciśnienia wentylatora z charakterystyką instalacji (straty przepływu od objętościowego natężenia przepływu). Punkt ten ustalany jest samoistnie w czasie pracy wentylatora, gdy wentylator wytworzy przyrost ciśnienia wymuszający w niej przepływ równy oporowi instalacji. Zatem wentylator musi mieć geometryczne i kinematyczne możliwości wynikające z rodzaju konstrukcji wirnika, aby mógł spowodować oczekiwany przepływ.

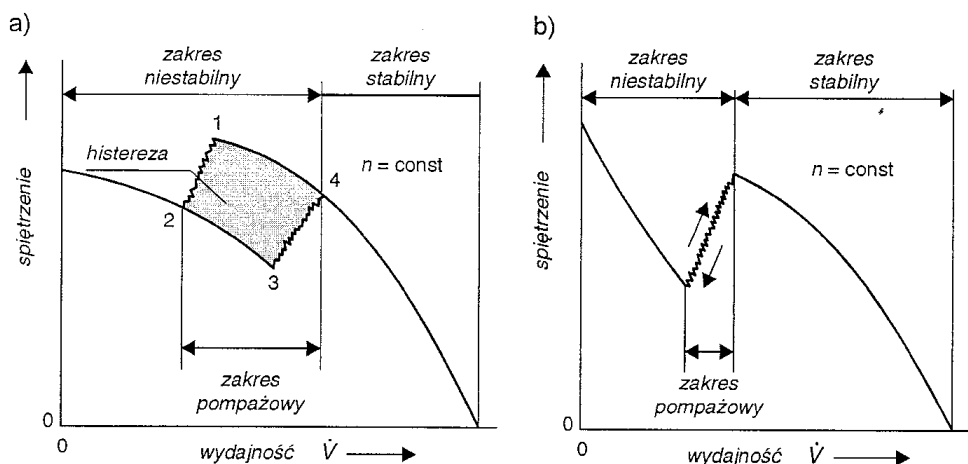


Rys. 4. Punkt pracy i dopuszczalny zakres pracy

Punkty M i E określają dopuszczalny zakres eksploatacji wentylatora. Ograniczenie od góry literą M podyktowane jest granicą pompażu, która przebiega w okolicy maksymalnego przyrostu ciśnienia. Na lewo od punktu M praca wentylatora jest zabroniona, jest to obszar niestabilny charakterystyki występują tam drgania powietrza w całej instalacji, duży hałas i niska sprawność. Poza tym istnieje zasada eksploatacji dotycząca wszystkich maszyn przepływowych zabezpieczająca przed ewentualnym zniszczeniem wirnika na skutek drgań, ażeby nie eksploatować maszyn, w tym wentylatorów, w obszarze pompażowym. Granica użytkowania wentylatora oznaczona literką E ma swoje uzasadnienie natury wyłącznie ekonomicznej, gdyż na prawo od punktu E przepływ przez wentylator jest niskosprawny. Przyjęto normowe ustalenia, że z ekonomicznego punktu widzenia

sprawności wentylatora w punktach pomiędzy M i E powinny być większe od 75% sprawności maksymalnej wentylatora, czyli $\eta_i \geq 0,75\eta_{imax}$.

Użytkowa część charakterystyki, czyli zakres roboczy stanowi stosunkowo krótki wycinek całej charakterystyki wentylatora, leży na gałęzi stabilnej, zawiera punkt optymalny i najbliższe jego otoczenie.



