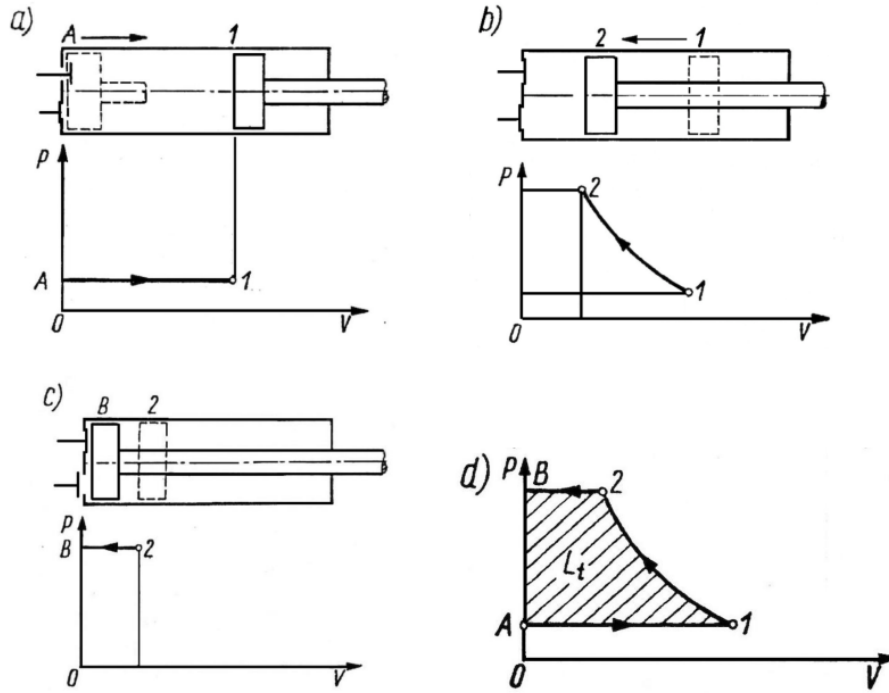


## **2. SPRĘŻARKI TŁOKOWE**

### **2.1. Sprężarka idealna**

W idealnej sprężarce tłokowej nie występuje tarcie i dławienie gazu. Gaz nie jest zasysany do cylindra idealnej sprężarki, lecz wpływa samoczynnie przesuając tłok w kierunku kukorbowym. Przemiany termodynamiczne realizowane w sprężarce idealnej są odwracalne. Minimalna objętość przestrzeni pomiędzy denkiem cylindra a denkiem tłoka jest równa zero.

Zasada działania idealnej sprężarki jest następująca. Gdy tłok znajduje się w skrajnym położeniu odkorbowym, otwiera się zawór dolotowy i do cylindra sprężarki zaczyna wpływać gaz o niskim ciśnieniu. Początkowa objętość cylindra jest równa zero. Wpływający gaz powoduje przesuwanie tłoka w kierunku kukorbowym. Przesuwający się tłok, za pośrednictwem korbowodu, powoduje obracanie wału korbowego sprężarki, który z kolei przekazuje pracę do otoczenia. Po całkowitym napełnieniu cylindra gazem, zamyka się zawór dolotowy i następuje przemiana kompresji zamkniętej (ilość gazu w cylindrze nie ulega zmianie), aż do osiągnięcia przez tłok położenia, w którym ciśnienie gazu będzie odpowiednio wysokie. Wówczas otwiera się zawór wylotowy i gaz o wysokim ciśnieniu jest w przemianie otwartej wytłaczany z cylindra sprężarki do odbiornika, np. zbiornika. Podczas kompresji zamkniętej i podczas wytłaczania czynnika, praca jest doprowadzana do czynnika, za pośrednictwem wału, korbowodu i tłoka.



**Rys. 2-1.** Cykl pracy sprężarki idealnej. A-1 napełnianie cylindra; 1-2 kompresja zamknięta; 2-B wytłaczanie sprężonego gazu.

### Cykl pracy idealnej sprężarki

A-1 napełnianie cylindra – przemiana otwarta,

$$dQ = 0; \quad p, \rho, T = idem$$

1-2 kompresja zamknięta;

$$dQ = 0 \quad \text{lub} \quad dQ < 0; \quad p, \rho, T = var$$

2-B wytłaczanie sprężonego czynnika z cylindra – przemiana otwarta;  $dQ = 0; \quad p, \rho, T = idem$

Do sprężarki dostarczana jest praca napędowa równa pracy technicznej, która jest sumą algebraiczną prac napełniania cylindra, kompresji zamkniętej gazu i wytłaczania gazu z cylindra.

