

# BADANIE SPRĘŻARKI TŁOKOWEJ.

## Definicja i podział sprężarek

Sprężarkami ( lub kompresorami ) nazywamy maszyny przepływowe, służące do podwyższania ciśnienia gazu w celu zmagazynowania go w zbiorniku. Gaz o podwyższonym (wysokim) ciśnieniu może być wykorzystany np. do napędu maszyn i urządzeń pneumatycznych .

## Podział sprężarek

Według zasady działania sprężarki dzielimy na:

- wyporowe
- wirowe
- strumieniowe

Sprężarki wyporowe dzielimy na:

- tłokowe
- rotacyjne
- membranowe

Inny podział to: jednostopniowe, wielostopniowe, jedno- i wielocylindrowe, powietrzne lub gazowe , stacyjne lub trakcyjne i jednostronnego lub dwustronnego działania tłoka.

## Wykres indykatorowy i zasada działania jednostopniowej sprężarki tłokowej.

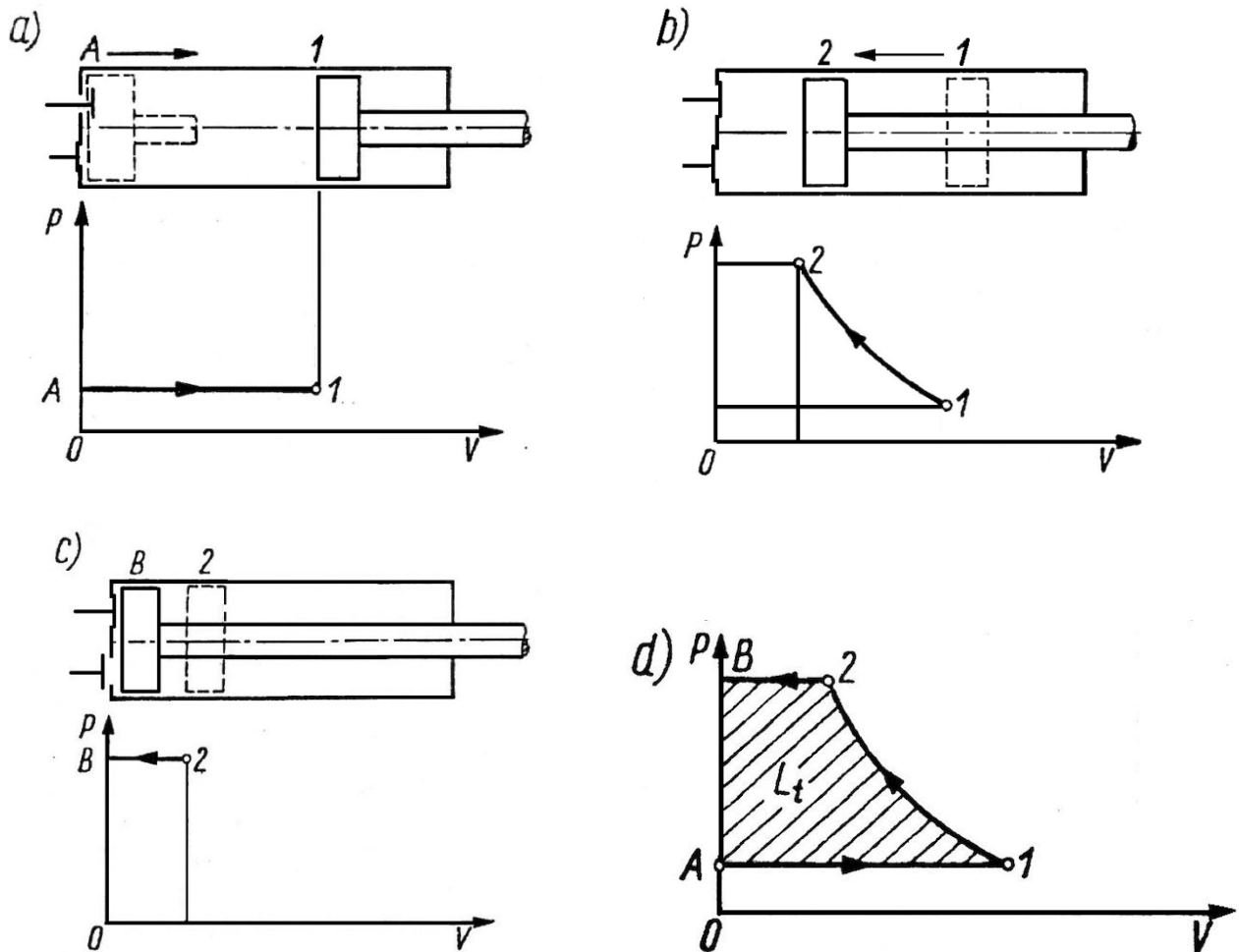
Zasadę działania najlepiej wyjaśnić na podstawie wykresu indykatorowego.

