

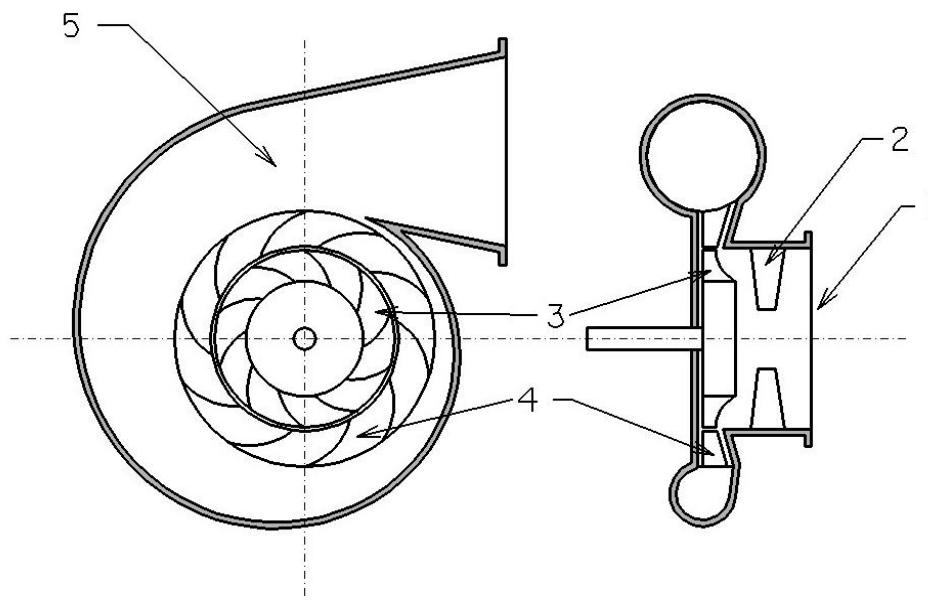
4. SPRĘŻARKI PRZEPLYWOWE (WIROWE)

4.1. Wstęp

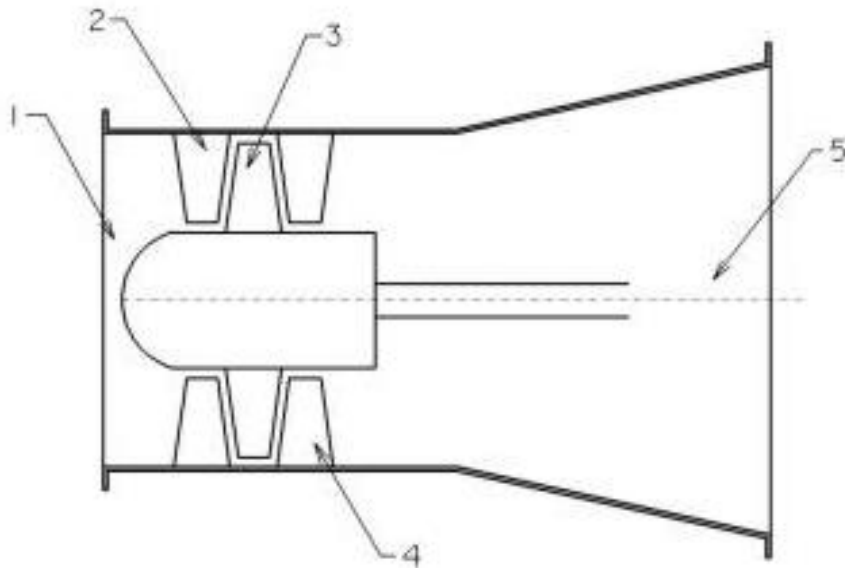
W odróżnieniu od sprężarek wyporowych, gdzie sprężony gaz jest wytłaczany porcjami, w sprężarkach przepływowych (wirowych) sprężony gaz wypływa ze sprężarki w sposób ciągły. Zwiększenie ciśnienia statycznego gazu nie jest tu skutkiem zmniejszenia objętości komory roboczej, ale wynika z działania siły odśrodkowej oraz z przepływu gazu o dużej prędkości przez dyfuzor.

