

## 10. SPRĘŻARKA TŁOKOWA

Jedną z najprostszych maszyn roboczych jest sprężarka. Zadaniem sprężarki jest dostarczenie gazów lub par o podwyższonym ciśnieniu. Gazy sprężone są potrzebne w wielu dziedzinach techniki, poza tym sprężarki często są częścią bardziej złożonych urządzeń, np. chłodziarek, turbin gazowych. Sprężarka będzie tym lepsza, im mniej pracy pobierze na sprężenie 1 kg gazu.

Podstawowymi wielkościami określającymi i charakteryzującymi proces sprężania w sprężarkach są: stosunek ciśnienia końcowego do ciśnienia początkowego, nazywany sprężem, ciśnienie i temperatura końcowa czynnika tłoczonego, ilość czynnika przetłaczanego przez sprężarkę w jednostce czasu - tzw. wydatek, zapotrzebowanie energii na jednostkę masy [kg] lub objętości [m<sup>3</sup>] sprężonego czynnika oraz stosunek ilości czynnika rzeczywiście przetłoczonego w czasie jednego obrotu wału sprężarki do ilości czynnika odpowiadającej teoretycznej objętości sprężarki - tzw. współczynnik przetłaczania lub rzeczywisty współczynnik wydatku  $\lambda$ .

### 10.1. Typy sprężarek

Sprężarki w których sprężanie odbywa się okresowo są zaliczane do sprężarek wporowych. W zależności od sposobu realizacji procesu sprężania, dzieli się je następująco:

- sprężarki tłokowe - proces sprężania zachodzi w cylindrze, w którym porusza się tłok ruchem posuwisto-zwrotnym,
- sprężarki rotacyjne - proces sprężania jest realizowany za pomocą elementów wirujących, przez które gaz przepływa w sposób ciągły. Sprężarki te dzielą się z kolei na: łopatkowe, o jednym tłoku wykonującym ruch obrotowy - Rotasco, o dwóch tłokach wykonujących ruch obrotowy - Rootsa oraz sprężarki śrubowe.

Sprężarki w których ciśnienie końcowe czynnika tłoczonego jest osiąganę w jednym procesie sprężania noszą nazwę sprężarek jednostopniowych. Natomiast sprężarki, w których ciśnienie końcowe jest osiąganę w kilku kolejnych procesach sprężania pomiędzy którymi następuje ochładzanie czynnika – to sprężarki wielostopniowe.

Sprężarki tłokowe są dzielone na:

- jednostopniowe i wielostopniowe - w zależności od liczby stopni sprężania,
- jednostronnego lub dwustronnego działania - w zależności od tego, czy tłok spręża gaz po jednej czy po dwóch stronach,
- chłodzone powietrzem lub wodą,
- bezwodzikowe i wodzikowe - w zależności od tego czy układ korbowy zawiera wodzik czy nie.

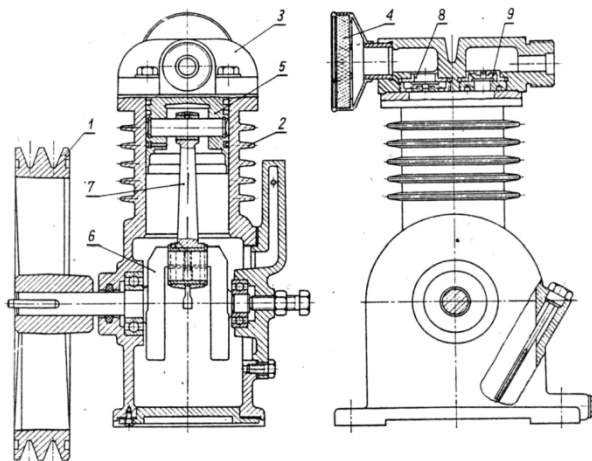
W małych i średnich sprężarkach są stosowane układy cylindrów pionowe lub widlaste. W średnich i dużych sprężarkach wolnobieżnych stosuje się układ kątowy w kształcie litery L lub układy leżące.

Cylindry sprężarek chłodzonych powietrzem są uźebrowane, a na wale korbowym umieszcza się wentylator powodujący wymuszony przepływ powietrza tak, aby omywało uźebrowanie,

chłodząc tym samym cylindry.

Cylindry sprężarek chłodzonych wodą są otoczone płaszczem wodnym stanowiącym część wodnego układu chłodzenia sprężarki z wymuszonym obiegiem wody.

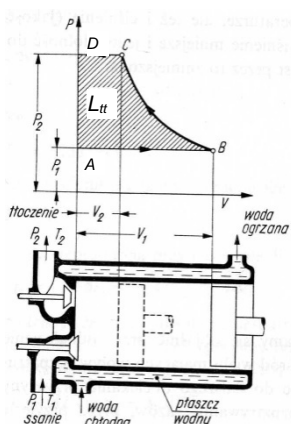
Zaletą sprężarek chłodzonych powietrzem, w porównaniu ze sprężarkami chłodzonymi wodą, jest brak wodnego układu chłodzenia, co umożliwia ich pracę przy temperaturze otoczenia niższej od  $0^{\circ}\text{C}$ . Wadą jest mniejsza intensywność chłodzenia (większy wykładnik politropy sprężania) niż przy chłodzeniu wodą.



