

**POLITECHNIKA
SZCZECIŃSKA**



WYDZIAŁ MECHANICZNY

Katedra Techniki Ciepłej

70-310 Szczecin, Al. Piastów 19

Tel, fax: (0 91) 449 45 91, Tel: (0 91) 449 42 72, e-mail: ktc@ps.pl

Ćwiczenie 35

Badanie sprężarek wyporowych.



Spis treści

1. CEL ĆWICZENIA	2
2. WSTĘP TEORETYCZNY	2
2.1. Wiadomości ogólne	2
2.2. Zasada działania i wielkości charakterystyczne	3
2.2.1. Sprężanie jednostopniowe (teoretyczne)	3
2.2.2. Sprężanie wielostopniowe	4
2.2.3. Sprężanie do wysokich ciśnień	5
2.2.4. Wydajność i współczynniki charakterystyczne sprężarki	5
2.3. Metody stosowane do określania wydajności sprężarek	7
2.3.1. Określenie wydajności na podstawie wykresu indykatorowego	7
2.3.2. Metody napełniania zbiornika	8
a. Schemat stanowiska:	8
b. Metodyka wykonania pomiaru	9
c. Tok obliczeniowy dla metody napełniania zbiornika	9
2.3.3. Metoda napełniania zbiornika według Gramberga	10
a. Schemat stanowiska:	10
b. Metodyka wykonania pomiaru	11
c. Tok obliczeniowy dla metody napełniania zbiornika wg. Gramberga	11
3. SPRAWOZDANIE	12
Bibliografia	14

1. CEL ĆWICZENIA

Celem ćwiczenia jest zapoznanie się z metodami stosowanymi do określania wydajności sprężarek oraz wyznaczenie wydajności za pomocą tych metod.

2. WSTĘP TEORETYCZNY

2.1. Wiadomości ogólne

Sprężarka wyporowa jest maszyną roboczą, której celem jest przetłoczenie czynnika gazowego lub parowego z przestrzeni o niższym ciśnieniu do przestrzeni o wyższym ciśnieniu.

Sprężarki wyporowe charakteryzują się okresowym procesem sprężania, który w najprostszym przypadku składa się z napełniania tzw. przestrzeni roboczej sprężarki, zwiększania ciśnienia (sprężania) czynnika i wytłoczenia sprężonego czynnika.

Ze względu na przyczyna wywołującą wzrost ciśnienia w przestrzeni roboczej, możemy wyróżnić sprężanie *wewnętrzne i zewnętrzne*.

Sprężanie wewnętrzne charakteryzuje się płynnym zwiększaniem ciśnienia czynnika przestrzeni roboczej sprężarki wywołanym zmniejszaniem objętości przestrzeni roboczej spowodowanej ruchem odpowiednich elementów części sprężarki.

Sprężanie zewnętrzne charakteryzuje się gwałtownym wzrostem ciśnienia w przestrzeni roboczej sprężarki spowodowanym połączeniem przestrzeni roboczej sprężarki ze stroną tłoczną urządzenia. W tym ostatnim przypadku sprężanie czynnika jest związane z wyrównaniem ciśnień spowodowanym cofnięciem się pewnej ilości czynnika ze strony tłocznej do przestrzeni roboczej sprężarki.

Cechą charakterystyczną sprężarek tłokowych są pulsacje ciśnień w przewodach wylotowych i odlotowych, wywołane okresowym napełnianiem przestrzeni roboczej oraz okresowe usuwanie czynnika z przestrzeni roboczej.

Częstotliwość oraz amplituda pulsacji ciśnienia zależy od:

- prędkości obrotowej wału sprężarki,
- liczby cylindrów (czynnych przestrzeni roboczych na 1 obrót wału)
- objętości przestrzeni roboczej,
- układu i długości przewodów do- i odlotowych (zjawisko rezonansu) itp.