Biorąc za kryterium zasadniczy kierunek przepływu gazu w sprężarkach wirowych, można je podzielić na osiowe, promieniowe i osiowo promieniowe. Sprężarki te mogą występować jako jedno- lub wielostopniowe. Liczba stopni jest tożsama z liczbą wirujących wieńców łopatkowych.

Podstawowe elementy konstrukcyjne sprężarek wirowych, zarówno osiowych jak i promieniowych, to: króćce wlotowy i wylotowy, wał, na którym osadzone są wirujące wieńce łopatkowe, nieruchome (kierownicze) wieńce łopatkowe oraz dyfuzory.

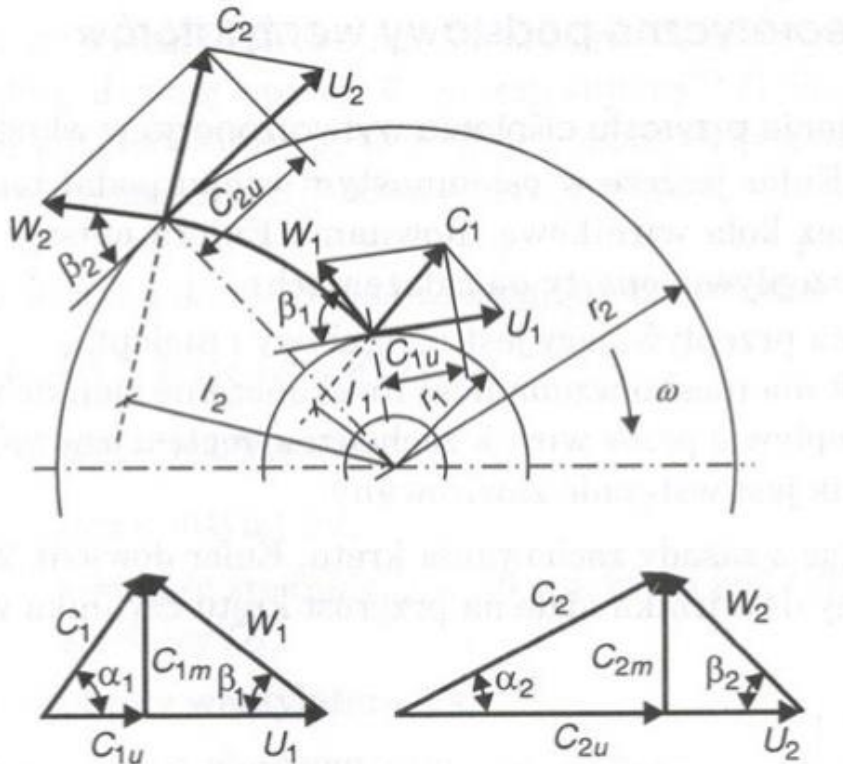


Rys. 4.1. Schemat ideowy sprężarki promieniowej. 1 – króciec ssawny, 2 – kierownica, wirnik łopatkowy, 4 – kierownica, 5 – dyfuzor.



Rys. 4.2. Schemat ideowy sprężarki osiowej. 1 – króciec ssawny, 2 – kierownica, wirnik łopatkowy, 4 – kierownica, 5 – dyfuzor.

4.2. Sprężarki promieniowe



Rys. 4.3. Wirnik sprężarki promieniowej – rozkład prędkości. U – prędkość obwodowa (unoszenia), w – prędkość względem łopatki wirnika, c – prędkość bezwzględna gazu.