**Rys.10.1.** Sprężarka tłokowa: 1 - koło pasowe z żebrami, 2- cylinder, 3 - głowica, 4 - filtr powietrza, 5 - tłok, 6 - wał korbowy, 7 - korbowód, 8 - zawór ssawny, 9 - zawór wylotowy

Na rys.10.1 jest przedstawiony przekrój sprężarki jednostopniowej, jednostronnie działającej, chłodzonej powietrzem, bezwodzikowej, o pionowym układzie cylindrów. Jest ona napędzana silnikiem elektrycznym poprzez przekładnię pasową. Uzębrowane koło pasowe spełnia rolę wentylatora.

## 10.2. Zasada działania sprężarki tłokowej



**Rys. 10.2.** Schemat i zasada działania sprężarki tłokowej

W sprężarce tłokowej (rys. 10.2) sprężanie gazu następuje na skutek posuwisto-zwrotnego

ruchu tłoka w cylindrze. Ruch posuwisto-zwrotny jest realizowany za pomocą mechanizmu korbowego napędzanego silnikiem elektrycznym lub spalinowym za pośrednictwem przekładni. Cykl pracy sprężarki jest realizowany podczas jednego obrotu wału korbowego.

Zasysanie gazu rozpoczyna się w chwili, gdy tłok znajdujący się w górnym zwrotnym położeniu (rys. 10.2, punkt A) zacznie przesuwać się w dół na skutek obrotu wału korbowego. Wówczas w cylindrze sprężarki wytwarza się podciśnienie. W wyniku różnicy ciśnień w cylindrze i kanale ssawnym otwiera się samoczynnie zawór ssawny. Przy ruchu tłoka w prawo, przez samoczynny zawór ssawny do cylindra wpływa sprężany czynnik o ciśnieniu  $p_1$  w rurociągu ssawnym. Napełnianie cylindra trwa tak długo, aż tłok dojdzie do dolnego zwrotnego położenia (punkt B). Przy tym położeniu tłoka teoretycznie zamyka się zawór ssawny. Przy ruchu powrotnym między punktami B i C tłok spręża zawarty w cylindrze czynnik, aż do osiągnięcia ciśnienia teoretycznie równego ciśnieniu w przewodzie tłocznym  $p_2$ . Wówczas samoczynny zawór tłoczny ulega otwarciu i w ciągu reszty suwu roboczego – pomiędzy punktami C i D - następuje wytlaczanie, usuwanie czynnika z cylindra. Wytlaczanie kończy się, gdy tłok osiągnie górne zwrotne położenie.

Teoretyczna praca wkładana przez silnik napędzający sprężarkę  $L_{tt}$  może być przedstawiona jako

$$L_{tt} = - \int_{p_1}^{p_2} V dp$$

### 10.3. Teoretyczny przebieg sprężania

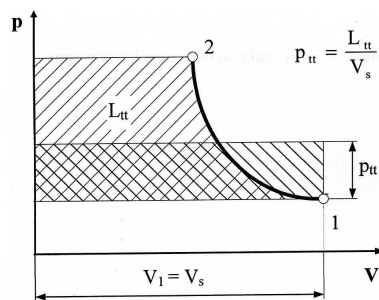
Teoretyczny proces sprężania rozpatruje się zazwyczaj w odniesieniu do sprężarki idealnej, która spełnia następujące założenia:

- nie ma przestrzeni szkodliwej (w rzeczywistości wewnątrz cylindra sprężarki musi istnieć przestrzeń umożliwiająca przemieszczanie się zaworów i niedopuszczająca do styku tłoka sprężarki z głowicą podczas pracy sprężarki, zwana objętością szkodliwą),
- podczas napełniania przestrzeni roboczej sprężarki oraz wytłaczania czynnika roboczego nie ma strat związanych z oporami przepływu, jak również nie ma przepływu ciepła między ściankami cylindra a czynnikiem sprężanym,
- wykładnik politropy procesu sprężania jest stały,
- nie występują straty powodowane siłami tarcia, nieszczelności itp.

Przebieg sprężania w idealnej sprężarce tłokowej jest przedstawiony na rys. 10.3. Stosunek ciśnień

$$\frac{p_2}{p_1} = \nu \tag{10.3.1}$$

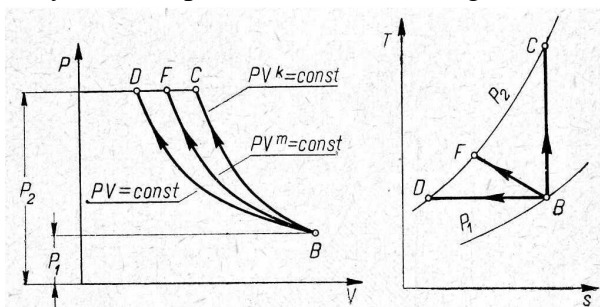
jest nazywany sprężem. Dla sprężarek tłokowych  $\nu > 3$ .



Rys. 10.3. Teoretyczny przebieg sprężania w sprężarce tłokowej bez przestrzeni szkodliwej

Przemiana sprężania może mieć różny przebieg, zależnie od warunków pracy sprężarki. Cylinder sprężarki jest chłodzony cieczą lub powietrzem, co wpływa korzystnie na jej pracę i nie pozwala na nadmierne nagrzanie się ścianek cylindra. W związku z tym, im wolniej będzie przebiegało sprężanie, tym intensywniej będzie chłodzony gaz i przemiana będzie zbliżała się do izotermi. Przeciwnie, przy szybkim sprężaniu przemiana będzie zbliżała się do adiabaty, gdyż gaz będzie oddawał bardzo mało ciepła, mając na to mało czasu. Przypadki przemiany izotermicznej i adiabatycznej są więc przypadkami skrajnymi, w rzeczywistości zaś można spodziewać się przemiany pośredniej, zbliżonej do politropy o wykładniku  $1 < m < k$ .