Rozpatrzmy zasadę działania sprężarki adiabatycznej- idealnej. Tłok 1 jest poruszany silnikiem napędowym za pomocą mechanizmu korbowego i wykonuje w cylindrze 2, ruchy posuwisto – zwrotne. W głowicy cylindra są dwa zawory: ssawny 3 i tłoczny 4, otwierające się samoczynnie pod wpływem różnicy ciśnień i zamykające pod wpływem obciążenia. Sprężarka ta ma zaizolowany cylinder a cykl pracy składa się z trzech przemian :

A-1 ssanie, jest to przemiana otwarta podczas , której tłok przesuwają się od zewnętrznego martwego punktu, w którym dotyka dna cylindra, aż do wewnętrznego martwego punktu zasysając przez otwarty zawór ssący czynnik do cylindra. Podczas tej przemiany ciśnienie jest stałe i równe ciśnieniu panującemu w przestrzeni, z której zasysany jest czynnik.

1 - 2 sprężanie, jest to przemiana adiabatyczna odwracalna zamknięta (zawory zamknięte), podczas której tłok porusza się w przeciwnym kierunku powodując wzrost ciśnienia czynnika aż do ciśnienia panującego w rurociągu tłocznym.

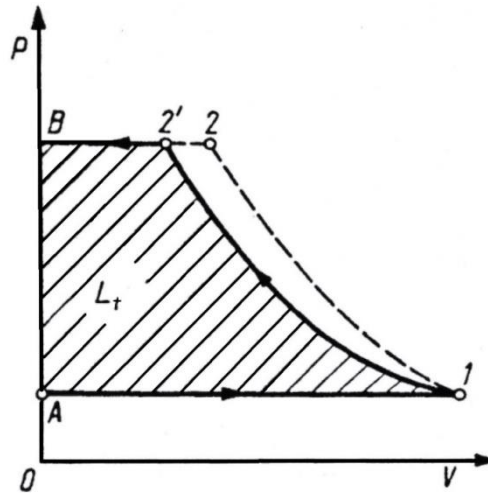
2 - B tłoczenie, jest to przemiana otwarta, podczas której tłok porusza się nadal w tym samym kierunku co podczas przemiany 1 - 2, wytłaczając przez otwarty zawór tłoczący czynnik z cylindra, ciśnienie w cylindrze w czasie tej przemiany jest stałe i równe ciśnieniu panującemu w rurociągu tłocznym.



Rys.1. Praca sprężarki idealnej: a) ssanie, b) sprężanie, c) tłoczenie, d) praca jednego cyklu

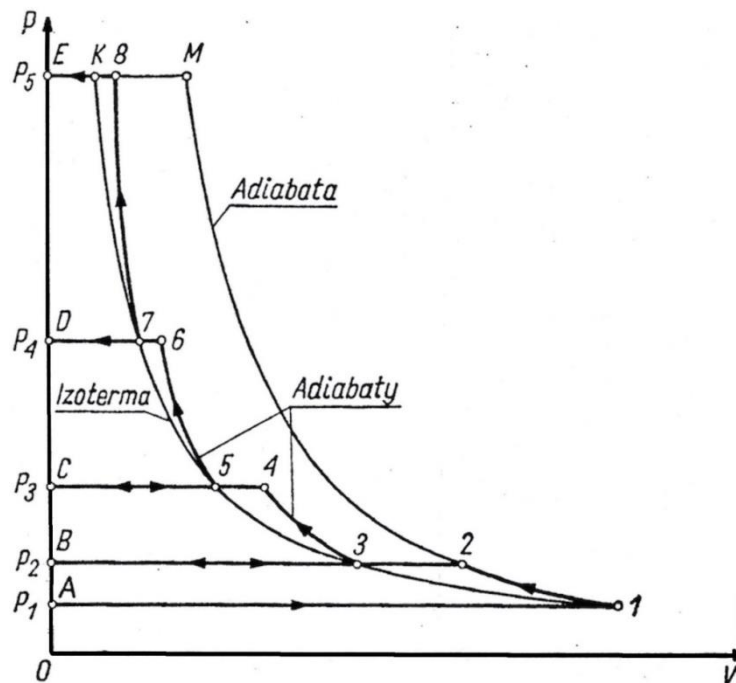
Praca jednego cyklu idealnej sprężarki adiabatycznej jest równa pracy technicznej przemiany 1 - 2 (pole A-1-2-B-A). Praca ta ma wartość ujemną, gdyż musimy ją do układu dostarczyć. W celu zmniejszenia tej pracy staramy się czynnik sprężyć izotermicznie. Praca włożona podczas jednego takiego cyklu przedstawiona jest polem a- b'-c-d-a, rys.2. Aby jednak temperatura czynnika podczas sprężania nie podnosiła się, musimy cylinder energicznie