Przyrost ciśnienia statycznego w wirniku sprężarki promieniowej pomiędzy promieniami r_1 oraz r_2 spowodowany działaniem siły odśrodkowej można obliczyć z zależności

$$\Delta p_{o1-2} = \frac{\rho}{2}(u_2^2 - u_1^2) \quad (4.2.1)$$

$$u = \omega r \quad (4.2.2)$$

gdzie

u - prędkość obwodowa

ρ - gęstość gazu

ω - prędkość kątowna wirnika

Przyrost ciśnienia statycznego w wirniku spowodowany zmniejszeniem prędkości z w_1 do w_2 w ruchu względnym gazu przez rozszerzający się kanał między łopatkami

$$\Delta p_{d1-2} = \frac{\rho}{2}(w_1^2 - w_2^2) \quad (4.2.3)$$

Gaz po wstępnym sprężeniu w wirniku trafia do dyfuzora. W dyfuzorze część energii kinetycznej gazu zamieniana jest na jego entalpię. Przyrost entalpii związany jest z przyrostem temperatury i ciśnienia. Gdy prędkość gazu na wlocie do dyfuzora jest mniejsza od prędkości dźwięku dla wlotowych parametrów gazu

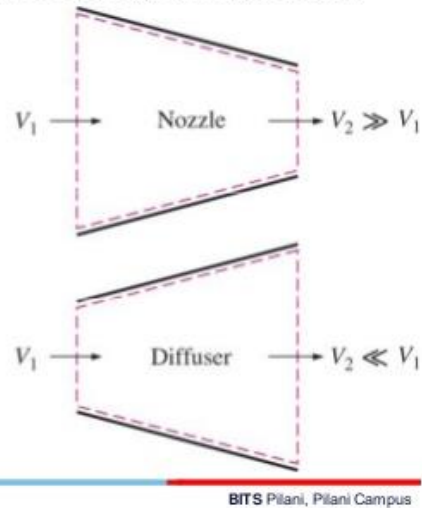
$$c < a = \sqrt{\kappa RT} \quad (4.2.4)$$

to kanał dyfuzora ma kształt rozszerzający się w kierunku ruchu gazu.

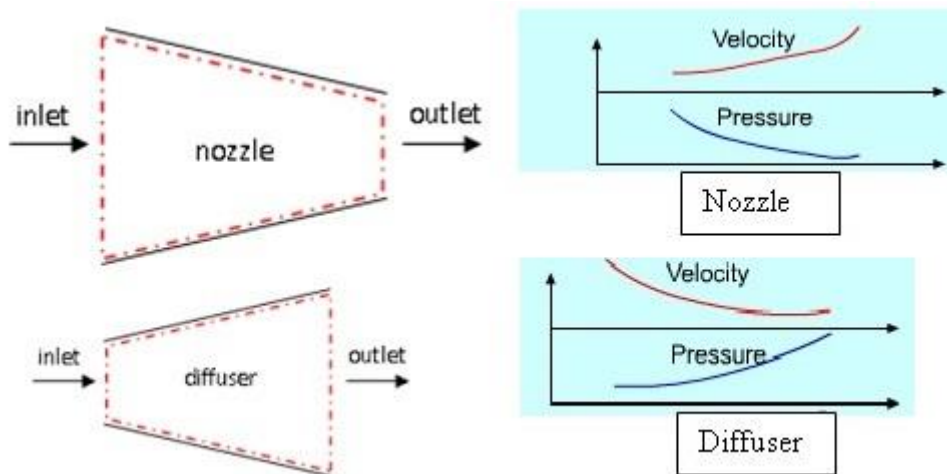
Nozzle and Diffuser

The cross-sectional area of a nozzle decreases in the flow direction for subsonic flows and increases for supersonic flows. The reverse is true for diffusers.

Nozzles and diffusers are shaped so that they cause large changes in fluid velocities and thus kinetic energies.



Rys. 4.4. Porównanie dyszy (konfuzora) z dyfuzorem. Na rysunku V jest prędkością gazu.



Rys. 4.5. Zmiany ciśnienia i prędkości w dyszy (konfuzorze) i dyfuzorze.