Porównanie różnych przemian sprężania wskazuje (rys. 10.4), że przy tych samych wartościach ciśnień początkowego i końcowego najmniejsza praca zostaje wykonana przy sprężaniu izotermicznym, największa przy sprężaniu adiabatycznym, z czego wynika, że w praktyce powinno dążyć się do sprężania izotermicznego.



Rys. 10.4. Porównanie pracy sprężania w różnych przemianach

W przypadku, gdy sprężanie odbywa się według politropy o wykładniku  $1 < m < k$ , teoretyczną pracę sprężania, która jest tutaj pracą techniczną, wyznacza się z następującej zależności (oznaczenia jak na rys. 10.3):

$$L_{tt} = \frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot V_s \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ [J]} \quad (10.3.2)$$

Z wyrażenia na pracę teoretyczną można wyznaczyć średnie nadciśnienie teoretyczne:

$$p_{tt} = \frac{L_{tt}}{V_s} = \frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ [Pa]} \quad (10.3.3)$$

Teoretyczny ładunek cylindra sprężarki otrzymuje się z równania stanu:

$$M_{\text{tcyl}} = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{p_1 \cdot V_s}{R \cdot T_1} \quad [\text{kg}] \quad (10.3.4)$$

Wydatek sprężarki przypadający na jeden suw roboczy wynosi:

$$M_{\text{tt}} = M_{\text{tcyl}} = \frac{p_1 \cdot V_s}{R \cdot T_1} \quad [\text{kg/cykl}] \quad (10.3.5)$$

Gdy sprężarka jest jednostronnego działania i składa się z jednego cylindra, to ilość suwów roboczych jest równa ilości obrotów wału korbowego sprężarki. Gdy jest zadana prędkość obrotowa  $n$  [obr/s], to teoretyczny wydatek sekundowy wyniesie:

$$\dot{M}_{\text{tt}} = M_{\text{tt}} \cdot n = \frac{p_1 \cdot V_s}{R \cdot T_1} n \quad \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (10.3.6)$$

Teoretyczna moc napędu sprężarki wynosi:

$$N_{\text{tt}} = \frac{L_{\text{tt}}}{t} \quad [\text{W}] \quad (10.3.7)$$

gdzie:  $t$  - czas realizacji jednego cyklu pracy sprężarki [s]

$$t = \frac{60}{n_{\text{spr}}} \quad [\text{s}] \quad \text{jeśli } n_{\text{spr}} \text{ [obr/min]}$$

$$t = \frac{1}{n_{\text{spr}}} \quad [\text{s}] \quad \text{jeśli } n_{\text{spr}} \text{ [obr/s]}$$

Jednostkowa praca sprężania (praca sprężania odniesiona do 1 kg gazu):

$$l_{\text{tt}} = \frac{L_{\text{tt}}}{M_{\text{tt}}} = \frac{m}{m-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad [\text{J/kg gazu}] \quad (10.3.8)$$

Praca jednostkowa nie zależy od objętości cylindra sprężarki.

Bezwzględna wartość ciepła odprowadzanego od sprężanego gazu rośnie ze wzrostem sprężu i zmniejszaniem wykładnika politropy od  $k$  do 1:

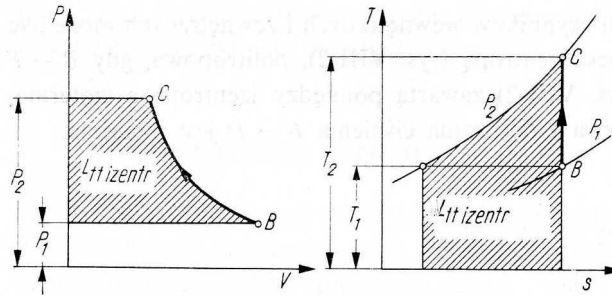
$$|Q_{1,2}| = M \cdot c \cdot (T_2 - T_1) = M \cdot c_v \cdot \frac{k-m}{m-1} \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

Najwięcej ciepła odprowadza się przy sprężaniu izotermicznym ( $m=1$ ):

$$|Q_{1,2}| = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = |L_{t1,2}|$$

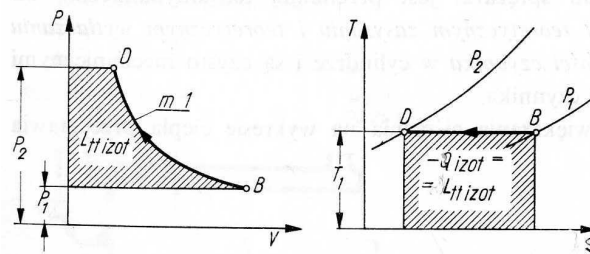
Izoterma i izentropa stanowią typowe przemiany sprężania, ale nie są granicznymi, bo przy bardzo intensywnym chłodzeniu można otrzymać przebieg poniżej izotermy, a przy sprężaniu z ogrzewaniem od wewnątrz albo przy znacznych stratach tarcia wewnętrznego, przebieg linii zwiększania ciśnienia może odchyłać się od izentropy w prawo.