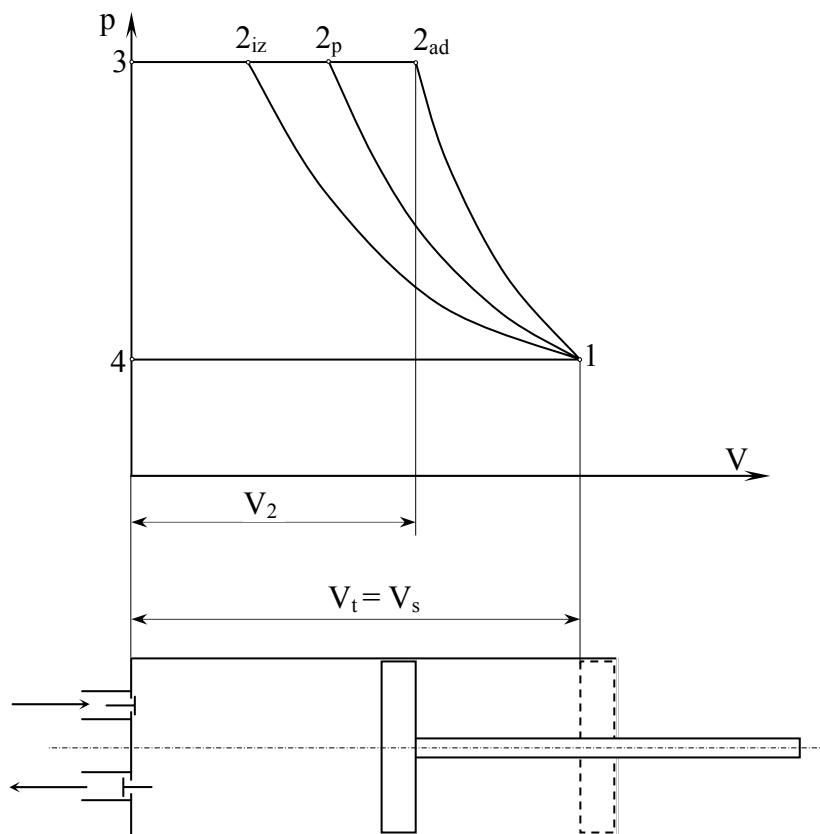
2.2. Zasada działania i wielkości charakterystyczne

2.2.1. Sprężanie jednostopniowe (teoretyczne)

Proces sprężania teoretycznego rozpatruje się zazwyczaj w odniesieniu do sprężarki idealnej, która spełnia następujące warunki:

- nie posiada przestrzeni szkodliwej,
- napełniania przestrzeni roboczej i wytłaczanie odbywa się bez strat związanych z oporami przepływu,
- nie zachodzi wymiana ciepła między ściankami a czynnikiem sprężanym,
- wykładnik politropy sprężania jest stały,
- nie występują straty tarcia (tłok porusza się bez tarcia),
- nie występują straty czynnika przez nieszczelności.

Przebieg procesu sprężania w sprężarce idealnej o ruchu tłoka posuwisto-zwrotnym przedstawiono na rysunek 1.



Rys.1. Wykres pracy sprężarki idealnej (teoretycznej)

Praca sprężania czynnika o objętości początkowej V_1 w sprężarce idealnej (teoretycznej) odpowiada polu (1-2-3-4-1) pracy technicznej przemiany sprężania 1-2.

$$L_t = -\int_1^2 V dp \quad (1)$$

Pracę tę zazwyczaj nazywa się pracą teoretyczną lub użyteczną. Dla procesów zachodzących podczas sprężania w sprężarkach waporowych przyjmuje się pracę dostarczaną za pracę dodatnią.

Często także operuje się pojęciem teoretycznego średniego ciśnienia:

$$p_m = \frac{L_t}{V_1} \quad (2)$$

Na rysunku 1 przedstawiono trzy przebiegi sprężania. Sprężanie izotermiczne (przemiana 1-2_{iz}), izentropowe czyli adiabatyczne (przemiana 1-2_{ad}) oraz politropowe (przemiana 1-2_p).