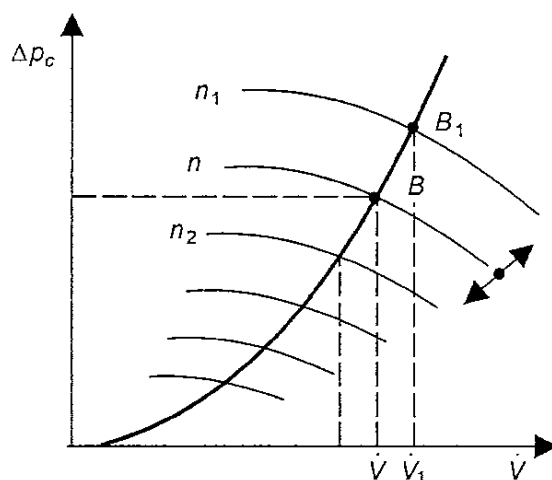
Rys.5. Zakres stabilny i niestabilny charakterystyki, pompaż

1.5. Regulacja wydajności i przyrostu ciśnienia (dopasowanie charakterystyki)

Regulacja parametrów wentylatora jest konieczna wówczas, kiedy punkt pracy nie pokrywa się z punktem optymalnym lub gdy proces technologiczny obsługiwany przez wentylator wymaga zmian ciśnienia i wydajności.

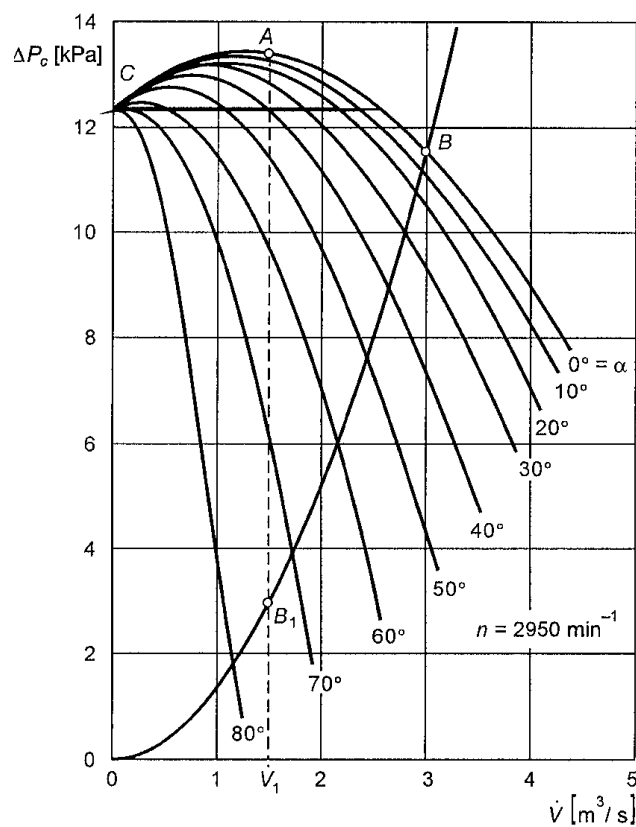
Regulację parametrów dokonuje się przez zmianę charakterystyki wentylatora przy stałej charakterystyce instalacji lub powodując zmianę charakterystyki instalacji wpływającą na osiągi wentylatora. Wyróżniamy następujące sposoby regulacji:

1.5.1. Regulacja przez zmianę obrotów wirnika



Rys.6. Wpływ zmiany obrotów wirnika na charakterystykę wentylatora

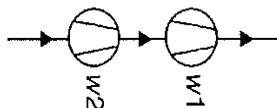
1.5.2. Zmiana krętu na wlocie do wirnika za pomocą kierownic



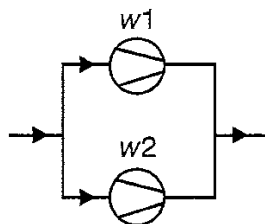
Rys.7. Charakterystyka przyrostu ciśnienia z regulacją krętu