chłodzić. Czynnik dostarczany przez taką sprężarkę będzie miał takie samo ciśnienie jak w przypadku sprężarki adiabatycznej, ale jego temperatura będzie znacznie niższa.

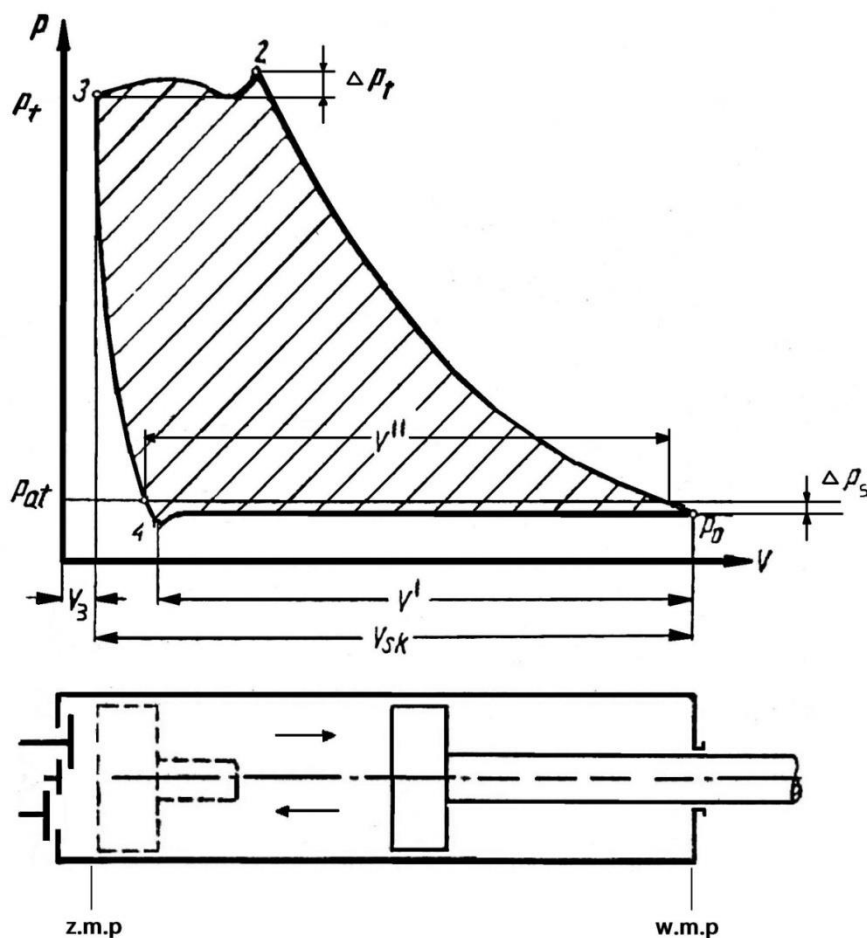


Rys. 2. Porównanie pracy sprężarki izotermicznej z pracą sprężarki adiabatycznej.

W praktyce nie da się chłodzić cylindra tak energicznie, aby temperatura się nie podnosiła. Sprężanie więc odbywa się według przemiany pośredniej przebiegającej między adiabatą a izotermą czyli politropą. W tych przypadkach, w których zachodzi konieczność sprężania gazu do wysokich ciśnień, praktycznym okazało się zastosowanie sprężarek wielostopniowych, w których czynnik jest chłodzony między poszczególnymi stopniami .