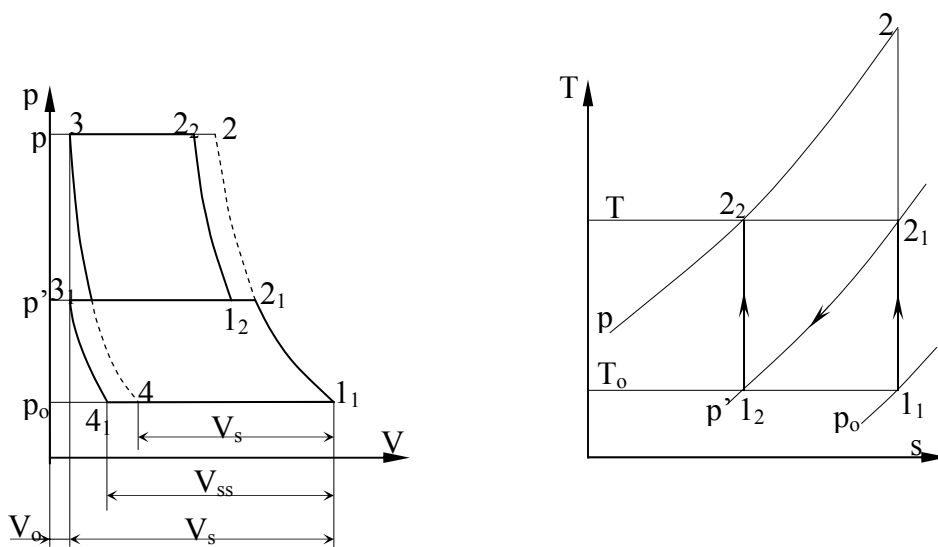
2.2.2. Sprężanie wielostopniowe

Sprężanie wielostopniowe stosujemy w celu:

- sprężania czynnika do wyższych ciśnień, bowiem istnieje ograniczenie maksymalnej temperatury czynnika, związane z własnościami stosowanych olejów i dlatego temperatura powietrza w przewodzie tłocznym nie powinna przekraczać 160-180°C, wyjątkowo 200°C, a w górnictwie 140°C,
- zmniejszenia wkładu pracy potrzebnego do sprężania,
- zwiększenia ilości przetłaczanego czynnika,
- zmniejszenia sił działających na układ korbowy.

Czynnik po każdym stopniu sprężania jest chłodzony w chłodnicach międzystopniowych.

Sprężanie dwustopniowe na wykresach p-V oraz T-s przedstawia poniższy rysunek.



Rys.2. Sprężanie dwu stopniowe (wykresach p-V oraz T-s).

Praca teoretyczna sprężania sprężarki wielostopniowej równa się sumie prac sprężania w poszczególnych stopniach. W przypadkach równych spręży, tych samych temperatur czynnika na początku sprężania na poszczególnych stopniach oraz nieuwzględnienia strat ciśnienia w chłodnicach międzystopniowych praca sprężania izentropowego od ciśnienia p_1 do p , w sprężarce o z stopniach, wynosi:

$$l_{ad} = z \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{1}{z}} - 1 \right] \quad (3)$$

Praca sprężania izotermicznego 1 kg czynnika wynosi

$$l_{iz} = p_1 v_1 \ln \left(\frac{p}{p_1} \right) \quad (4)$$

2.2.3. Sprężanie do wysokich ciśnień

Przy dużych ciśnieniach parametry stanu gazu rzeczywistego przestają spełniać równanie stanu Clapeyrona, dlatego obliczenia przeprowadza się na podstawie równania:

$$p v = \xi R T \quad (5)$$

gdzie ξ to współczynnik sprężalności ew. ściśliwości zależny od własności czynnika (temperatury, ciśnienia). Współczynnik ten wyznaczany jest na drodze doświadczalnej.

W przypadku gazów dwuatomowych przy ciśnieniach rzędu 30 barów błąd przy stosowaniu równania Clapeyrona nie przekracza $\pm 2\%$.

2.2.4. Wydajność i współczynniki charakterystyczne sprężarki

Wydajność masowa sprężarki \dot{m} jest to masa czynnika przetłoczonego przez sprężarkę w jednostce czasu; odpowiada to średniemu masowemu natężeniu przepływu czynnika w przewodzie tłocznym sprężarki.

W przypadku sprężarek gazu stosuje się zwykle pojęcie objętościowej wydajności sprężarki \dot{V} :

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (6)$$

Przy podawaniu wydajności sprężarki należy zaznaczać warunki, przy których została ona wyznaczona.

Gdy wydajność chcemy wyrazić w normalnych m^3 , to określamy ją na podstawie zmierzonego, średniego, masowego natężenia przepływu czynnika i równania stanu.

W niektórych przypadkach można wydajność sprężarki wyznaczyć na podstawie średniego natężenia przepływu czynnika w przewodzie ssawnym m_s (dotyczy to sprężarek w dobrym stanie).