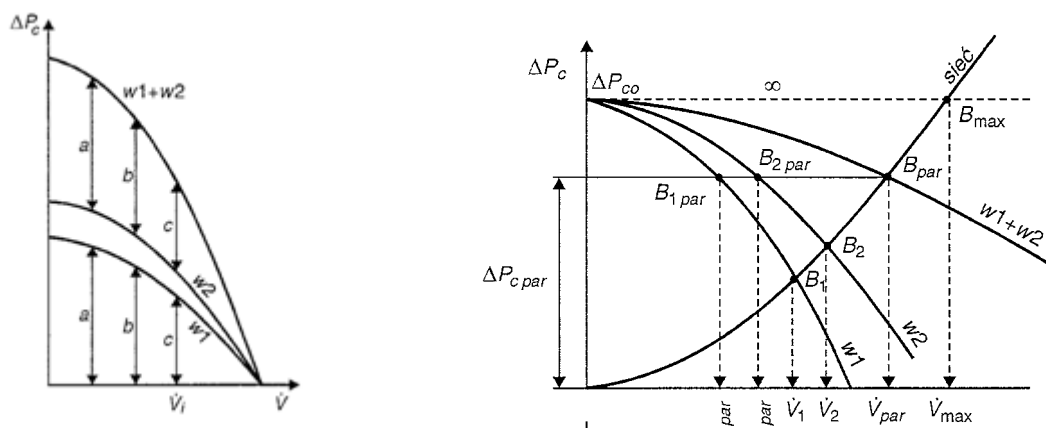
1.5.3. Łączenie pojedynczych maszyn w układy szeregowe i równoległe

a)



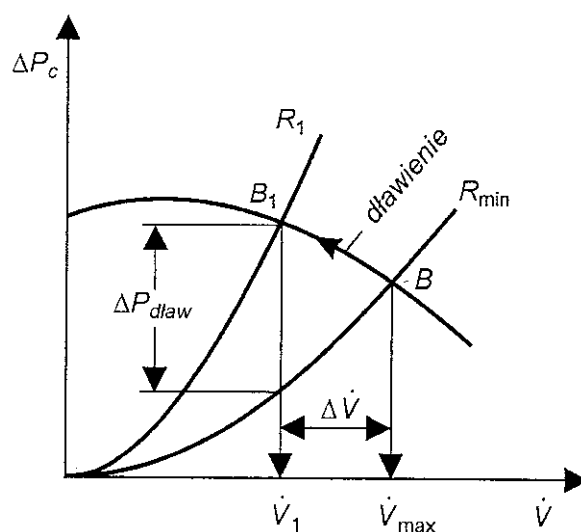
b)





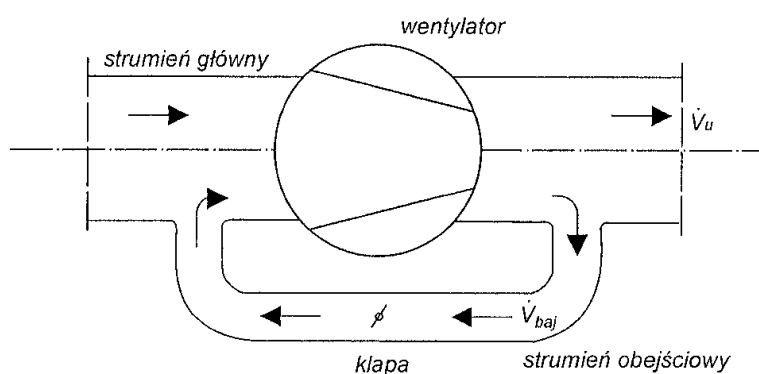
Rys.8. Współpraca wentylatorów a) szeregowo b) równoległa

1.5.4. Dławienie przepływu w instalacji



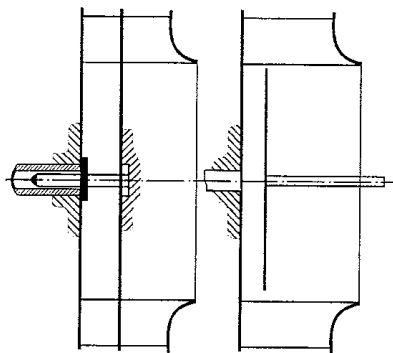
Rys.9. Regulacja parametrów przez dławienie