Na wykresie ciepła powierzchnia pod krzywą przemiany przedstawia ciepło wymienione, gdy entropia rośnie – doprowadzone, gdy entropia maleje – odprowadzone od czynnika) i wobec tego, gdy sprężanie będzie adiabatyczne (teoretycznie izentropowe), ciepła na zewnątrz nie odprowadza się wcale, a teoretyczną pracę zasysania, izentropowego zwiększania ciśnienia i wyłaczania gazu poza cylinder przedstawia rys. 10.5.

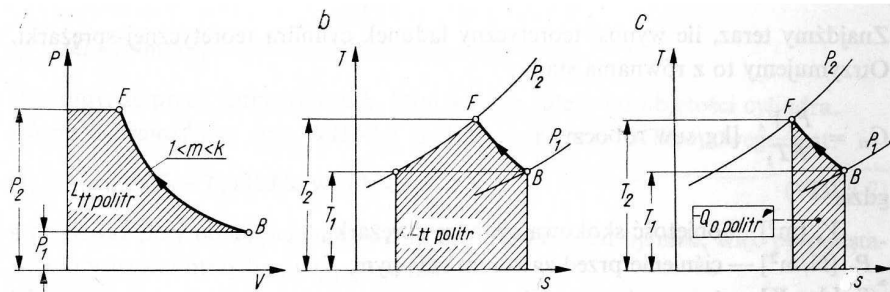


Rys. 10.5. Sprężanie izentropowe

Przy sprężaniu izotermicznym cały wkład pracy będzie odprowadzany w postaci ciepła chłodzenia (rys. 10.6). Przy zwiększaniu ciśnienia w sposób pośredni, np. według politropy o wykładniku  $1 < m < k$ , teoretyczną pracę sprężania przedstawiają powierzchnie na rys. 10.7a i 10.7b, natomiast ciepło chłodzenia gazu przy zwiększaniu ciśnienia przedstawia rys. 10.7c.



Rys. 10.6. Sprężanie izotermiczne



Rys. 10.7. Sprężanie politropowe

#### 10.4. Wpływ przestrzeni szkodliwej

Rozwiązania konstrukcyjne sprężarek tłokowych nie pozwalają na wytłoczenie całej ilości sprężonego czynnika z cylindra sprężarki. Nawet przy skrajnym położeniu tłoka musi istnieć, ze względu na niebezpieczeństwo uderzenia tłoka w głowicę, odstęp między głowicą cylindra a tłokiem. Rozrząd sprężarki sterujący dopływ i odpływ gazu z cylindra, zawiera zawsze przestrzeń połączoną z cylindrem. Przestrzeń te tworzą tzw. przestrzeń szkodliwą o objętości  $V_{sz}$ , z której czynnik sprężony nie może być wytłoczony, a przy powrotnym ruchu tłoka rozpręża się (rys. 10.8). Rozprężenie czynnika zawartego w przestrzeni szkodliwej powoduje zmniejszenie ilości zassanego czynnika. Zassanie zaczyna się dopiero w punkcie 4, gdy ciśnienie rozprężonego czynnika stanie się równe ciśnieniu zassania. Tłok nie zassie całej

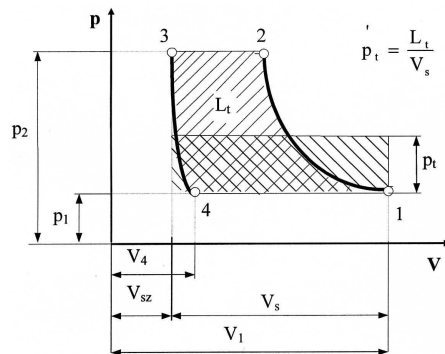
objętości skokowej  $V_s$ , a mniejszą ( $V_{sz} + V_s - V_4$ ). Działanie przestrzeni szkodliwej polega więc na zmniejszeniu ilości czynnika dostarczonego przez sprężarkę w jednostce czasu. Jest zatem źródłem strat o charakterze objętościowym powodujących, że objętość cylindra jest gorzej wykorzystana. Są scharakteryzowane współczynnikiem zasysania.

Przestrzeń szkodliwa jest charakteryzowana względną wartością przestrzeni szkodliwej, tj. stosunkiem jej objętości  $V_{sz} = V_3$  do objętości skokowej  $V_s = V_1 - V_{sz}$ , czyli

$$a = \frac{V_{sz}}{V_s} \quad (10.4.1)$$

która wynosi:

- dla sprężarek z rozrządem zaworowym  $a = 0,01 - 0,02$
- dla sprężarek z rozrządem suwakowym  $a = 0,03 - 0,04$ .



**Rys. 10.8.** Teoretyczny przebieg sprężania w sprężarce tłokowej z uwzględnieniem przestrzeni szkodliwej

Stosunek objętości czynnika  $V_1 - V_4$  zasysanej do cylindra przy ciśnieniu zasysania  $p_1$  do objętości skokowej  $V_s$ , czyli do objętości gazu, która mogłaby być zassana teoretycznie, jest nazywany objętościowym współczynnikiem zasysania i jest miarą wykorzystania objętości skokowej sprężarki

$$\eta_v = \frac{V_1 - V_4}{V_s} \quad (10.4.2)$$

Wyrażenie (10.4.2) można przekształcić do postaci

$$\eta_v = \frac{V_1 - V_4}{V_s} = \frac{V_{sz} + V_s - V_4}{V_s} = 1 + \frac{V_{sz}}{V_s} - \frac{V_4}{V_s} = 1 + a - \frac{V_4}{V_s} \quad (10.4.3)$$

Sprężarka z przestrzenią szkodliwą jest rozważana przy założeniu, że sprężanie i rozprężanie odbywa się według politropy o takim samym stałym wykładniku.