Zjawiska zachodzące w dyfuzorze w stanie stacjonarnym opisują następujące równania

- równanie bilansu energetycznego

$$\dot{E}_d = \dot{E}_w \quad (4.2.5)$$

$$\dot{m} \left(i_1 + \frac{c_1^2}{2} \right) = \dot{m} \left(i_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) \quad (4.2.6)$$

- równanie ciągłości strumienia

$$\dot{m} = A_1 c_1 \rho_1 = A_2 c_2 \rho_2 \quad (4.2.7)$$

- termiczne równanie stanu, gdy założymy, że gaz traktujemy jako gaz doskonały

$$p_1 = \rho_1 R T_1 \quad (4.2.8)$$

$$p_2 = \rho_2 R T_2 \quad (4.2.9)$$

- oraz równanie izentropy, gdy założymy, że przepływ w dyfuzorze jest adiatermiczny (adiabatyyczny) odwracalny

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{\kappa-1} \quad (4.2.10)$$

W równaniach (4.2.6) – (4.2.10) indeks 1 oznacza wlot do dyfuzora a indeks 2 wylot z dyfuzora.

Założmy, że do dyfuzora wpływa gaz o ciśnieniu p_1 i temperaturze T_1 z prędkością c_1 , a proces zachodzący w dyfuzorze jest izentropowy. O ile wzrośnie ciśnienie statyczne gazu, jeżeli na wylocie z dyfuzora gaz ma prędkość w_{2s} ?

Entalpię właściwą gazu na wylocie z dyfuzora obliczymy z równania bilansu energii (równanie 4.2.6)

$$i_{2s} = i_1 + \frac{c_1^2 - c_{2s}^2}{2} \quad (4.2.11)$$

Temperatura gazu na wylocie z dyfuzora jest równa

$$T_{2s} = \frac{i_{2s}}{c_p} \quad (4.2.12)$$

Ciśnienie gazu na wylocie z dyfuzora wynosi

$$p_{2s} = \left(\frac{T_{2s}}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} p_1 \quad (4.2.13)$$

Jaką prędkość miałby gaz na wylocie z dyfuzora, gdyby przepływ był adiatermiczny (adiabatyyczny) nieodwracalny a sprawność dyfuzora wynosiłaby η_D ?

Sprawność dyfuzora definiowana jest następująco

$$\eta_D = \frac{i_{2s} - i_1}{i_2 - i_1} = \frac{T_1 - T_{2s}}{T_1 - T_2} \quad (4.2.14)$$