1.5.5. Regulacja obejściowa - bajpas



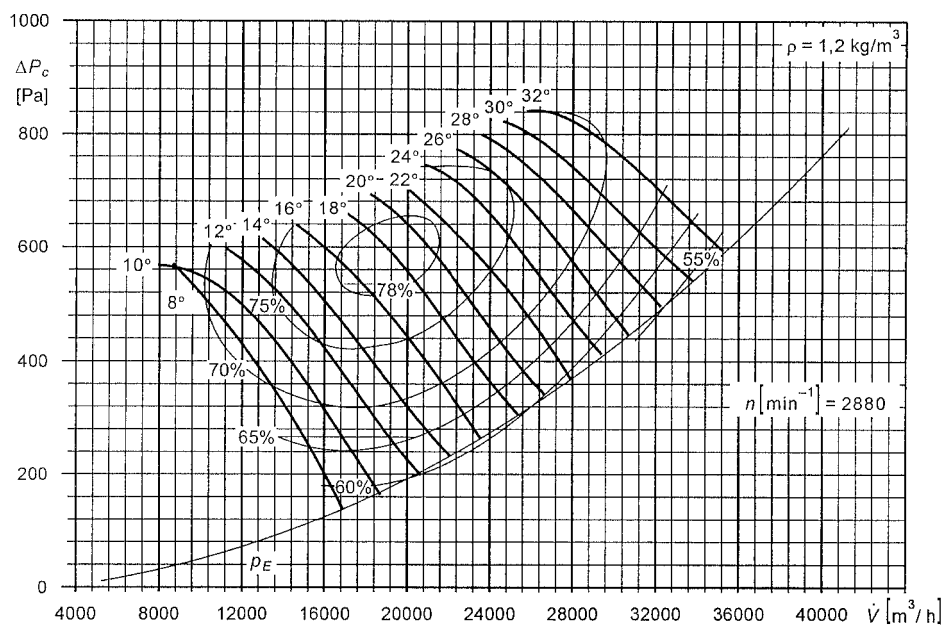
Rys.10. Istota regulacji obejściowej

1.5.6. Regulacja przez zwężanie wirnika



Rys.11. Wirnik z ruchomą tarczą tylną

1.5.7. Regulacja przez zmianę kąta ustawienia łopatek (tylko wirniki osiowe)



Rys.12. Krzywe dławienia wentylatora osiowego dla różnych kątów łopatek

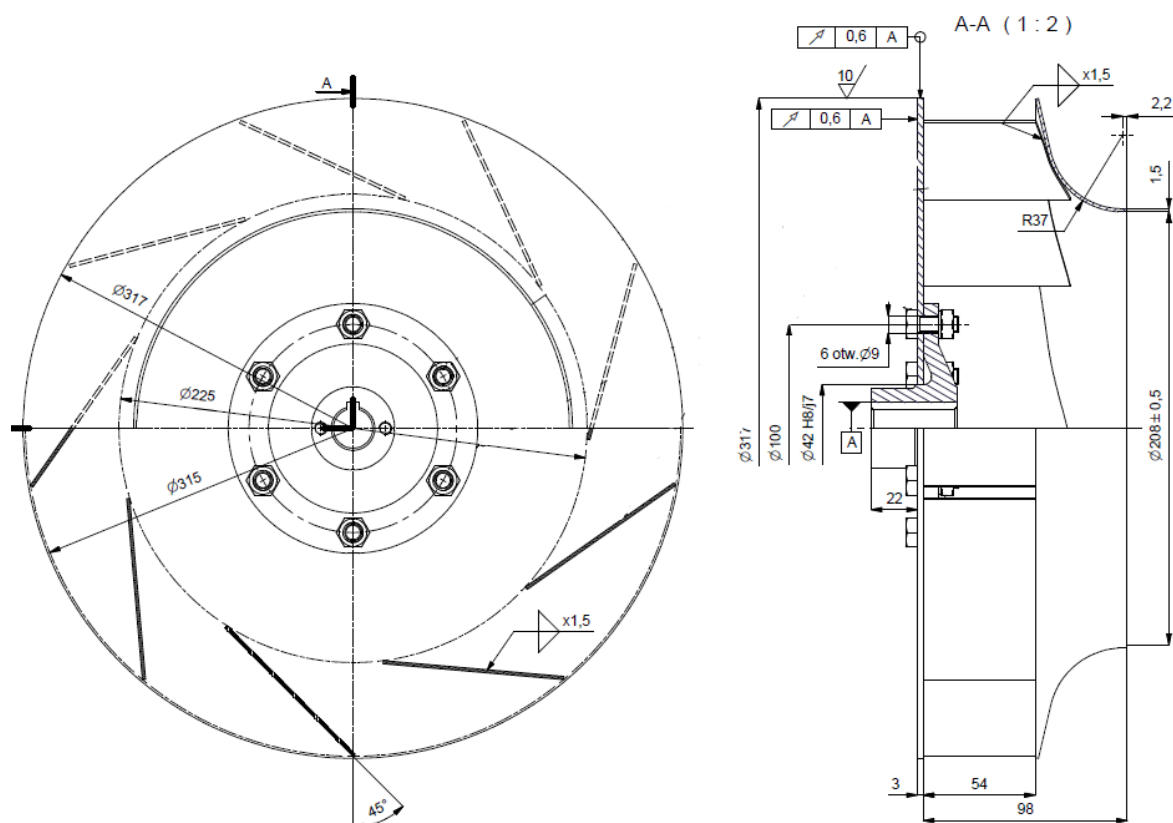
2. Instrukcja

2.1. Cel ćwiczenia

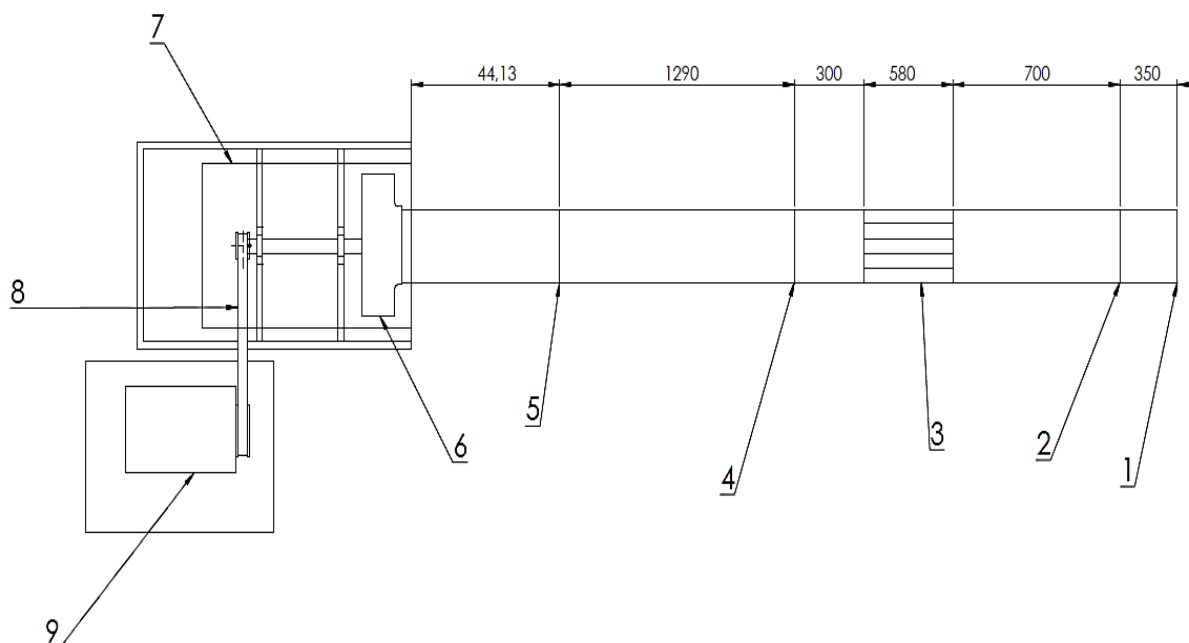
Celem ćwiczenia jest wyznaczenie wymiarowych charakterystyk przepływowych wentylatora przemysłowego w pracy indywidualnej. Zbadanie wpływu wybranych cech konstrukcyjnych oraz parametrów regulacji na przebieg i kształt przedmiotowych charakterystyk. Zapoznanie się z teorią podobieństwa w maszynach przepływowych na potrzeby: tworzenia charakterystyk bezwymiarowych, typoszeregów maszyn, przeliczania charakterystyk pracy na inne wymiary geometryczne i warunki pracy.