Objętościowa wydajność rzeczywista stopnia sprężarki jest mniejsza niż objętościowa

wydajność teoretyczna.

W przypadku sprężarki o ruchu tłoka posuwisto-zwrotnym wydajność objętościowa teoretyczna wynosi:

$$\dot{V}_t = n \sum V_s \quad (7)$$

gdzie: n - liczba obrotów wału na jednostkę czasu,

$\sum V_s$ - objętość skokowa wszystkich cylindrów danego stopnia.

Masowa wydajność teoretyczna wynosi:

$$\dot{m}_t = \dot{V}_t \rho_s \quad (8)$$

Współczynnikiem rzeczywistej wydajności λ zwanym również współczynnikiem przetłaczania lub dostarczania nazywamy stosunek wydajności rzeczywistej sprężarki do wydajności teoretycznej:

$$\lambda = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_t} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t} \quad (9)$$

Dla sprężarek tłokowych mamy:

$$\lambda = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_s} \quad (10)$$

gdzie \dot{V}_s jest to wydajność skokowa sprężarki.

Współczynnikiem rzeczywistej wydajności λ można określić za pomocą innych współczynników. Jedną z częściej stosowanych zależności ma postać:

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_d \lambda_p \lambda'_n = \lambda_i \lambda'_p \quad (11)$$

$$\lambda_i = \lambda_0 \lambda_d; \quad \lambda'_p = \lambda_p \lambda'_n \quad (12)$$

gdzie:

λ_0 - współczynnik przestrzeni szkodliwej, ujmujący wpływ wartości względnej przestrzeni szkodliwej, zastępczego wykładnika po tropy rozprężania n_r i wartości

$$\text{sprężu } \Pi = \frac{p_t}{p_s},$$

λ_d - współczynnik dławienia, ujmujący wpływ spadku ciśnień spowodowanych oporami występującymi przy przepływie przez rozrząd sprężarki,

λ_p - współczynnik podgrzewania, ujmujący przede wszystkim wpływ zmiany objętości właściwej czynnika, wywołanej wymianą ciepła między ściankami cylindra i czynnikiem podczas napełnia cylindra,

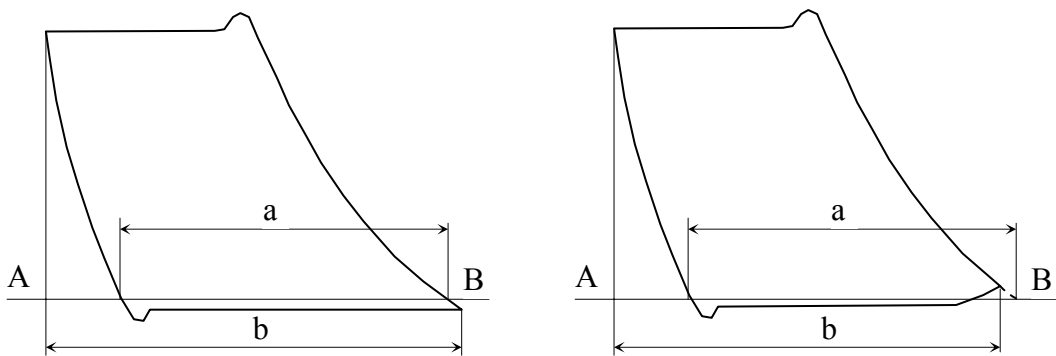
λ'_n, λ_n - współczynnik nieszczelności ujmujący straty związane z przepływem czynnika

przez nieszczelności pierścieni tłokowych, zaworów, dławnic itp. λ'_n odnosi do sprężarek w bardzo dobrym stanie specjalnie dostosowanych do badań i wynosi $\lambda'_n > 0,995$, λ_n odnosi się do sprężarek o średnim stanie i wynosi $\lambda_n = 0,95 - 0,98$.

2.3. Metody stosowane do określania wydajności sprężarek

2.3.1. Określenie wydajności na podstawie wykresu indykatorowego

Metoda ta polega na wyznaczeniu współczynnika indykowanego napełnienia λ_i na podstawie



Rys.3. Wyznaczenie współczynnika λ_i na podstawie wykresu indykatorowego

wykresu indykatorowego sprężarki, zdjętego w czasie pomiarów przy ustalonych warunkach pracy.