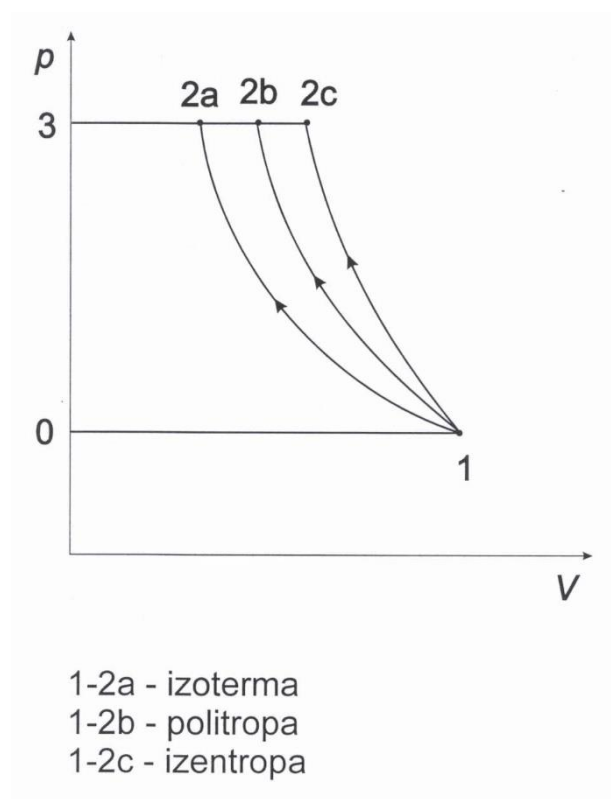
$$L_t = p_1 V_1 + L_{1-2} - p_2 V_2 =$$

$$p_1 V_1 + \int_{V_1}^{V_2} p(V) dV - p_2 V_2 < 0 \quad (2.1.1)$$

$$dL_t = -V(p)dp \quad (2.1.2)$$

$$L_t = - \int_{p_1}^{p_2} V(p)dp \quad (2.1.3)$$

Wielkość pracy dostarczanej do sprężarki idealnej zależy od rodzaju przemiany kompresji zamkniętej. Na rysunku poniżej przedstawiono cykle pracy sprężarki idealnej dla trzech typowych przemian kompresji.



**Rys. 2-2.** Cykl pracy sprężarki idealnej.

Na rysunku 2 pole powierzchni ograniczone przemianami 0-1, 1-2, 2-3 oraz osią rzędną jest miarą pracy technicznej dostarczanej do sprężarki. Na rysunku 2 widać, że najmniej pracy należy dostarczyć podczas kompresji izotermicznej (pole 0-1-2a ma najmniejszą powierzchnię), a najwięcej podczas kompresji izentropowej (pole 0-1-2c ma największą powierzchnię).

Wartość bezwzględna pracy technicznej dla jednego cyklu sprężania gazu doskonałego w sprężarce idealnej jest równa:

- dla kompresji izotermicznej

$$|L_{iT}| = p_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad [\text{J}] \quad (2.1.4)$$

- dla kompresji politropowej

$$|L_{ip}| = \frac{z}{z-1} p_1 V_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{z-1}{z}} - 1 \right] \quad [\text{J}] \quad (2.1.5)$$

- dla kompresji izentropowej

$$|L_{is}| = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 V_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad [\text{J}] \quad (2.1.6)$$

Podczas izotermicznej kompresji zamkniętej od gazu odprowadzane jest ciepło w ilości równej pracy kompresji

$$Q_T = L_{iT} \quad (2.1.7)$$

Gdy przemiana kompresji jest politropą, to ilość odprowadzanego ciepła można obliczyć za pomocą wzoru

$$Q_p = mc(T_2 - T_1) \quad (2.2.8)$$

gdzie ciepło właściwe politropy  $c$  jest równe

$$c = c_v \frac{z - \kappa}{z - 1} \quad (2.1.9)$$

Kompresja izentropowa odbywa się bez wymiany ciepła z otoczeniem

$$Q_s = 0 \quad (2.1.10)$$

Najwyższa temperatura końca kompresji jest osiągnięta podczas kompresji izentropowej, a najniższa podczas kompresji izotermicznej.

Wydajność objętościowa (skokowa) sprężarki idealnej

$$\dot{V}_t = V_s \dot{n}_0 \quad [m^3 / s] \quad (2.1.11)$$

gdzie  $V_s$  jest objętością skokową

$$V_s = V_{\max} - V_{\min} \quad (2.1.12)$$

$\dot{n}_0$  jest liczbą cykli sprężania wykonywanych w czasie 1 sekundy.

W przypadku sprężarki idealnej

$$V_{\max} = V_1 \quad (2.1.13)$$

$$V_{\min} = 0 \quad (2.1.14)$$

Wielkość strumienia objętości  $\dot{V}_t$  odpowiada parametrom gazu na wlocie do sprężarki.

Wydajność masowa sprężarki idealnej

$$\dot{m}_t = \dot{V}_t \rho = V_s \dot{n}_0 \rho \quad [kg / s] \quad (2.1.15)$$

gdzie  $\rho [kg / m^3]$  jest gęstością czynnika w kanale dolotowym do cylindra sprężarki.

Miarą przyrostu ciśnienia gazu w sprężarce jest spręż, który dla sprężarek idealnych jest definiowany następująco

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \quad (2.1.16)$$

Gdzie  $p_1$  oraz  $p_2$  to ciśnienia odpowiednio na wlocie do sprężarki i na wylocie ze sprężarki.