Rys.3. Wykres pracy idealnej 4- stopniowej sprężarki z chłodzenie międzystopniowym.



Rys. 4. Wykres pracy jednostopniowej sprężarki rzeczywistej

Na rys. 4 przedstawiono wykres pracy sprężarki rzeczywistej. W sprężarce tej tłok nie dosuwa się do samego dna cylindra. Wskutek tego w chwili gdy tłok po zakończeniu tłoczenia znajduje się w punkcie zwrotnym ( zewnętrzny martwy punkt ), pozostaje jeszcze między nim a dnem tłoka wypełniona gazem niewielka przestrzeń, którą nazywamy przestrzenią szkodliwą i oznaczamy  $V_3$ . Od punktu 3 (z.m.p.) do pkt. 4 następuje *rozprężanie* gazu, który pozostał w przestrzeni szkodliwej; podczas tej przemiany obydwa zawory ( a zwłaszcza ssący) są zamknięte . Zawór ssący otwiera się dopiero z chwilą kiedy cały gaz z przestrzeni szkodliwej  $V_3$  rozpręży się, poniżej ciśnienia  $p_{at}$  panującego na zewnątrz cylindra do wartości  $p_1$ . Wartość tego ciśnienia zależy od ciśnienia zasysanego czynnika  $p_{at}$ , od oporów filtra przewodu ssawnego oraz zaworów sprężarki. Ze względu na to, że zawory działają samoczynnie (pod wpływem różnicy ciśnień), zasysanie czynnika rozpocznie się dopiero w punkcie 4 a zakończy w pkt .1 (zewnętrzny martwy punkt). Sprężarka zassie czynnik o objętości  $V'$  zamiast o objętości skokowej  $V_{sk}$ , odcinek 4 – 1 na wykresie to *ssanie*. Różnica  $P_{at} - P_1 = \Delta P_s$  jest równa sumie oporów tłumika, filtra, przewodu i zaworu ssawnego.

Przyjmuje się, że  $\Delta P_s = (5 \div 10)\% P_s$ .

Na skutek bezwładności płytki zaworu w momencie jej otwarcia następuje zanikające drganie, uwidocznione w punkcie 4 wykresu. W taki sam sposób zachowuje się płytka zaworu tłocznego po zakończeniu cyklu sprężania.

1 – 2 *sprężanie* ; podczas tej przemiany obydwie zawory są zamknięte. Otwarcie zaworu tłocznego następuje kiedy ciśnienie sprężonego powietrza jest wyraźnie wyższe od ciśnienia gazu w rurociągu tłocznym i oporów w tym przewodzie, gdyż różnica ciśnień musi spowodować otwarcie tegoż zaworu.

Przyjmuje się, że  $\Delta p_t = (3 \div 5)\% p_t$

2 – 3 *tłoczenie*; w przemianie tej podczas wtłaczania gazu do zbiornika ciśnienie w cylindrze nieco spada, jest jednak przez cały czas trwania tej przemiany nieco wyższe od ciśnienia w rurociągu tłoczącym.

Czynniki wpływające na zmniejszenie objętości zasysanej  $V'$ .

W czasie suwu tłoka odz.m.p. do w.m.p. następuje rozprężanie gazu z przestrzeni szkodliwej i napełnianie cylindra. Gdyby nie było tej przestrzeni, do cylindra zassana zostałaby objętość gazu równa objętości skokowej, a tak zassana jest tylko objętość  $V'$ . Widać z tego, że objętość przestrzeni szkodliwej, co oddaje nazwa, oddziałuje niekorzystnie na wydajność sprężarki, w związku z tym nie powinna ona być zbyt duża. Podczas zasysania gazu z otoczenia następuje jego nagrzewanie się od ścianek cylindra. Powoduje to wzrost objętości gazu, w wyniku czego do cylindra zostaje zassana mniejsza jego ilość. Zjawisko to nazywamy cieplnym oddziaływaniem ścianek cylindra i powoduje zmniejszenie wydajności sprężarki. W początkowym okresie sprężania 1 – 2 również występuje ogrzewanie się gazu od ścianek cylindra do chwili kiedy temperatura gazu nie przekroczy temp. ścianek cylindra, które zaczynają chłodzić gaz. Podczas rozprężania kolejność jest odwrotna – najpierw gaz jest chłodzony a następnie ogrzewany przez ścianki cylindra. Ciepłe oddziaływanie zależy od przede wszystkim od prędkości tłoka (obrotów wału), stosunku sprężania  $p_2/p_1$  i od chłodzenia cylindra.