Współczynnik λ_i wg powyższych wykresów równa się stosunkowi odcinków a i b,

$$\lambda_i = \frac{a}{b} \quad (13)$$

przy czym wielkość a mierzymy na linii AB odpowiadającej ciśnieniu w króćcu ssawnym.

Objętość czynnika zassanego w ciągu sekundy (pomijając współczynnik podgrzania i nieszczelności) wynosi:

$$\dot{V}_i = \dot{V}_s \lambda_i \quad (14)$$

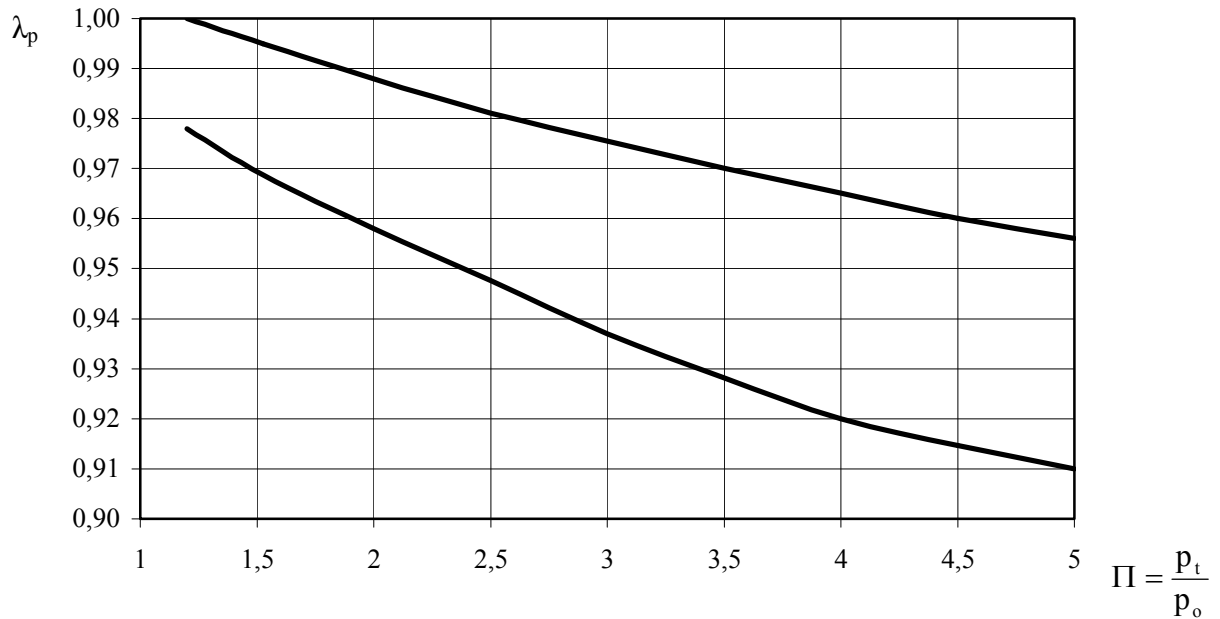
gdzie: \dot{V}_s - wydajność teoretyczna badanego stopnia sprężarki,

λ_i - współczynnika indykowanego napełnienia (podstawie wykresu indykatorowe).

Objętość czynnika zassanego przy uwzględnieniu współczynnika podgrzania wyniesie:

$$\dot{V} = \dot{V}_i \lambda'_p = \dot{V}_s \lambda_i \lambda'_p \quad (15)$$

gdzie: λ'_p - współczynnik podgrzania, który można określić na podstawie poniższego wykresu