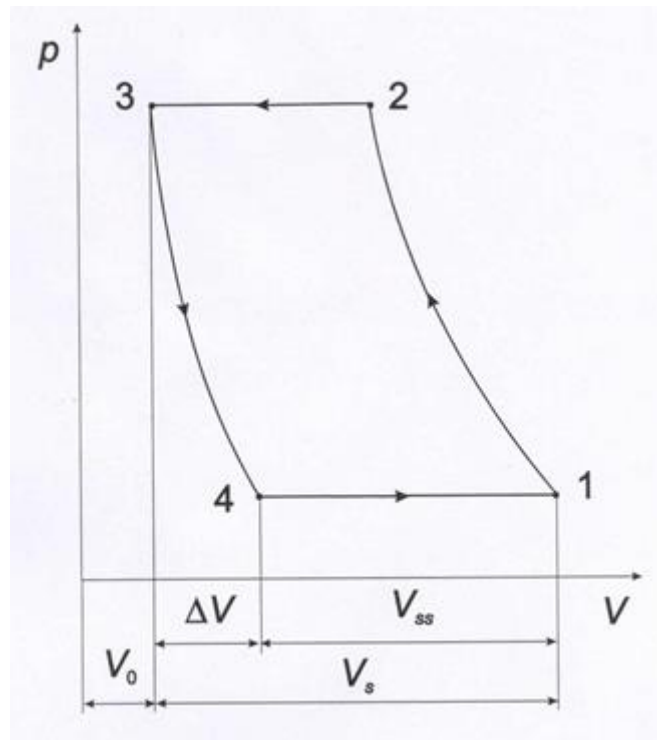
Sprężarka idealna (*idealna maszyna przepływowa*) nie posiada tzw. przestrzeni szkodliwej, tzn. minimalna objętość cylindra jest równa zero

$$V_{\min} = 0 \quad (2.1.17)$$

## 2.2. Sprężarka pseudoidealna

Sprężarka pseudoidealna różni się od sprężarki idealnej tylko obecnością przestrzeni szkodliwej

$$V_{\min} > 0 \quad (2.2.1)$$



Rys. 2-3 Cykl pracy sprężarki pseudoidealnej.

Przestrzeń szkodliwa powoduje zmniejszenie wydajności sprężarki pseudoidealnej w porównaniu ze sprężarką idealną. W przypadku sprężarki idealnej objętość świeżego gazu pobranego do cylindra jest równa objętości skokowej ( $V_s = V_{\max} - V_{\min} = V_{\max}$ ), natomiast w przypadku sprężarki pseudoidealnej objętość ta jest pomniejszona o objętość gazu ( $\Delta V$ ), który pozostał w przestrzeni szkodliwej i uległ rozprężeniu do ciśnienia napełniania cylindra ( $p_4$ ). W sprężarce pseudoidealnej przemiany 1-2 oraz 3-4 są politropami o takich samych wykładnikach.

Jako miary wielkości przestrzeni szkodliwej używa się zwykle względnej wartości przestrzeni szkodliwej

$$\varepsilon_0 = \frac{V_{\min}}{V_s} = \frac{V_3}{V_1 - V_3} = \frac{V_0}{V_1 - V_0} \quad (2.2.2)$$

$V_s$  - objętość skokowa

$$V_s = V_{\max} - V_{\min} = V_1 - V_3 \quad (2.2.3)$$

Miarą zmniejszenia wydajności sprężarki pseudoidealnej w porównaniu ze sprężarką idealną jest współczynnik przestrzeni szkodliwej

$$\lambda_s = \frac{V_{ss}}{V_s} = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} \quad (2.2.4)$$

Przy założeniu, że rozprężenie gazu, który pozostał w przestrzeni szkodliwej odbywa się politropowo możemy współczynnik przestrzeni szkodliwej obliczyć z następującego wzoru

$$\lambda_s = 1 - \varepsilon_0 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{z_0}} - 1 \right] \quad (2.2.5)$$

gdzie  $z_0$  jest wykładnikiem politropy rozprężania.

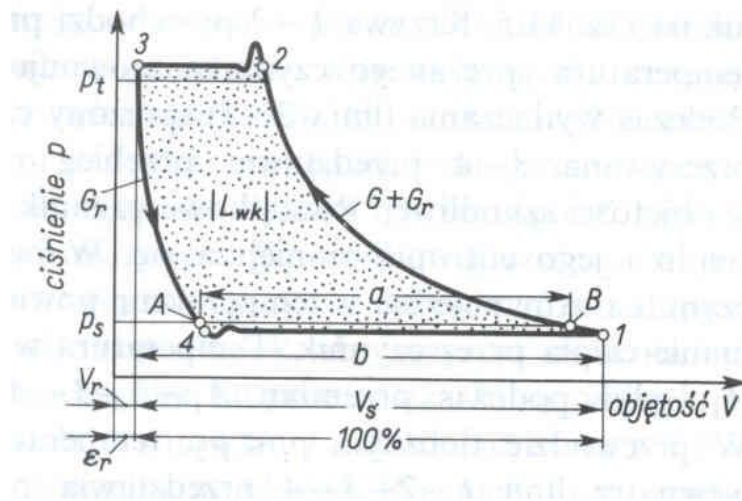
Wydajność masowa sprężarki pseudoidealnej

$$\dot{m} = V_s \dot{n}_0 \rho \lambda_s \quad [kg / s] \quad (2.2.6)$$

gdzie  $\rho [kg/m^3]$  - gęstość czynnika w kanale dolotowym do cylindra sprężarki,  $\dot{n}_0$  - liczba cykli sprężania wykonywanych w czasie 1 sekundy.