Zmniejszenie wydajności spowodowane jest też takimi czynnikami jak, nieszczelnościami na tłoku i zaworach oraz stratami ciśnienia (opory przepływu). Wszystkie oddziaływania uwzględnia współczynnik objętościowy  $\lambda$  wyrażony jako iloczyn.

$$\lambda = \lambda_s \cdot \lambda_d \cdot \lambda_g \cdot \lambda_n$$

### **Rzeczywisty współczynnik objętościowy.**

Rzeczywisty współczynnik objętościowy  $\lambda$  jest zdefiniowany jako stosunek rzeczywistej wydajności sprężarki  $\dot{V}_{rz}$  do jej wydajności teoretycznej  $\dot{V}_t$ . Nazywany jest on również współczynnikiem napełniania sprężarki

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{rz}}{\dot{V}_t}$$

Uwzględnia on zmniejszenie wydajności sprężarki spowodowane

- istnieniem przestrzeni szkodliwej  $\lambda_s$
- oporami przepływu na ssaniu  $\lambda_d$
- cieplnym oddziaływaniem ścianek  $\lambda_g$
- nieszczelnościami w cylindrze  $\lambda_n$

Wielkość w/w współczynników określa się na podstawie wykresu indykatorowego sprężarki rzeczywistej i oblicza wg. wzorów:

- objętościowy współczynnik przestrzeni szkodliwej  $\lambda_s$

$$\lambda_s = \frac{\dot{V}'}{V_s} = \frac{V_s - V_3 - V_4}{V_s}$$

- współczynnik oporów (dławienia)  $\lambda_d$

$$\lambda_d = \frac{p_1}{p_s} = \frac{p_1}{p_1 + \Delta p_s} = \frac{V''}{V'}$$

- współczynnik grzania ścian cylindra  $\lambda_g$

$$\lambda_g = \frac{T_s}{T_g}$$

$$= \frac{\text{temperatura gazu zasysanego}}{\text{temp. gazu w cylindrze w chwili zamknięcia zaworu ssawnego}}$$

$$\lambda_g = 1 - 0,01\varepsilon$$

gdzie:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$$

- współczynnik nieszczelności  $\lambda_n$ , uwzględnia szczelność tłoka (pierścieni tłokowych) oraz zaworów

$$\lambda_n = 0,995 \div 0,97$$

Rzeczywisty współczynnik objętościowy  $\lambda$  przyjmuje wartości

$$\lambda = 0,65 \div 0,92$$

małe sprężarki wysokie ciśnienie    duże sprężarki niskie ciśnienie

**Rzeczywista wydajność sprężarki**  $\dot{V}_{rz}$  – mierzona w przewodzie tłocznym

$$\dot{V}_{rz} = \lambda \cdot \dot{V}_t \text{ [m}^3/\text{s]}$$

$$\dot{V}_t = V_{sk} \cdot i \cdot \frac{n}{60} \text{ [m}^3/\text{s]}$$

gdzie :

$\dot{V}_t$  – teoretyczna wydajność sprężarki odniesiona do parametrów  $(p_s, T_s)$

$V_{sk}$  – objętość skokowa  $[\text{m}^3]$

$i$  – liczba cylindrów

$n$  – liczba obrotów  $[\text{obroty}/\text{min}]$

**Moc indykowana (wewnętrzna) sprężarki -  $N_i$**

Moc indykowana jednego cylindra  $N_i$  jest to strumień energii rzeczywiście przekazywany czynnikowi roboczemu wewnątrz cylindra. Znając średnie ciśnienie indykowane  $p_{i\ \acute{s}r}$  oraz strumień objętości skokowej  $\dot{V}_s$  moc wewnętrzną oblicza się wg. wzoru

$$N_i = \dot{V}_s \cdot p_{i\ \acute{s}r}$$

$$\dot{V}_s = \frac{\pi D^2}{4} \cdot s \cdot \frac{n}{60}$$

gdzie:

$D$  – średnica tłoka  $[\text{m}]$ ,

$s$  - skok tłoka  $[\text{m}]$ ,

$n$  - obroty korby  $[\text{obroty}/\text{min}]$

$p_{i\ \acute{s}r}$  - średnie ciśnienie indykowane obliczone z wykresu indykatorowego

W przypadku sprężarki idealnej posługujemy się pojęciem mocy użytecznej (teoretycznej), która w przeciwieństwie do mocy indykowanej nie uwzględnia strat występujących w procesie sprężania oraz strat przepływu do i z cylindra.