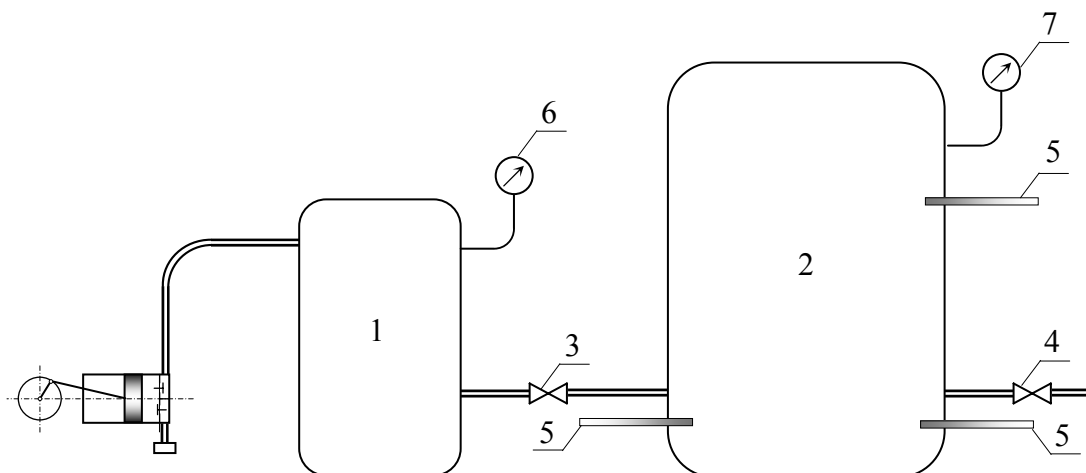


Rys. 4. Orientacyjna zależność współczynnika λ_p , od sprężu Π ; (wyższe wartości przyjmuje się dla dużych objętości skokowych, wyższych obrotów, dobrego chłodzenia, małych oporów przepływu przez zawory ssawne).

2.3.2. Metody napełniania zbiornika

Metody te polegają na określeniu: masy czynnika wtłoczonego do zbiornika w określonym czasie. Jeżeli znamy objętość zbiornika V_z i stałą gazową czynnika oraz mierzymy ciśnienie i temperaturę przed i po napełnieniu zbiornika, to możemy na podstawie równania stanu określić masę czynnika znajdującego się w zbiorniku

a. Schemat stanowiska:



Rys. 5. Układ do pomiaru wydajności sprężarki metodą napełniania zbiornika. 1-zbiornik wyrównawczy, 2-zbiornik pomiarowy, 3-zawór dławiący, 4-zawór odcinający, 5-termometry, 6,7-manometry.

b. Metodyka wykonania pomiaru.

Przy zamkniętym zaworze 2 sprężarka włącza czynnik do zbiornika 1, aż do momentu osiągnięcia ciśnienia roboczego wskazywanego przez manometr 6. Następnie otwieramy zawór 2 w ten sposób, aby ciśnienie w zbiorniku 1 było na stałym poziomie. Czynnik przepływa przez zbiornik pomiarowy 2 i zawór odcinający 4, którym reguluje się ciśnienie w zbiorniku 2. Po ustaleniu się temperatury i nadciśnienia w zbiorniku 2, określamy p_1 i T_1 i zamykamy się zawór 4 i włączamy stoper. Zbiornik 2 ładujemy np. do ciśnienia roboczego, następnie zamykamy zawór 3 i określamy parametry końcowe p_2 i T_2 .

c. Tok obliczeniowy dla metody napełniania zbiornika.

Masa czynnika znajdującego się w zbiorniku wynosi

$$\dot{m} = \frac{\Delta m}{\tau} = \frac{m_2 - m_1}{\tau} \quad (16)$$

Następnie z równania Clapeyrona $pV = mRT$ wyznaczamy masę czynnika na początku i na końcu pomiaru:

$$m_1 = \frac{p_1 V_z}{T_1 R}; \quad m_2 = \frac{p_2 V_z}{T_2 R} \quad (17)$$

Po podstawieniu zależności 2 do zależności 1 otrzymamy:

$$\dot{m} = \frac{1}{\tau} \left(\frac{p_2 V_z}{T_2 R} - \frac{p_1 V_z}{T_1 R} \right) \quad (18)$$

$$\dot{m} = \frac{V_z}{R \tau} \left(\frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right) \quad (18a)$$

Poniższe zależności pozwalają na przeliczenie wydatku masowego na objętościowy:

$$\dot{m} = \dot{V} \rho_s \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \quad (19a)$$

$$\dot{V}_s = \frac{\dot{m}}{\rho_s} \quad (19b)$$

$$\dot{V}_n = \frac{\dot{m}}{\rho_n} \quad \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \quad (19c)$$

Dla warunków normalnych mamy:

$$\dot{V}_n = \frac{\dot{m}}{\rho_n} 3600 \quad \left[\frac{\text{Nm}^3}{\text{h}} \right] \quad \rho = 1,2929 \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (20)$$

Pomiar ten jest obciążony błędem, wynikającym z trudności ustalenia rzeczywistej temperatury czynnika w zbiorniku. Rozkład temperatury zbiornika może być niejednakowy. Bezwładność cieplna termometru sprawia, że odczytujemy temperatura niższą od rzeczywistej, zatem masa obliczona czynnika jest większa od rzeczywistej.