Spręż sprężarki pseudoidealnej określa się tak samo jak dla sprężarki idealnej zależnością (2.1.16).

### 2.3. Sprężarki rzeczywiste



**Rys. 2-4.** Wykres indykatorowy sprężarki rzeczywistej.

Na rys. 2-4 przedstawiono zależność ciśnienia od objętości gazu zawartego w cylindrze rzeczywistej sprężarki tłokowej uzyskany za pomocą indykatora.

Dla sprężarki rzeczywistej spręż jest definiowany następująco (patrz rys. 2-4)

$$\pi = \frac{p_t}{p_s} \quad (2.3.1)$$

gdzie  $p_t$  oraz  $p_s$  to ciśnienia odpowiednio na wylocie ze sprężarki i na wlocie do sprężarki.

W sprężarce rzeczywistej realizowane przemiany są przemianami nieodwracalnymi. W sprężarce występuje tarcie i dławienie przepływającego gazu. Gaz jest zasysany do cylindra sprężarki, w którym panuje ciśnienie niższe od ciśnienia w przewodzie ssącym. Podczas napełniania cylindra gaz ogrzewa się od ścianek cylindra wskutek czego zassane jest mniej substancji gazu. Ciśnienie gazu na końcu kompresji jest wyższe od ciśnienia panującego w przewodzie tłocznym ze względu na opory przepływu gazu przez zawór wylotowy.



Przemiany kompresji zamkniętej i ekspansji zamkniętej gazu, który pozostaje w przestrzeni szkodliwej, są najczęściej modelowane matematycznie zależnościami dla przemiany politropowej. Z uwagi na chłodzenie sprężarek, wykładnik politropy jest z reguły mniejszy od wykładnika izentropy. Na początku kompresji zamkniętej gaz może ogrzewać się od ścianki cylindra. W miarę postępującej kompresji temperatura gazu zaczyna przewyższać temperaturę ścianki.

Ze względu na straty energetyczne występujące wewnątrz cylindra i w układzie przeniesienia mocy sprężarki rzeczywistej (m.in. straty spowodowane dławieniem czynnika i tarciami), praca napędowa sprężarki rzeczywistej jest większa od pracy napędowej sprężarki idealnej i pseudoidealnej. Miarami tych strat są poniższe sprawności.

Sprawność wewnętrzna sprężarki

$$\eta_i = \frac{|L_t|}{|L_i|} \quad (2.3.2)$$

Sprawność mechaniczna

$$\eta_m = \frac{|L_i|}{|L_e|} \quad (2.3.3)$$

Praca napędowa

$$L_e = \frac{L_i}{\eta_m} = \frac{L_t}{\eta_i \eta_m} = \frac{L_t}{\eta_e} \quad (2.3.4)$$

gdzie

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (2.3.5)$$

jest sprawnością ogólną sprężarki.

Przybliżone wartości sprawności sprężarek wyporowych

**Tablica 2-1**

Rodzaj sprężarki	Sprawność wewnętrzna $\eta_i$	Sprawność mechaniczna $\eta_m$	Sprawność ogólna $\eta_e$
Małe sprężarki	0,30 ÷ 0,47	0,85	0,25 ÷ 0,40
Sprężarki wielostopniowe $c_{sr} > 5$ m/s (szybkobieżne)	0,40 ÷ 0,65	0,85	0,35 ÷ 0,55
Sprężarki wielostopniowe $c_{sr} \sim 5$ m/s (małe i średnie)	0,45 ÷ 0,65	0,90 ÷ 0,93	0,40 ÷ 0,60
Sprężarki wielostopniowe $c_{sr} \sim 3,5$ m/s (średnie)	0,60 ÷ 0,75	0,90 ÷ 0,95	0,55 ÷ 0,70
Sprężarki wielostopniowe (duże)	0,65 ÷ 0,75	0,90 ÷ 0,95	0,60 ÷ 0,70

Wydajność objętościowa sprężarki rzeczywistej może być obliczona za pomocą zależności

$$\dot{V} = \lambda \dot{V}_t \quad (2.3.6)$$

gdzie  $\lambda$  jest współczynnikiem przetłaczania (dostarczania).

Współczynnik przetłaczania uwzględnia zmniejszenie wydajności sprężarki spowodowane następującymi czynnikami:

- obecnością przestrzeni szkodliwej (5÷15%),
- oporami przepływu (3÷7%),
- nieszczelnościami (0,5÷3%)
- ogrzewaniem się gazu od ścianek cylindra (4÷10%).