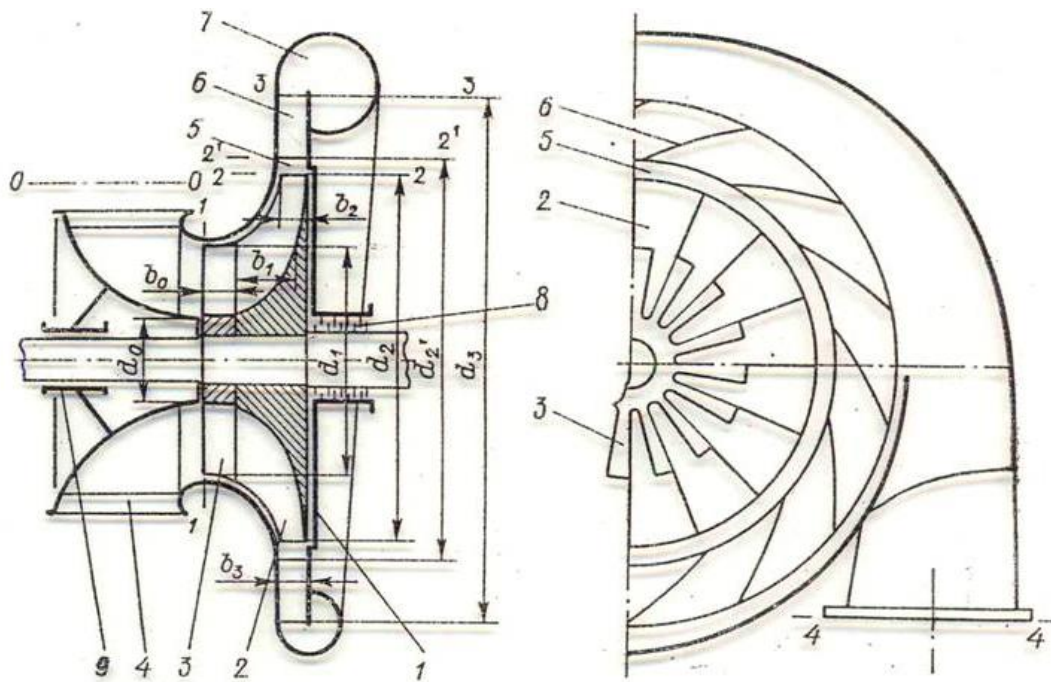
stąd

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_D} \quad (4.2.15)$$

Z równania bilansu energii

$$c_2 = \sqrt{c_1^2 + 2(i_1 - i_2)} = \sqrt{c_1^2 + 2c_p(T_1 - T_2)} \quad (4.2.16)$$

Sprężarki promieniowe jednostopniowe mają sprężę rzędu 2,5÷5. Przykładową jednostopniową sprężarkę promieniową przedstawiono na rys. 4.6.



Rys. 4.6. Przykład okrętowej sprężarki odśrodkowej (promieniowej): 1 – kadłub, 2 – koło robocze (wieniec wirujący), 3 – kierownica ruchoma z nastawialnym kierunkiem łopatek, 4 – konfuzor wlotowy, 5 – dyfuzor bezłopatkowy, 6 – dyfuzor łopatkowy, 7 – kolektor zbiorczy (urządzenie wylotowe), 8 – uszczelnienie, 9 – łożysko

Sprężanie gazu w sprężarce przedstawionej na rys. 4.6 przebiega następująco. Sprężany gaz wpływa do urządzenia przez konfuzor 4, gdzie następuje spadek ciśnienia gazu i wzrost jego prędkości. Energia kinetyczna gazu wzrasta kosztem jego entalpii. Przemiany zachodzące w konfuzorze opisują równania (4.2.5) – (4.2.10). Dla modelu gazu doskonałego, przemiany izentropowej i założonej prędkości gazu na wylocie z konfuzora, temperatura wylotowa gazu jest równa

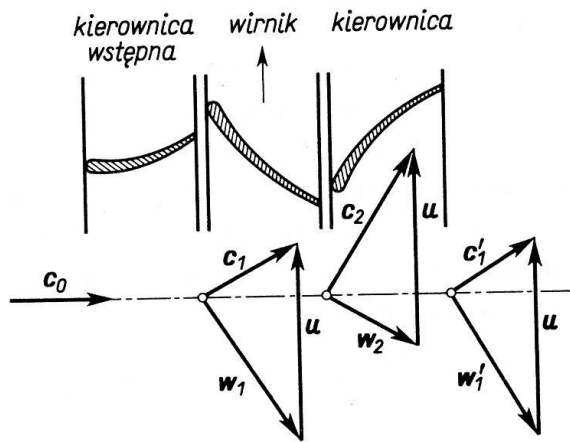
$$T_{2s} = T_1 - \frac{c_{2s}^2 - c_1^2}{2c_p} \quad (4.2.17)$$

Natomiast ciśnienie wylotowe jest równe

$$p_2 = \left(\frac{T_{2s}}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} p_1 \quad (4.2.18)$$

We współczesnych sprężarkach promieniowych prędkość gazu na wejściu do wirnika osiąga wartość 100÷150 m/s. Założona na etapie projektowania sprężarki prędkość wlotu gazu decyduje o wymiarze średnicy wirnika, a tym samym o wielkości samej sprężarki. Z konfuzora gaz przepływa przez kierownicę ruchomą z nastawialnym kierunkiem łopatek 3. Kierownica ta zapobiega uderzeniowemu napływowi gazu na łopatki koła roboczego. Napływ uderzeniowy połączony jest bowiem ze stratami energetycznymi. Kierownica ruchoma jest zespalana z kołem roboczym. Liczba łopatek kierownicy jest taka sama jak w kole roboczym. Gaz o dużej prędkości (rzędu 300÷400 m/s), a tym samym o dużej energii kinetycznej, z wirnika przepływa do dyfuzora, gdzie energia kinetyczna jest częściowo zamieniana na entalpię gazu. Podczas tego procesu wzrastają ciśnienie i temperatura gazu. W przedstawianej sprężarce dyfuzor składa się z dwóch elementów: dyfuzora bezłopatkowego 5 i dyfuzora łopatkowego 6. Zastosowanie łopatek kierujących w dyfuzorze przyczynia się do zmniejszenia strat wewnętrznych w sprężarce.