2.2. Obiekt badań i schemat stanowiska pomiarowego

Obiektem badań są wentylatory z typoszeregu WWOax. Wentylatory WWOax to wysokosprawne wentylatory ogólnego i specjalnego przeznaczenia. Stosowane są m.in. do wentylacji pomieszczeń, podmuchu kotłów i wyciągu spalin. Nadają się przede wszystkim do przetłaczania czynnika niewiele zapyłonego ($0,5 \text{ g/m}^3$) o temperaturze do 773. Badaniu podlegają dwa wirniki z typoszeregu tj. wirnik o wymiarach 20 i 22,4 (oznaczenie w typoszeregu).



Rys 2.1. Rysunek przedstawiający wirnik przygotowany przez fabrykę wirników OWENT w Olkuszu



Rys. 2.2. Schemat stanowiska pomiarowego

Wentylatory osadzone są na wale, na który napęd od silnika elektrycznego (9) przekazywany jest przez przekładnię pasową (8). Na wlocie (1) do rurociągu pomiarowego o niezmienniej średnicy $D=200$ mm, znajduje się przepustnica dławiąca przepływ z możliwością automatycznego nastawienia z programu NI LabVIEW®. Za przepustnicą żaluzjową zainstalowany jest czujnik mierzący temperaturę oraz wilgotność względną powietrza w rurociągu. W następnej części rurociągu zamontowana jest prostownica strumienia (3). Za prostownicą mierzone jest ciśnienie dynamiczne (4). Następnie w odległości 3 średnic od obudowy wentylatora (6) za pomocą baterijnego anemometru (5) mierzone jest spiętrzenie statyczne na ssaniu. Ciśnienie barometryczne mierzone jest baterijnym barometrem i zapisywane manualnie.

2.3. Przebieg ćwiczenia – pomiary

2.3.1. Wyznaczanie charakterystyki przepływowej wentylatora

Zadaniem jest wyznaczenie charakterystyki przepływowej wentylatora tj. zależności przyrostu ciśnienia, sprawności całkowitej i pobieranej mocy elektrycznej od wydajności maszyny. Charakterystykę należy wyznaczyć dla trzech wartości prędkości obrotowej wirnika zmieniając opory instalacji (dławiąc przepływ) za pomocą przepustnicy regulacyjnej w pełnym zakresie jej działania. Charakterystyki wyznaczone są dla dwóch wirników tj. WWOax20 i WWOax22.4

Dodatkowo należy dokonać pomiaru hałasu wentylatora (zależność poziomu natężenia dźwięku od wydajności) dla dwóch filtrów typu A i typu C.

Typ wirnika								
Ciśnienie barometryczne [Pa]								
Obroty znamionowe n [obr/min]								
Nastawa przepust. [%]	Temp. T_1 [°C]	Wilgotność względną φ_1 [%]	Ciśnienie różnicowe Δp_r [Pa]	Podciś. na ssaniu p_s [Pa]	Moment M [Nm]	Obr. n [1/min]	L_A [dB]	L_C [dB]
100								
90								
...								