Podczas pomiaru należy wyeliminować wszelkie czynniki zewnętrzne powodujące zmianę temperatury wewnątrz zbiornika np.: promienie słoneczne, deszcz przypadku, zbiornik znajduje się na zewnątrz. Największa dokładność pomiaru jest wtedy, gdy temperatura stanu końcowego wyrówna się z otoczeniem. Wtedy zależność (18a) przyjmuje postać:

$$\dot{m} = \frac{V_z}{R T \tau} (p_2 - p_1) \quad (21)$$

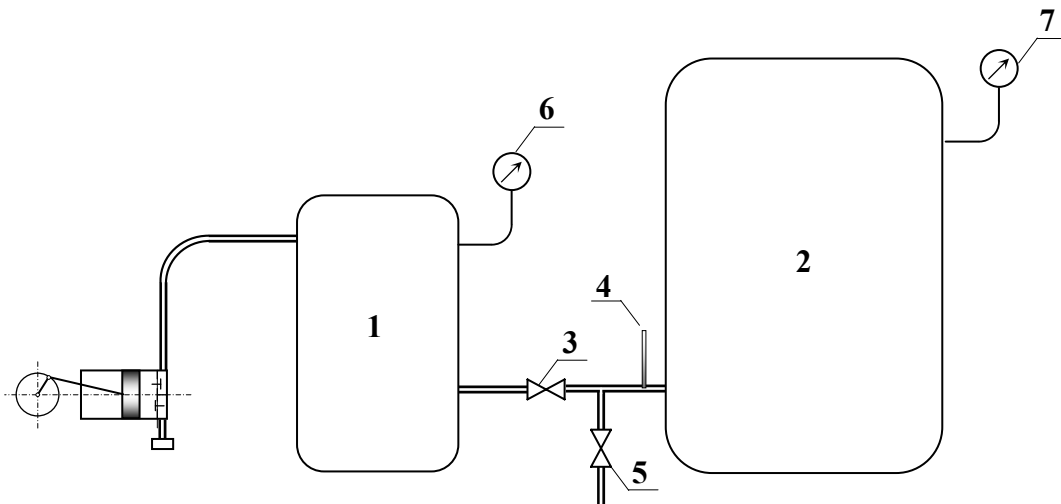
2.3.3. Metoda napełniania zbiornika według Gramberga.

Metoda ta polega na ciągłym określaniu podczas napełniania zbiornika dawek m_i czynnika, które powodują stałe przyrosty ciśnienia w zbiorniku przy założeniu. Cech charakterystyczną tej metody jest to, iż zakładamy adiabatyczne sprężanie czynnika znajdującego się w zbiorniku.

Masa czynnika wtłoczona w czasie τ , podczas którego wykonano k pomiarów, wynosi:

$$m = \sum_{i=1}^n m_i \quad (22)$$

a. Schemat stanowiska:



Rys. 6. Układ do pomiaru wydajności sprężarki metodą napełniania zbiornika wg. Gramberga:

1-zbiornik wyrównawczy, 2-zbiornik pomiarowy, 3-zawór dławiący, 4- termometr, 5- zawór odcinający, 6,7-manometry.

b. Metodyka wykonania pomiaru.

Reguluje się zawór dławiący 3 tak, by ciśnienie w zbiorniku 1 odpowiadało ciśnieniu roboczemu sprężarki; w okresie wstępnym czynnik uchodzi na zewnątrz przez zawór 5. Po ustaleniu się ciśnienia w zbiorniku 1 (manometr 6) zamyka się zawór 3 i rozpoczyna się pomiar. Włącza się stoper, odczytuje temperaturę T_1 i nadciśnienie p_1 (manometr różnicowy 5), po wzroście nadciśnienia o przyjętą wielkość Δp (np. 50, względnie 100 mm Hg), notuje się wskazania stopera i termometru 4 umieszczonego na wejściu do zbiornika. Wykonuje się k pomiarów - przy obliczeniach ze względu na błędy związane z zamykaniem zaworu 4 - pierwszy okres pomiarowy zwykle odrzuca się.

c. Tok obliczeniowy dla metody napełniania zbiornika wg. Gramberga.