## Sprawność mechaniczna sprężarki $\eta_m$

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_w} = \frac{\text{moc wewnętrzna}}{\text{moc na wale}}$$

gdzie:

$$\eta_m = 0,9 \div 0,96 \text{ dla dużych i średnich sprężarek wolnobieżnych}$$

$$\eta_m = 0,8 \div 0,9 \text{ dla małych sprężarek szybkobieżnych}$$

Z powyższego wzoru można obliczyć moc na wale sprężarki w celu dobrania silnika .

## Badanie sprężarki tłokowej

Badanie sprężarki tłokowej obejmuje pomiary następujących wielkości:

- pomiar wydajności oraz określenie rzeczywistego współczynnika objętościowego
- pomiar parametrów stanu na ssaniu i tłoczeniu dla poszczególnych stopni sprężarki
- pomiar mocy indykowanej, mocy na wale, ilości obrotów
- określenie sprawności mechanicznej sprężarki,
- pomiar ciepła pobranego przez czynnik chłodzący,
- analizę wykresów indykatorowych

## Metody pomiaru rzeczywistej wydajności sprężarki

- 1.) na podstawie wykresu indykatorowego
- 2.) metodą napełniania zbiornika
- 3.) za pomocą zwężek pomiarowych
- 4.) na podstawie bilansu wymiennika ciepła

ad 1.) Pomiar na podstawie wykresu indykatorowego

Metoda ta sprowadza się do określenia indykowanego współczynnika objętościowego  $\lambda_i$  na podstawie wykresu indykatorowego sprężarki, zdjętego podczas pomiarów przy ustalonych warunkach pracy

$$\dot{V} = \lambda_i \cdot \lambda_{gn} \cdot V_{sk} \cdot i \cdot \frac{n}{60}$$

$$\lambda_i = \frac{V''}{V_{sk}}$$



$$\lambda_{gn} = \lambda_g \cdot \lambda_n - \text{można ustalić na podstawie tablic}$$

ad 2.) Pomiar metodą napełniania zbiornika

Metoda ta polega na określeniu masy czynnika wtłaczanego do zbiornika w określonym czasie  $\tau$ . Znając objętość zbiornika  $V_z$  i stałą gazową czynnika  $R$  oraz mierząc ciśnienie i temperaturę przed i po napełnieniu zbiornika, na podstawie równania stanu gazu określa się wydajność rzeczywistą sprężarki.

$$p_1 V_z = m_1 R T_1$$

$$p_2 V_z = m_2 R T_2$$

$$\dot{m} = \frac{V_z}{\tau R} \left( \frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right) [kg/s]$$

$$\dot{V} = \dot{m} v_s = \dot{m} \cdot \frac{1}{\rho_s} [m^3/s]$$

gdzie:

$v_s$  – objętość właściwa zasysanego gazu

$$v_s = \frac{RT_s}{p_s}, \quad \text{zwykle} \quad v_s = \frac{RT_{ot}}{p_{ot}}$$

dla powietrza  $R = 287,08 [J/kg K]$

ad 3.) Pomiar wydajności sprężarki za pomocą zwężek pomiarowych.

Metoda ta posiada ograniczone zastosowanie dla dokładnych pomiarów ze względu na pulsacyjny charakter przepływu gazu. Daje ona dobre wyniki jedynie dla pomiarów czynnika o niskiej pulsacji przepływu. W zależności od rozmieszczenia zwężki istnieje kilka sposobów pomiaru wydajności, które opisuje norma PN- 93/M-5395/01 ( str. 61 załącznik do normy ).