Ponieważ

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{m}} = \frac{V_4}{V_3} = \frac{V_4}{a \cdot V_s}$$

zatem

$$\eta_v = 1 - a \cdot \left[ \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - a \left( v^{\frac{1}{m}} - 1 \right) \quad (10.4.4)$$

Objętościowy współczynnik zasysania maleje wraz ze wzrostem względnej wartości przestrzeni szkodliwej  $a$  i sprężu  $v$ , natomiast rośnie ze wzrostem wykładnika politropy  $m$ .

Całkowity ładunek cylindra wynosi

$$M_{\text{cycl}} = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1} = \frac{p_1 \cdot (V_{sz} + V_s)}{R \cdot T_1} \quad [\text{kg}] \quad (10.4.5)$$

Wydatek sprężarki równy ilości ładunku wyłaczanego z cylindra, wynosi:

$$M_t = \frac{p_1 \cdot (V_{sz} + V_s - V_4)}{R \cdot T_1} \quad [\text{kg/cykl}] \quad (10.4.6)$$

Część ładunku jałowo sprężana w sprężarce wynosi:

$$M_{sz} = \frac{p_1 \cdot V_4}{R \cdot T_1} \quad [\text{kg}]$$

Teoretyczna praca napędu sprężarki z przestrzenią szkodliwą wyniesie:

$$L_t = L_{t1,2} - L_{t3,4}$$

W przypadku, gdy proces sprężania i rozprężania odbywa się według politropy o wykładniku  $1 < m < k$ , otrzymuje się:

$$L_t = \frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] - \frac{m}{m-1} \cdot p_4 \cdot V_4 \cdot \left[ \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

Ponieważ  $p_4 = p_1$  oraz  $p_3 = p_2$ , to:

$$L_t = \frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot (V_1 - V_4) \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] = \frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot (V_{sz} + V_3 - V_4) \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad [\text{J}] \quad (10.4.7)$$

Jednostkowa praca sprężania:

$$l_t = \frac{L_t}{M_t} = \frac{\frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot (V_{sz} + V_3 - V_4) \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]}{\frac{p_1 \cdot (V_{sz} + V_s - V_4)}{R \cdot T_1}} = \frac{m}{m-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad [\text{J/1 kg gazu}] \quad (10.4.8)$$

Średnie teoretyczne nadciśnienie sprężania:

$$p_t = \frac{L_t}{V_s} = \frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot \frac{V_{sz} + V_s - V_4}{V_s} \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad [\text{Pa}] \quad (10.4.9)$$

#### 10.4.1. Porównanie sprężarki bez przestrzeni szkodliwej i sprężarki z przestrzenią szkodliwą

Porównanie pracy napędu sprężarki  $L_t$  (4.7) i  $L_{tt}$  (3.2):

$$\frac{L_t}{L_{tt}} = \frac{\frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot (V_{sz} + V_s - V_4) \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]}{\frac{m}{m-1} \cdot p_1 \cdot V_s \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]} = \frac{V_{sz} + V_s - V_4}{V_s} = \eta_v$$

Porównanie jednostkowej pracy sprężania  $l_t$  (4.8) i  $l_{tt}$  (3.8):

$$l_t = l_{tt} = \frac{L_{tt}}{M_{tt}} = \frac{L_t}{M_t}$$

A więc praca dostarczenia jednego kilograma gazu w obu przypadkach jest taka sama.



Porównanie wydatku sprężarki  $M_t$  (4.6) i  $M_{tt}$  (3.5):

$$\frac{M_t}{M_{tt}} = \frac{\frac{p_1 \cdot (V_{sz} + V_s - V_4)}{R \cdot T_1}}{\frac{p_1 \cdot V_s}{R \cdot T_1}} = \frac{V_{sz} + V_s - V_4}{V_s} = \eta_v$$

### 10.5. Spręż graniczny

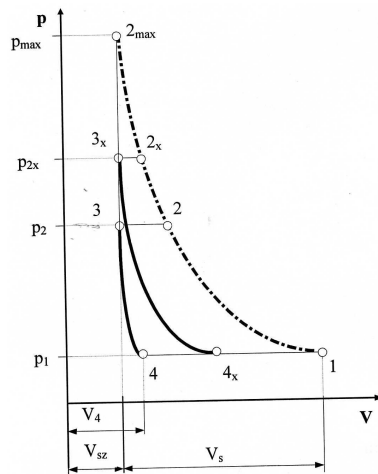
Spręż (10.3.1)  $\nu = \frac{p_2}{p_1}$  jest wielkością charakteryzującą sprężarkę. Maksymalne ciśnienie  $p_{2max}$  (rys. 10.5.1) możliwe do uzyskania w procesie sprężania o określonym wykładniku politropy  $m$  wynosi:

$$p_{2max} = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_{sz}}\right)^m \quad (10.5.1)$$

A zatem, największy spręż, zwany sprężem granicznym, teoretycznie możliwym do osiągnięcia w cylindrze sprężarki tłokowej wynosi:

$$\nu_{max} = \frac{p_{2max}}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V_{sz}}\right)^m = \left(\frac{V_{sz} + V_s}{V_{sz}}\right)^m = \left(1 + \frac{1}{a}\right)^m \quad (10.5.2)$$

gdzie:  $a = \frac{V_{sz}}{V_s}$  - względna objętość przestrzeni szkodliwej (10.4.1)