4.3. Sprężarki osiowe

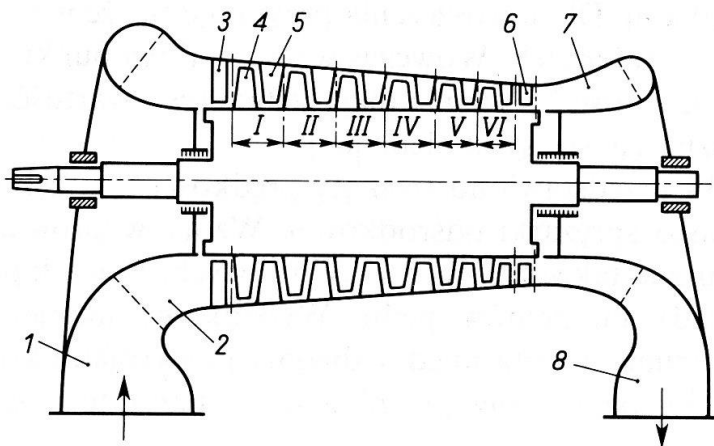


Rys. 4.7. Rozkład prędkości w stopniu sprężarki osiowej. u – prędkość obwodowa (unoszenia), w – prędkość względem łopatki wirnika, c – prędkość bezwzględna gazu.

W przypadku sprężarki osiowej przyrost ciśnienia statycznego w jednym stopniu sprężarki spowodowany rozszerzaniem się kanałów między łopatkami wirnika oblicza się tak samo jak w przypadku sprężarki promieniowej

$$\Delta p_{d1-2} = \frac{\rho}{2} (w_1^2 - w_2^2) \quad (4.3.1)$$

W tego typu sprężarce działanie sił odśrodkowych nie powodują wzrostu ciśnienia statycznego.



Rys. 4.8. Schemat sprężarki osiowej. 1 – króciec dolotowy, 2 – konfuzor, 3 – kierownica wstępna, 4 – wirnik, 5 – kierownica, 6 – kierownica końcowa, 7 – dyfuzor, 8 – króciec wylotowy.

Sprężarki osiowe buduje się jako wielostopniowe, ze względu na niskie sprężenie, rzędu 1,1, jakie można uzyskać na pojedynczym stopniu. W celu sprężenia powietrza atmosferycznego do ciśnienia rzędu 5 bar należy zastosować kilkanaście stopni sprężania.

Sprężanie gazu w sprężarce osiowej przedstawionej na rys. 4.8. przebiega następująco. Gaz wpływa do sprężarki króćcem dolotowym 3 i przepływa do konfuzora 2. W konfuzorze następuje ekspansja gazu, podczas której spadają ciśnienie i temperatura gazu, natomiast wzrasta jego prędkość. Dalej gaz przepływa przez kierownicę wstępną 3 i dostaje się do kanałów międzyłopatkowych wirnika 4. W wirniku następuje wzrost ciśnienia statycznego i spadek prędkości gazu spowodowany rozszerzaniem się kanałów międzyłopatkowych. Z wirnika gaz przez kierownicę płynie pod odpowiednim kątem do wirnika kolejnego stopnia sprężania. Po pokonaniu wszystkich stopni sprężania gaz przepływa przez dyfuzor 7, w którym następuje dalszy wzrost ciśnienia statycznego. Wylot sprężonego gazu odbywa się króćcem wylotowym 8.

Podstawowym zadaniem kierownic jest nadanie strumieniowi odpowiedniego kierunku, by dopływ gazu do kolejnego wieńca łopatkowego był bezuderzeniowy.