ad 4.) Określenie wydajności sprężarki na podstawie bilansu chłodnicy

Aby określić wydajność za pomocą tej metody, należy na przewodzie tłocznym umieścić wymiennik chłodzony wodą. Określa się masę wody przepływającą przez wymiennik w czasie  $\tau$  i przyrost jej temperatury  $\Delta t_w$  a następnie spadek entalpii na wejściu i wyjściu z wymiennika. Układając następnie bilans można obliczyć ilość czynnika przepływającego w czasie  $\tau$

$$\dot{m} \cdot |i_1 - i_2| = m_w \cdot c_p \cdot \Delta t_w$$

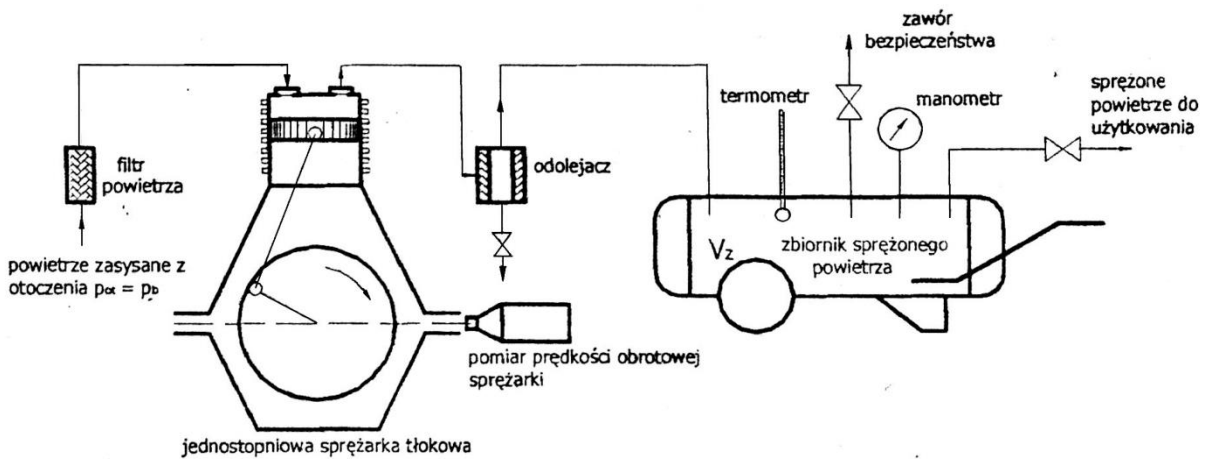
$$\dot{m} = \frac{m_W \cdot c_p \cdot \Delta t_W}{\Delta i}$$

Metoda ta ma zastosowanie głównie przy określaniu wydajności sprężarek chłodniczych.

## Cel ćwiczenia.

Celem ćwiczenia jest pomiar parametrów przepływowych ( rzeczywistej wydajności jednostopniowej sprężarki tłokowej) i określenie jej rzeczywistego współczynnika objętościowego .

## 2. Schemat stanowiska pomiarowego



Rys. 5. Schemat stanowiska pomiarowego.

1-filtr powietrza, 2 – korpus sprężarki, 3 – mechanizm korbowo-tłokowy, 4 – żebra, 5 – zawór ssania, 6 – zawór tłoczenia, 7 – odolejacz, 8 – zbiornik, 9 – zawór bezpieczeństwa, 10 – termometr, 11 – manometr, 12 – zawór odcinający, 13 – magistrala odbiorcza, 14 – pomiar obrotów wału sprężarki

## 3. Wielkości wyjściowe

a.) Podstawowe dane sprężarki i zbiornika

$D = 70 \text{ mm}$                       średnica tłoka  
 $s = 65 \text{ mm}$                       skok tłoka  
 $i = 1$                                       ilość cylindrów  
 $n = \dots [obr/min]$               ilość obrotów wału sprężarki  
 $V_z = 0,135 [m^3]$               objętość zbiornika sprężarki

b.) Parametry sprężanego gazu

Rodzaj sprężanego gazu – *powietrze zasysane z otoczenia*  
 $p_{ot} = p_b = \dots [Pa]$ - ciśnienie zasysanego gazu

$$t_{ot} = t_s = \dots\dots\dots [^{\circ}C]$$

$R = 287,1 [J/kgK]$  - stała gazowa powietrza

c.) Parametry w zbiorniku sprężarki na początku (indeks 1) i na końcu (indeks 2) pomiaru :

$$p_{1n} = \dots\dots\dots[kG/cm^2] = \dots\dots\dots [Pa]$$

$$p_{2n} = \dots\dots\dots [kG/cm^2] = \dots\dots\dots [Pa]$$

$$t_1 = \dots\dots\dots[^{\circ}C] = \dots\dots\dots [K]$$

$$t_2 = \dots\dots\dots [^{\circ}C] = \dots\dots\dots [K]$$

#### 4. Obliczenia

Rzeczywisty współczynnik objętościowy wyznaczymy wg. znanej zależności

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{rZ}}{\dot{V}_{teor}}, \quad \text{gdzie} \quad \dot{V}_{teor} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot s \cdot i \cdot \frac{n}{60} [m^3/s]$$