Współczynnik przetłaczania współczesnych sprężarek wyporowych zawiera się w granicach 0,7÷0,9. W miarę eksploatacji sprężarki wartość tego współczynnika ulega obniżeniu.

Współczynnik przetłaczania można wyznaczyć za pomocą następującej zależności

$$\lambda = \lambda_s \lambda_d \lambda_n \lambda_t = \lambda_w \lambda_n \lambda_t \quad (2.3.7)$$

gdzie:

$$\lambda_w = \lambda_s \lambda_d \quad (2.3.8)$$

$\lambda_w$  jest sprawnością wolumetryczną sprężarki.

$\lambda_s$  jest współczynnikiem przestrzeni szkodliwej

$$\lambda_s = \frac{V_{ss}}{V_s} \quad (2.3.9)$$

gdzie:

$V_{ss} [m^3]$  jest objętością gazu rzeczywiście zassanego do cylindra podczas jednego cyklu (działanie przestrzeni szkodliwej skutkuje zmniejszeniem tej objętości w stosunku do objętości skokowej),

$V_s [m^3]$  jest objętością skokową.

$\lambda_d$  jest współczynnikiem dławienia

$$\lambda_d = \frac{p_s - \Delta p_s}{p_s} \quad (2.3.10)$$

gdzie:

$p_s$  jest ciśnieniem na wlocie do sprężarki,

$\Delta p_s$  jest spadkiem ciśnienia w przewodzie i zaworze wlotowym (ssącym).

$\lambda_n$  jest współczynnikiem nieszczelności

$$\lambda_n = \frac{\dot{V}' - \Delta \dot{V}_n}{\dot{V}'} \quad (2.3.11)$$

gdzie:

$\dot{V}' [m^3/s]$  jest wydajnością sprężarki idealnie szczelnej,

$\Delta \dot{V}_n [m^3/s]$  jest zmniejszeniem wydajności z powodu nieszczelności w układzie tłok-tuleja cylindrowa i na zaworach sprężarki.

$\lambda_t$  jest współczynnikiem podgrzewania

$$\lambda_t = \frac{v_p}{v_k} = \frac{T_p}{T_k} \quad (2.3.12)$$

gdzie:

$v_p$  jest objętością właściwą gazu na początku procesu zasysania,

$v_k$  jest objętością właściwą gazu na końcu procesu zasysania,

$T_p$  jest temperaturą gazu na początku procesu zasysania,

$T_k$  jest temperaturą gazu na końcu procesu zasysania.

Dla sprężarki pseudoidealnej sprawność wolumetryczna jest równa współczynnikowi przestrzeni szkodliwej

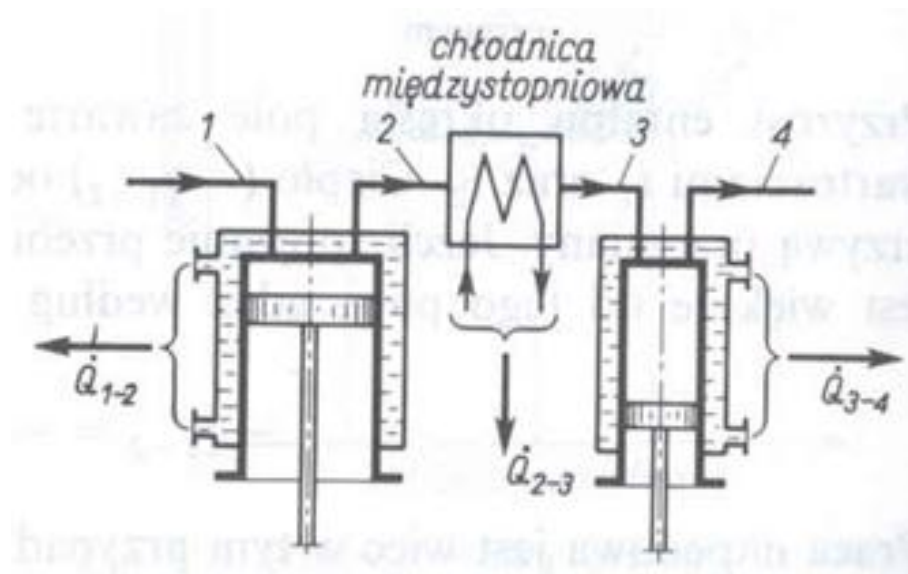
$$\lambda_w = \lambda_s \quad (2.3.13)$$

Empiryczna zależność pomiędzy współczynnikiem przetłaczania a współczynnikiem przestrzeni szkodliwej jest następująca