4.4. Napęd sprężarek przepływowych

W przepływowej sprężarce teoretycznej na wirnik sprężarki działają wyłącznie siły pochodzące od strumienia gazu przepływającego między łopatkami. Na wał takiej sprężarki dostarczana jest praca obwodowa (łopatkowa), która zużywana jest na zwiększenie energii kinetycznej i entalpii gazu

$$|l_{obw}| = \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + i_2 - i_1 \quad (4.4.1)$$

Przy założeniu, że wieńiec wirnika sprężarki zawiera nieskończoną liczbę łopatek, jednostkową pracę obwodową (łopatkową) dla pojedynczego stopnia sprężarki teoretycznej wyraża wzór

$$|l_{obw}| = \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2 + u_2^2 - u_1^2 + w_1^2 - w_2^2) \quad (4.4.2)$$

Teoretyczną moc napędową sprężarki można obliczyć ze wzoru

$$N_{obw} = \dot{m}l_{obw}$$

gdzie \dot{m} [kg/s] jest strumieniem gazu w przewodzie ssawnym.

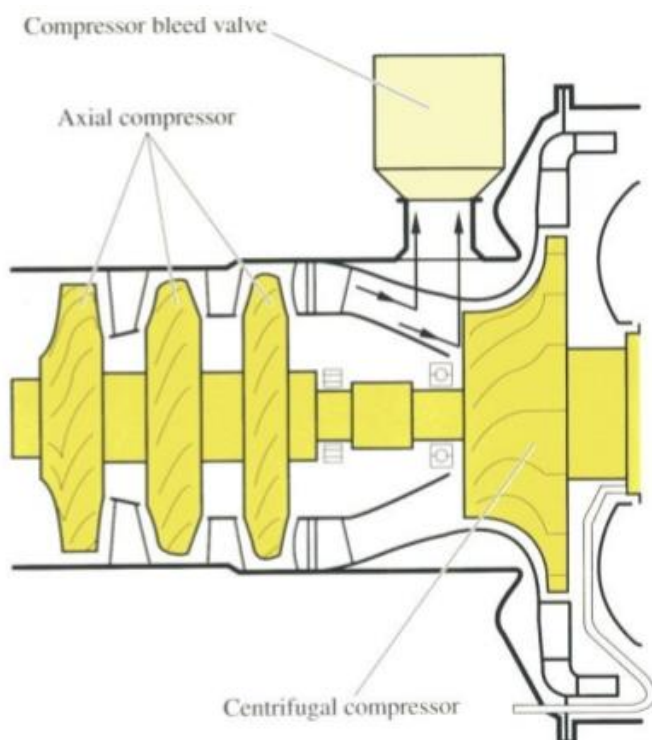
Napędową moc wewnętrzną można wyrazić wzorem

$$|N_i| = (\dot{m} + \dot{m}_{wn}) |l_{obw}| + |N_b|$$

gdzie \dot{m}_{wn} jest to strumień gazu przeciekający na stronę ssawną przez wewnętrzne nieszczelności, $|N_b|$ jest mocą brożenia, czyli mocą zużywaną na pokonanie oporów tarcia na bocznych powierzchniach wirnika.

4.5. Sprężarki osiowe z końcowym stopniem promieniowym

Sprężarki osiowe charakteryzują się sprężaniem dużych strumieni objętości do stosunkowo niewysokich ciśnień. Z kolei sprężarki promieniowe (odśrodkowe) sprężają mniejsze strumienie objętości do wyższych ciśnień. Aby połączyć zalety obydwu rozwiązań, buduje się sprężarki osiowe z końcowym stopniem promieniowym. W takich sprężarkach do stopnia promieniowego dopływa mniejszy strumień objętości gazu wcześniej sprężonego na stopniach osiowych.



Rys. 4.9. Sprężarka osiowo-promieniowa.

Zawór upustowy (bleed valve) jest otwierany podczas rozruch lub odstawiania sprężarki. Stanowi on zabezpieczenie przed niekorzystnymi zjawiskami przepływowymi w sprężarce podczas tych operacji. Takim niekorzystnym zjawiskiem może być np. wsteczny przepływ strumienia.