Rys. 10.9. Wykres wyjaśniający pojęcie sprężu granicznego

W miarę wzrostu ciśnienia sprężania  $p_2$ , wydatek sprężarki maleje (zmniejsza się odcinek 4 - 1, rys. 10.9). Przy sprężu granicznym wydatek sprężarki zanika, a cała zawartość cylindra przy ciśnieniu  $p_{2max}$  mieści się w przestrzeni szkodliwej i jest jałowo, sprężana i rozprężana. Linia sprężania teoretycznie pokrywa się z linią powrotnego rozprężania i powierzchnia pracy zanika. W rzeczywistej maszynie spręż graniczny może być znacznie mniejszy, a to przede wszystkim z powodu oporów stawianych przez zawory.

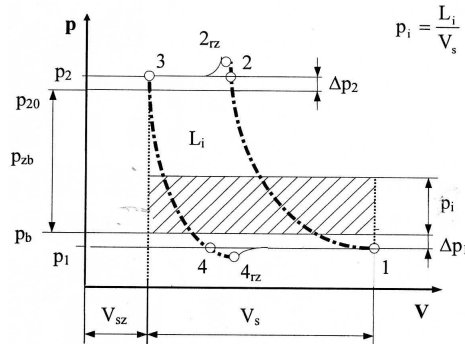
### 10.6. Porównanie wykresów pracy sprężarki

Rzeczywistą pracę, jaka musi być dostarczona do cylindra sprężarki można obliczyć, jeśli znany jest rzeczywisty przebieg ciśnienia w cylindrze podczas procesu sprężania, czyli tzw. wykres indykatorowy. Schematyczny wykres indykatorowy jest przedstawiony na rys. 10.10.

Praca reprezentowana przez ten wykres nosi nazwę pracy indykowanej  $L_i$ , przy czym można ją zapisać w postaci

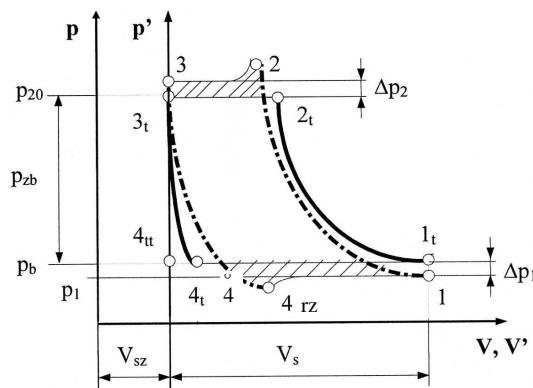
$$L_i = p_i \cdot V_s$$

gdzie  $p_i$  oznacza średnie ciśnienie indykowane, tzn. takie ciśnienie, które musiałyby działać na tłok, aby otrzymać pracę  $L_i$  przy pełnym suwie tłoka.



Rys. 10.10. Wykres indykatorowy sprężarki tłokowej

Na rys. 10.11 jest przedstawiony wykres indykatorowy oraz teoretyczne wykresy pracy sprężarki z uwzględnieniem przestrzeni szkodliwej i bez przestrzeni szkodliwej.



Rys. 10.11. Porównanie wykresu indykatorowego sprężarki tłokowej z wykresem teoretycznym z uwzględnieniem przestrzeni szkodliwej i bez przestrzeni szkodliwej

Punkty charakterystyczne wykresów są oznaczone następująco:

- w układzie współrzędnych  $p - V$ :
  - wykres rzeczywisty: 1- 2 -3 - 4<sub>rz</sub>,
  - wykres teoretyczny z przestrzenią szkodliwą: 1<sub>t</sub> -2<sub>t</sub> - 3<sub>t</sub> - 4<sub>t</sub>,
- w układzie współrzędnych  $p' - V'$ :
  - wykres teoretyczny bez przestrzeni szkodliwej: 1<sub>t</sub> - 2<sub>t</sub> - 3<sub>t</sub> - 4<sub>tt</sub>.

Rzeczywisty wykres pracy sprężarki w porównaniu z teoretycznym wykresem pracy sprężarki z przestrzenią szkodliwą wykazuje obecność dodatkowych powierzchni pracy (pola zakreskowane), traconej na wykonanie pracy wynikającej z pokonania podciśnienia zasysania  $\Delta p_1$  i nadciśnienia wytłaczania  $\Delta p_2$ . Rzeczywisty zawór ma prześwit przepływu ograniczony, przepływający zaś gaz ma względnie dużą prędkość, na której nadanie musi nastąpić spadek ciśnienia. Równocześnie pojawiają się, proporcjonalne do kwadratu prędkości, straty

hydrauliczne oporów przepływu, przyczyniające się dodatkowo do spadku ciśnienia. Na rysunku widać ponadto, że punktem otwarcia samoczynnych zaworów towarzyszy ekstremum oporów, gdyż różnica ciśnień musi pokonać siły bezwładności otwierających się zaworów. Wszystkie te opory są powodem, że we wnętrzu cylindra podczas ssania panuje ciśnienie mniejsze od ciśnienia  $p_b$ , a podczas wyłaczania większe od  $p_{20}$ . Wskutek tego, linia rozprężania powrotnego będzie przedłużona do punktu 4, linia zasysania zatem ulegnie skróceniu. Zasysany świeży ładunek cylindra ulegnie zmniejszeniu. W całkowitej objętości cylindra  $V_{sz}+V_s$  znajdzie się następująca ilość gazu:

$$M_i = \frac{(p_b - \Delta p_1) \cdot (V_{sz} + V_s - V_4)}{R \cdot T_1} \quad [\text{kg/cykl}] \quad (10.6.1)$$

Wydatek sprężarki będzie wyraźnie zmniejszony.