2.4. Opracowanie wyników

1. Opracowanie znormalizowanych charakterystyk przepływowych wentylatora przeliczonych na warunki umowne i prędkości znormalizowane (3 prędkości ustalone z prowadzącym) – charakterystyki analogiczne jak na rysunku 2 (pierwsza kolumna). Ujęcie w formie graficznej.
2. Wykreślenie charakterystyk bezwymiarowych dla największej badanej prędkości, każdego z wirników (prędkości takie same w obu przypadkach). Przedstawienie w formie graficznej, analogiczne jak na rysunku 2 (druga kolumna). Porównanie charakterystyk bezwymiarowych z badań dwóch wirników.
3. Przeliczenie charakterystyk wymiarowych z dwóch niższych prędkości na największą prędkość obrotową wirnika. Porównanie obliczeń z badaniami.
4. Porównanie na odpowiednich wykresach charakterystycznych wielkości dla pracy wirnika z łopatkami zagiętymi do tyłu (normalna praca) i do przodu.
5. Wykreślić charakterystykę akustyczną w postaci zależności poziomu natężenia dźwięku od wydajności.

2.5. Sprawozdanie

Sprawozdanie wykonane odręcznie bądź komputerowo w grupach 3 osobowych, powinno zawierać:

- Tabelę informacyjną (zgodnie z załącznikiem do instrukcji),
- Cel ćwiczenia,
- Schemat stanowiska pomiarowego,
- Opracowanie wyników pomiarów zgodnie z wytycznymi punktem 2.4,
- Wnioski wynikające z przeprowadzonego ćwiczenia (interpretacja wykresów z punktu 2.4, własne uwagi i spostrzeżenia)

Przykładowe zagadnienia na zaliczenie:

1. Podstawowe równanie wirnika maszyny krętej
2. Charakterystyka przepływowa wymiarowa i bezwymiarowa
3. Definicja wentylatora, podział, schemat i główne wymiary geometryczne
4. Definicja podstawowych wielkości charakteryzujących pracę wentylatorów (Spiężenie całkowite, statyczne, dynamiczne, wydajność, sprawność całkowita, sprawność wewnętrzna, moc użyteczna)
5. Palisada promieniowa wraz z trójkątami prędkości
6. Rodzaje strat w wentylatorze promieniowym
7. Procedura wyznaczania charakterystyk przepływowych
8. Współpraca wentylatorów
9. Sprawność wewnętrzna i całkowita, moc wewnętrzna a użyteczna wentylatora.
10. Punkt pracy wentylatora
11. Sposoby regulacji punktu pracy
12. Liczby bezwymiarowe (ciśnienia, mocy i wydajności)
13. Pompaż
14. Dobór wentylatorów do sieci
15. Teoria podobieństwa w wentylatorach
16. Optymalny punkt pracy i zakres roboczy charakterystyki przepływowej
17. Hałas w wentylatorach
18. Zadania obliczeniowe z zakresu wentylatorów

Literatura:

1. Fortuna S., 1999. Wentylatory. Podstawy teoretyczne, zagadnienia konstrukcyjno eksploatacyjne i zastosowanie. Wyd. Techwent, Kraków
2. Fortuna S., 1999. Badania wentylatorów i sprężarek. Wyd. Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków
3. Kuczewski S., 1987. Wentylatory. Warszawa, WNT
4. Rydlewicz J., 1989. Wentylatory i pompy przepływowe. Łódź, Politechnika Łódzka
5. Ferencowicz J., 1964. Wentylacja i klimatyzacja. Warszawa, Arkady
6. Tuliszką E., 1976. Wentylatory, Sprężarki, Dmuchawy. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Poznań
7. Dixon S.L., Hall C.A., 2010. Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. 6th Edition. Elsevier
8. Lewis R.I.; Turbomachinery performance analysis, Elsevier Science & Technology Books, 1996r.
9. Normy: PN-EN ISO 5801:2008, PN-ISO 5801:1997, PN-EN ISO 5167-4:2003.