Wyznaczenie rzeczywistej wydajności objętościowej  $\dot{V}_{rZ}$  oraz rzeczywistego współczynnika objętościowego  $\lambda$  zostanie dokonane metodą napełniania zbiornika, która została opisana już wcześniej.

$$p_1 = p_b + p_{1N}[Pa]T_1 = 273.15 + t_1[K]$$

$$p_2 = p_b + p_{2N}[Pa]T_2 = 273,15 + t_2[K]$$

$$p_1 \cdot V_z = m_1 \cdot R \cdot T_1 \quad \text{równanie stanu gazu – początek napełniania}$$

$$p_2 \cdot V_z = m_2 \cdot R \cdot T_2 \quad \text{równanie stanu gazu – koniec napełniania}$$

Masy gazu w chwili rozpoczęcia i zakończenia napełniania zbiornika :

$$(1) \quad m_1 = \frac{p_1 \cdot V_z}{R \cdot T_1} \qquad (2) \quad m_2 = \frac{p_2 \cdot V_z}{R \cdot T_2}$$

$$(3) \quad \dot{m} = \frac{m_2 - m_1}{\tau}$$

Uwzględniając (1) i (2) w (3) wyznaczamy masową wydajność rzeczywistą :

$$\dot{m} = \frac{V_z}{\tau \cdot R} \cdot \left( \frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right) [kg/s]$$

zaś objętościowa wydajność rzeczywista  $\dot{V}_{rZ} = \dot{m} v_s [m^3/s]$ ,

gdzie :  $v_s = \frac{R \cdot T_{ot}}{p_{ot}}$  jest objętością właściwą zasysanego gazu

Znając już  $\dot{V}_{rZ}$  oraz  $\dot{V}_{teor}$  możemy obliczyć  $\lambda$ .

## Tabela wielkości zmierzonych i obliczonych

Pomiar	Ciśnienie [Pa]		Temperatura [k]		Czas [s]	Obroty $[\frac{obr}{min}]$	Wydajność masowa rzeczywista $[\frac{kg}{s}]$	Wydajność objętościowa rzeczywista $[\frac{m^3}{s}]$	Wydajność objętościowa teoretyczna $[\frac{m^3}{s}]$	Rzeczywisty współczynnik objętościowy $\lambda$
	p <sub>1</sub>	p <sub>2</sub>	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>						
1										
2										
3										
									$\lambda_{sr}$	

### Komentarz

Badania jednostopniowej sprężarki tłokowej dokonano w sposób doświadczalny poprzez pomiar temperatury i ciśnienia sprężanego gazu w zbiorniku oraz prędkości obrotowej wału sprężarki. Zachodząca przemiana termodynamiczna to przemiana izochoryczna. Wyznaczenie rzeczywistej oraz teoretycznej wydajności sprężarki pozwoliło określić wartość rzeczywistego współczynnika objętościowego, który informuje nas o stanie technicznym sprężarki.

Stan techniczny w zależności od wartości  $\lambda$  określa się jako:

$\lambda > 0,75 \div 0,85$  – bardzo dobry

$0,7 < \lambda < 0,75$  – dobry

$0,65 < \lambda < 0,7$  – dostateczny

$\lambda < 0,65$  – niedostateczny

W zależności od zakresu ciśnień otrzymano różne wartości współczynnika  $\lambda$ , dlatego wartość średnia mówi nam w jakim stanie technicznym jest badana sprężarka.

### Sprawozdanie powinno zawierać:

1. Cel ćwiczenia
2. Schemat stanowiska
3. Tabelę wielkości zmierzonych
4. Obliczenia rzeczywistego współczynnika objętościowego
5. Wnioski

### Literatura:

K. Szablowski Sprężarki Prędkościowe

S. Fortuna Ćwiczenia laboratoryjne z wentylatorów i sprężarek

W. Wilk Termodynamika techniczna

Opracował:

W. Knapczyk