### 10.6.1. Wielkości porównawcze

Rzeczywista praca wykazana na wykresie indykatorowym i odniesiona do jednostki gazu

$$l_i = \frac{L_i}{M_i}$$

będzie większa od jednostkowej pracy teoretycznej  $l_t$ , a to z powodu wymienionych wcześniej strat. Stosunek tych jednostkowych prac nosi nazwę sprawności indykowanej:

$$\eta_i = \frac{l_{tt}}{l_i} = \frac{l_t}{l_i} \quad (10.6.2)$$

Podstawiając do (10.6.2)  $l_i = \frac{L_i}{m_i}$  oraz  $l_{tt} = \frac{L_{tt}}{M_{tt}}$

otrzymuje się

$$\eta_i = \frac{L_{tt}}{M_{tt}} \cdot \frac{M_i}{L_i} = \frac{M_i}{M_{tt}} \cdot \frac{L_{tt}}{L_i} \quad (10.6.3)$$

Stosunek  $\frac{M_i}{M_{tt}}$  jest nazywany współczynnikiem wydatku i oznaczany symbolem  $\lambda$ . A zatem:

$$\lambda = \frac{M_i}{M_{tt}} \quad (10.6.4)$$

Uwzględniając powyższą zależność w (10.6.3) otrzymuje się:

$$\eta_i = \lambda \cdot \frac{L_{tt}}{L_i} = \lambda \cdot \frac{p_{tt}}{p_i} = \lambda \cdot \frac{N_{tt}}{N_i} \quad (10.6.5)$$

Na skutek oporów mechanicznych napędu ruchomych części sprężarki, zewnętrzna moc  $N_s$  na kole zamachowym lub na sprzęgle łączącym sprężarkę z silnikiem, będzie większa od mocy wewnętrznej – indykowanej  $N_i$ . Względą miarą tych oporów jest sprawność mechaniczna sprężarki:

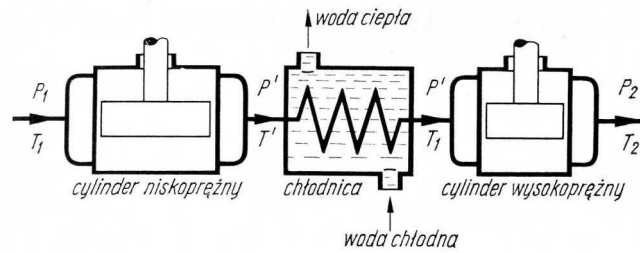
$$\eta_m = \frac{N_i}{N_s} \quad (10.6.6)$$

Iloczyn sprawności indykowanej i sprawności mechanicznej nazywa się sprawnością sprężarki:

$$\eta_s = \eta_m \cdot \eta_i = \frac{N_i}{N_s} \cdot \lambda \cdot \frac{N_{tt}}{N_i} = \lambda \cdot \frac{N_{tt}}{N_s} \quad (10.6.7)$$

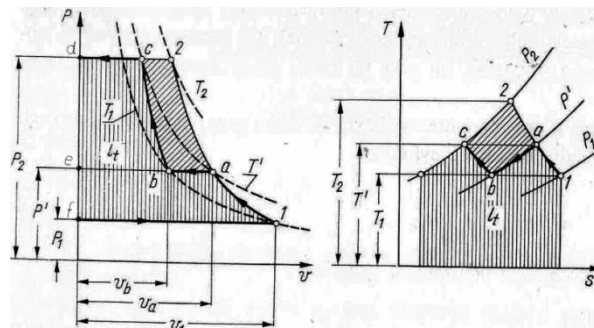
### 10.7. Sprężanie stopniowe

Sprężanie stopniowe stosuje się przy dużych sprężach, gdy ciśnienie końcowe jest duże a temperatura w końcu sprężania byłaby wtedy bardzo wysoka. Aby temu zapobiec, stosuje się sprężanie wielostopniowe, polegające na rozdzielaniu sprężu pomiędzy większą ilość cylindrów, np. na dwa, przy czym pomiędzy pierwszym stopniem sprężania - cylindrem niskopięrężnym, a drugim stopniem sprężania – cylindrem wysokopięrężnym, umieszczona jest chłodnica międzystopniowa (rys. 10.7.1). W chłodnicy gaz zostaje ochłodzony do temperatury początkowej i dopływa do następnego cylindra. Przebieg sprężania w układzie dwustopniowym jest pokazany na rys. 10.7.2 na wykresach pracy i ciepła.