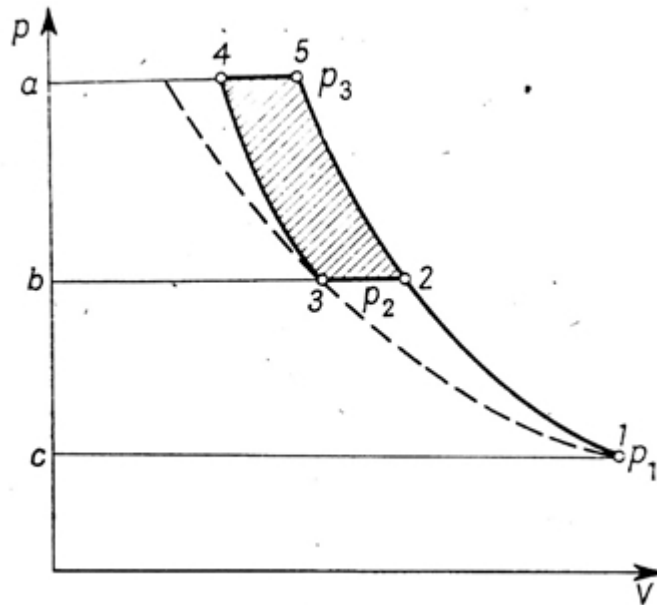
$$\lambda = \lambda_s \left( 1,01 - 0,02 \frac{P_2}{P_1} \right) \quad (2.3.14)$$

## 2.4. Sprężarki wielostopniowe

Sprężarki wielostopniowe stosuje się w celu obniżenia końcowej temperatury kompresji oraz zmniejszenia pracy kompresji. Wysoka temperatura końca kompresji zmniejsza skuteczność smarowania gładzi cylindrowej i zaworów. Z powodu nadmiernego wzrostu temperatury sprężanego gazu może dojść do zapalenia się oleju smarowego, a nawet do eksplozji oparów oleju. Stopień sprężania w sprężarce jednostopniowej nie powinien przekraczać 10. Maksymalna temperatura końca kompresji powinna być nie większa niż 220°C. Zastosowanie sprężania wielostopniowego z chłodzeniem międzystopniowym umożliwia ograniczenie temperatury końca kompresji oraz zmniejszenie mocy napędowej sprężarki.



**Rys. 2.5.** Schemat sprężarki dwustopniowej.



**Rys. 2.6.** Przebieg kompresji w sprężarce dwustopniowej.

Ilość energii zaoszczędzonej wskutek zastosowania sprężania wielostopniowego z chłodzeniem międzystopniowym zależy od przyjętych wartości ciśnień międzystopniowych. Wyznamy teraz optymalne, ze względu na oszczędność pracy napędowej, ciśnienie chłodzenia międzystopniowego w sprężarce dwustopniowej

Założenia do analizy

- 1) sprężanie w obydwu stopniach jest politropowe, o wykładniku politropy równym  $z$
- 2) temperatura końca chłodzenia międzystopniowego jest równa temperaturze początkowej

Dla określonych ciśnień  $p_1$  oraz  $p_4$  należy znaleźć ciśnienie międzystopniowe  $p_2$ , dla którego praca kompresji w sprężarce,  $L_{t1-4}$ , jest najmniejsza.

$$\begin{aligned}
|L_{t1-4}| &= |L_{t1-2}| + |L_{t3-4}| \\
&= \frac{z}{z-1} mRT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{z-1}{z}} - 1 \right] + \frac{z}{z-1} mRT_1 \left[ \left( \frac{p_4}{p_2} \right)^{\frac{z-1}{z}} - 1 \right]
\end{aligned}
\tag{2.4.1}$$

$$= \frac{z}{z-1} mRT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{z-1}{z}} + \left( \frac{p_4}{p_2} \right)^{\frac{z-1}{z}} - 2 \right]$$

Praca (2.4.1) jest najmniejsza, gdy osiąga minimum wyrażenie

$$y = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^n + \left( \frac{p_4}{p_2} \right)^n
\tag{2.4.2}$$

gdzie  $n = \frac{z-1}{z}$ . Warunek na minimum funkcji (2.4.2) ma postać

$$\frac{dy}{dp_2} = \frac{np_2^{n-1}}{p_1^n} - \frac{np_4^n}{p_2^{n+1}} = 0
\tag{2.4.3}$$

Z równania (2.4.3) otrzymujemy

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_2} = \pi_{opt}
\tag{2.4.4}$$

Ciśnienie międzystopniowe powinno mieć taką wartość, aby sprężę w obydwu stopniach sprężarki były jednakowe. W takim przypadku także prace sprężania stopni są sobie równe, czyli