Wychodzimy z równani bilansu energii, zakładając adiabatyczne sprężanie czynnika (energi wyprowadzona jest równa zero):

$$E_d = \Delta E_{wew} + E_w \quad (23)$$

$$E_w = 0 \quad (24)$$

Energia doprowadzona jest równa:

$$E_d = m_i \cdot c_p \cdot T \quad (25)$$

Przyrost energii wewnętrznej układu wynosi:

$$\Delta E_{wew} = U_2 - U_1 = m_2 \cdot c_v \cdot T_2 - m_1 \cdot c_v \cdot T_1 \quad (26)$$

Z równania Clapeyrona wyznaczamy temperaturę T_1 i T_2 :

$$pV = mRT \quad (27)$$

$$T_1 = \frac{p_1 V_Z}{m_1 R}; \quad T_2 = \frac{p_2 V_Z}{m_2 R} \quad (28)$$

Podstawiając zależności 5 do równania 3 otrzymujemy:

$$\Delta E_{wew} = m_2 \cdot c_v \cdot \frac{p_2 V_Z}{m_2 R} - m_1 \cdot c_v \cdot \frac{p_1 V_Z}{m_1 R} \quad (29)$$

$$\Delta E_{wew} = \frac{c_v V_Z}{R} (p_2 - p_1) \quad (29a)$$

Po uwzględnieniu powyższego bilans energii jest następujący:

$$E_d = \Delta E_{wew} \quad (21)$$

$$m_i \cdot c_p \cdot T = \frac{c_v V_Z}{R} (p_2 - p_1) \quad (30)$$

Z powyższej zależności wyznaczamy masę:

$$m_i = \frac{c_v V_Z}{R \cdot c_p \cdot T} (p_2 - p_1) \quad (31)$$

Wiedząc, że :

$$\frac{c_p}{c_v} = \kappa \quad (32)$$

otrzymamy:

$$m_i = \frac{V_Z (p_2 - p_1)}{\kappa \cdot R \cdot T} = \frac{V_Z \Delta p}{\kappa \cdot R \cdot T} \quad (33)$$

$$m = \sum_{i=1}^n m_i \quad (34)$$

$$\dot{m} = \frac{m}{\tau} \quad (35)$$

$$\dot{m}_i = \frac{\sum_{i=1}^n m_i}{\tau} = \frac{V_Z \Delta p}{\kappa \cdot R \cdot T_i \cdot \tau} \quad (36)$$

$$\dot{V}_n = \frac{\dot{m}}{\rho_n} \quad \rho = 1,2929 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (37)$$

Oprócz tego istnieją jeszcze inne metody określenia wydajności sprężarek np.: za pomocą zwęzek lub na podstawie bilansu wymiennika.

3. SPRAWOZDANIE

Sprawozdanie ma zawierać:

1. Cel ćwiczenia.

1. Określenie wydajności sprężarki na podstawie wykresu indykatorowego

- opis metody,
- wyznaczenie wydajności (wykres przekaże prowadzący).

2. Określenie wydajności sprężarki metodą napełniania zbiornika.

- opis metody,
- schemat stanowiska,
- tabela pomiarowa,
- tok obliczeniowy (wydajność należy podać w następujących jednostkach: [kg/h], [m³/h], [Nm³/h]).

3. Określenie wydajności sprężarki metodą napełniania zbiornika wg Gramberga.
 - opis metody,
 - schemat stanowiska,
 - tabelka pomiarowa,
 - tok obliczeniowy (wydajność należy podać w następujących jednostkach: [kg/h], [m³/h], [Nm³/h]).
4. Zestawienie wszystkich wyników (w postaci tabeli).
5. Wnioski.

Bibliografia

Skrypt został opracowany w oparciu o książkę napisaną pod redakcją prof. mgr inż. Feliksa Kotlewskiego "POMIARY W TECHNICE CIEPLNEJ"