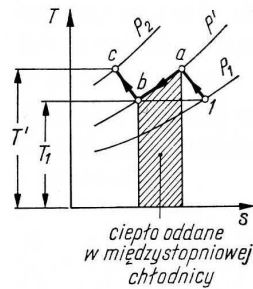


Rys. 10.7.1 Schemat sprężarki tłokowej o dwóch stopniach sprężania

Gaz o ciśnieniu  $p_1$  i temperaturze  $T_1$  zostaje zasysany do cylindra niskopięrężnego i sprężony w przemianie  $1-a$  do ciśnienia  $p_a$ . Następnie gaz jest chłodzony w chłodnicy międzystopniowej wzdłuż przemiany izobarycznej  $a-b$  do temperatury początkowej i zasysany do cylindra wysokopięrężnego. Ciepło odebrane w chłodnicy międzystopniowej jest pokazane osobno na rys. 10.7.3. Po sprężeniu w czasie przemiany  $b-c$  zostaje osiągnięte wymagane ciśnienie końcowe  $p_2$ . Gdyby sprężanie odbywało się w jednym cylindrze, wówczas stan końcowy byłby opisany punktem 2, w którym temperatura jest wyższa od temperatury punktu  $c$ . Tak więc dzięki zastosowaniu sprężania wielostopniowego zmniejszono temperaturę w końcu sprężania, ponadto zyskano na pracy. Przy sprężaniu jednostopniowym bowiem praca jest równoważna polu  $f-1-2-d-f$  na wykresie  $p-v$  na rys. 10.7.2, a przy sprężaniu dwustopniowym całkowita praca sprężania odpowiada polu  $f-1-a-b-c-d-f$ , które jest mniejsze od pola  $f-1-2-d-f$ . Różnica między tymi polami, czyli pole  $c-2-a-b$  stanowi różnicę między pracą sprężania jednostopniowego i dwustopniowego, a więc jest zyskiem spowodowanym stosowaniem sprężania wielostopniowego.



Rys. 10.7.2. Przebieg sprężania w sprężarce dwustopniowej



Rys. 10.7.3. Ciepło oddane w chłodnicy międzystopniowej

Wielkość międzystopniowego ciśnienia  $p'$  dobiera się zwykle z warunku, aby praca każdego stopnia była jednakowa.

Jeżeli proces sprężania do końcowego ciśnienia będzie przebiegał według politropy o wykładniku  $m$ , to praca sprężania do końcowego ciśnienia  $p_2$  wynosi:

$$l_t = \frac{m}{m-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

Jeżeli sprężanie w obu stopniach przebiega według politrop o tych samych wykładnikach  $m$  to praca pierwszego stopnia wynosi:

$$l_{t1} = \frac{m}{m-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p'}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

a praca sprężania drugiego stopnia:

$$l_{t2} = \frac{m}{m-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p'} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

Po przyrównaniu tych prac otrzymuje się:

$$\frac{p'}{p_1} = \frac{p_2}{p'}$$

To znaczy, że sprężę w poszczególnych stopniach są jednakowe, a zatem:

$$p' = \sqrt{p_1 \cdot p_2}$$

## 10.8. Oddziaływanie ścianek cylindra

W przeciwieństwie do strat objętościowych nie powodujących konieczności zwiększenia pracy potrzebnej do sprężania, a wpływających jedynie na gorsze wykorzystanie samej sprężarki, w sprężarce rzeczywistej zachodzą straty energetyczne, powodujące zwiększenie pracy potrzebnej do sprężenia jednostki masy gazu. Tego rodzaju strata powstaje w wyniku oddziaływania metalowych ścianek cylindra.

Temperatura gazu znajdującego się w cylindrze ulega okresowym zmianom podczas pracy sprężarki. Zmianom będzie również ulegała temperatura ścianek cylindra, znajdujących się w ciągłym kontakcie z gazem. Wskutek bezwładności cieplnej oraz dużej pojemności cieplnej masy cylindra sprężarki temperatura jego ścianek podlega mniejszym zmianom niż temperatura gazu. W okresie zasysania gazu styka się więc on z cieplejszymi ściankami cylindra i pobiera od nich ciepło zwiększając swoją temperaturę oraz objętość właściwą. W końcu zasysania

temperatura gazu w cylindrze jest wyższa niż temperatura gazu zasysanego, a więc w objętości cylindra znajdzie się mniejsza masa gazu niż wówczas, gdyby jego temperatura była równa temperaturze gazu zasysanego. Można to wykazać porównując masę gazu  $M_o$  zassanego w przypadku, gdy jego temperatura w końcu zasysania jest równa temperaturze gazu zasysanego  $T_o$  z masą  $M_r$  zassanego wówczas, gdy gaz ogrzewa się od ścianki cylindra do temperatury  $T_r > T_o$ . Masa  $M_o$  jest równa

$$M_o = \frac{p \cdot V}{R \cdot T_o}$$

masa  $M_r$  zaś

$$M_r = \frac{p \cdot V}{R \cdot T_r}$$

Ponieważ w obu przypadkach ciśnienia  $p$  i objętości zassanego gazu są takie same, zaś  $T_r > T_o$ , musi więc być słuszna nierówność

$$M_o > M_r$$

Praca, którą trzeba włożyć w sprężenie masy gazu  $M_o$  i  $M_r$ , jest w przybliżeniu taka sama, więc wobec  $M_o > M_r$  do sprężenia 1 kg gazu w przypadku, gdy ogrzewa się on od ścianek cylindra, potrzebna jest większa praca. Oddziaływanie metalowych ścianek cylindra stanowi więc rzeczywiście stratę energetyczną.

Sprężanie wielostopniowe powoduje zmniejszenie strat przez oddziaływanie ścianek cylindra, gdyż wówczas w każdym stopniu przyrost temperatury jest mniejszy niż przy sprężaniu jednostopniowym. Wskutek tego zasysany gaz podgrzewa się mniej i różnica między wartościami  $M_o$  oraz  $M_r$  jest mniejsza niż przy sprężaniu jednostopniowym.