$$|L_{t1-2}| = |L_{t3-4}|.$$

$$\pi_1 = \frac{p_2}{p_1}
\tag{2.4.5}$$

$$\pi_2 = \frac{p_4}{p_2}
\tag{2.4.6}$$

$$\pi_1 = \pi_2
\tag{2.4.7}$$

Z równania (2.4.4) otrzymujemy

$$p_2 = \sqrt{p_1 p_4} \quad (2.4.8)$$

Po podstawieniu (2.4.8) do lewej strony równania (2.4.4) dostajemy

$$\frac{p_4}{\sqrt{p_1 p_4}} = \pi_{opt} \quad (2.4.9)$$

$$\frac{p_4}{p_1} = \pi_{opt}^2 \quad (2.4.10)$$

$$\pi_{opt} = \sqrt{\pi_c} \quad (2.4.11)$$

gdzie

$$\pi_c = \frac{p_4}{p_1} \quad (2.4.12)$$

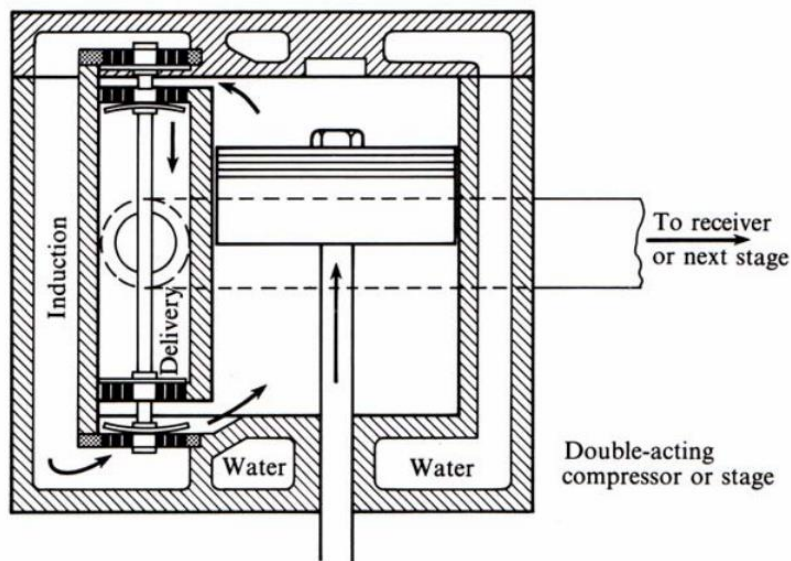
jest sprężem całkowitym. Dla liczby stopni  $n$  równanie (2.4.9) przyjmuje postać

$$\pi_{opt} = \sqrt[n]{\pi_c} \quad (2.4.13)$$

## 2.5. Układy sprężarek tłokowych

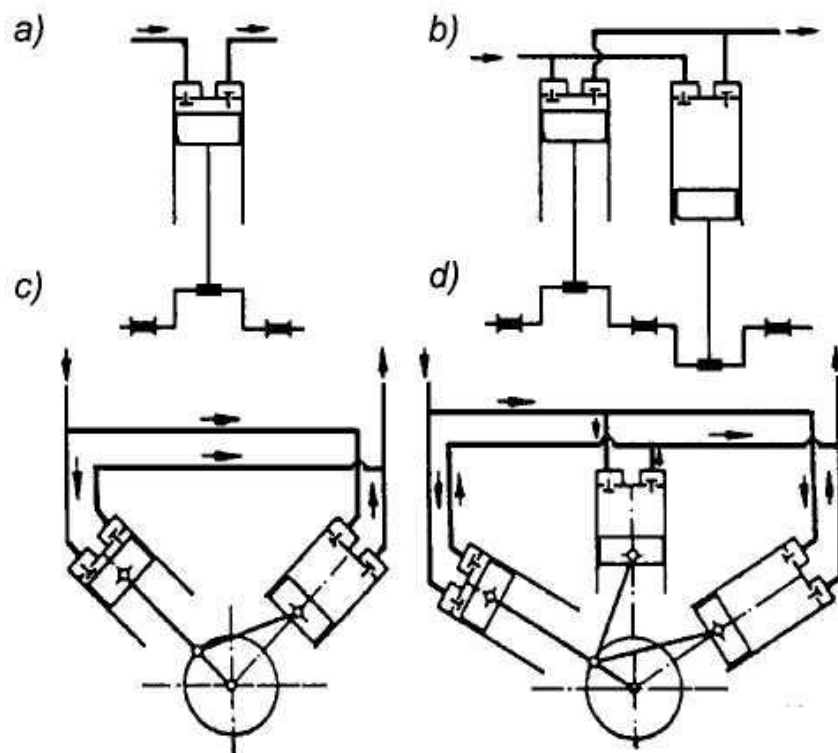
Najprostszą sprężarką tłokową jest sprężarka jednostopniowa, jednocyldrowa, jednostronnego działania napędzana silnikiem elektrycznym za pośrednictwem przekładni lub bezpośrednio. Wydajność sprężarki jednocyldrowej można podwoić stosując kompresję po obydwu stronach tłoka.





Rys. 2-7. Schemat sprężarki dwustronnego działania.

Sprężarki jednocyldrowe mają stosunkowo niewielkie wydajności, rzędu od 10 do 40 m<sup>3</sup>/h. Większe wydajności uzyskuje się stosując sprężarki wielocyldrowe z cylindrami połączonymi równolegle. Porównując sprężarkę jednocyldrową o określonej wydajności ze sprężarką wielocyldrową, o łącznej wydajności takiej samej jaką ma sprężarka jednocyldrowa, można stwierdzić, że w przypadku sprężarki wielocyldrowej można zmniejszyć pulsowanie wydajności oraz ułatwić chłodzenie gazu podczas kompresji. Wadą sprężarek wielocyldrowych jest ich bardziej złożona konstrukcja.



**Rys. 2.8.** Układy jednostopniowych sprężarek tłokowych

Wydajność sprężarki tłokowej wielocylindrowej z cylindrami połączonymi równoległe.

$$\dot{V} = \lambda V_s n i \quad [\text{m}^3/\text{min}] \quad (2.5.1)$$

gdzie:

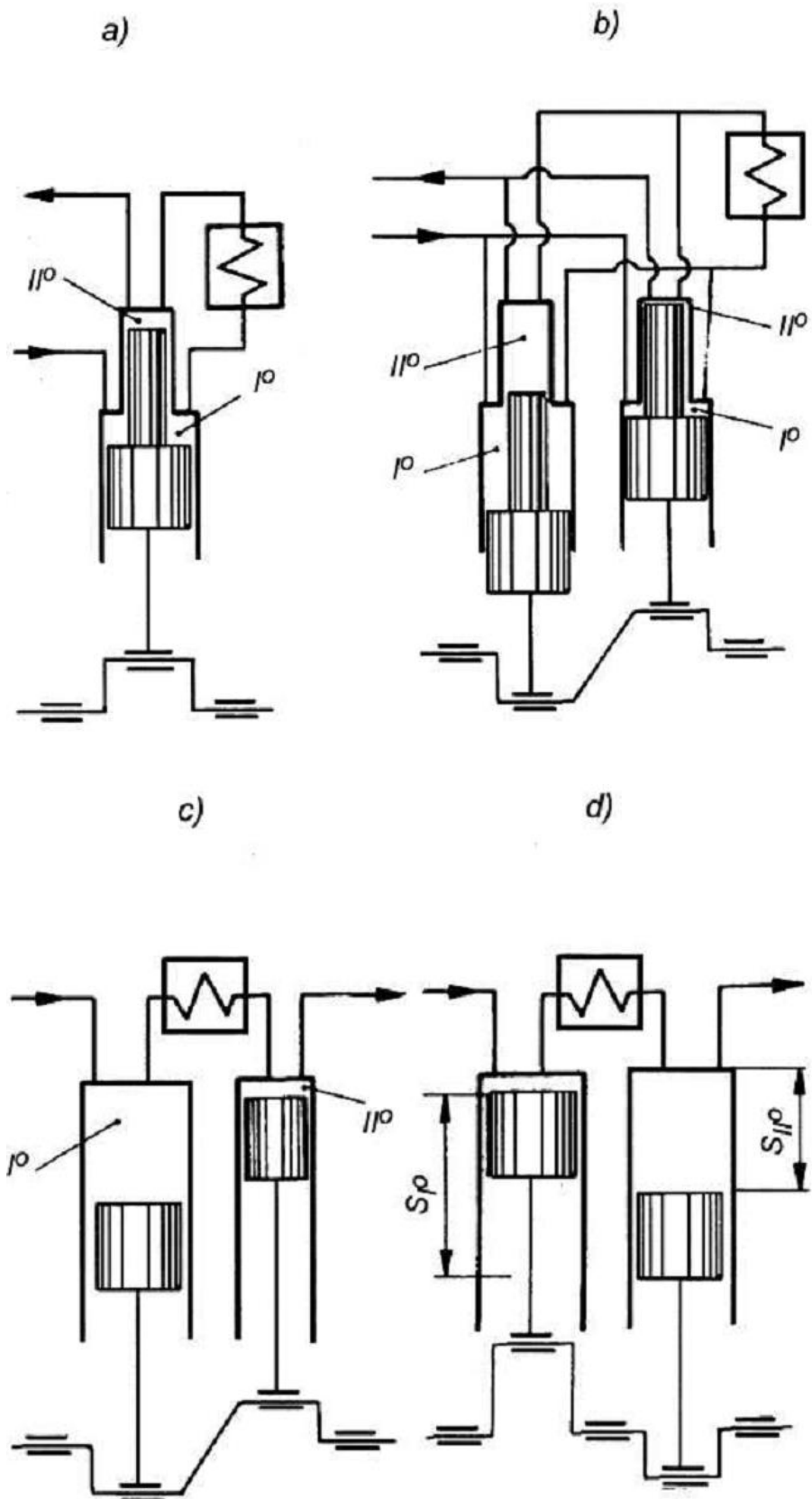
$\lambda$  – współczynnik przetłaczania

$V_s$  – objętość skokowa,

$n$  – ilość obrotów,

$i$  – liczba cylindrów,

Szeregowe połączenie cylindrów sprężarek z zastosowaniem chłodzenia międzystopniowego umożliwia uzyskanie wysokich spręży przy umiarkowanej temperaturze sprężonego gazu.



Rys. 2.9. Układy dwustopniowych sprężarek tłokowych:

a – jednotłokowy z tłokiem stopniowanym, b – dwutłokowy z tłokami stopniowanymi, c – dwutłokowy z tłokami o różnych średnicach, d – dwutłokowy o różnych średnicach i różnych skokach