



# **POLITECHNIKA WARSZAWSKA**

**Wydział Samochodów  
i Maszyn Roboczych**

**INSTYTUT POJAZDÓW**

Laboratorium Teorii Silników Ciepłych

**Ćwiczenie nr: 3**

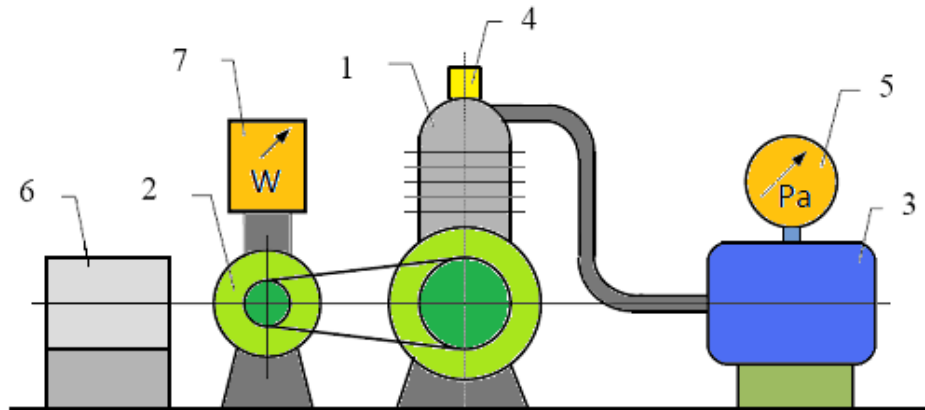
**BADANIA SPRĘŻARKI TŁOKOWEJ**

opracował: dr hab. inż. Piotr Orliński

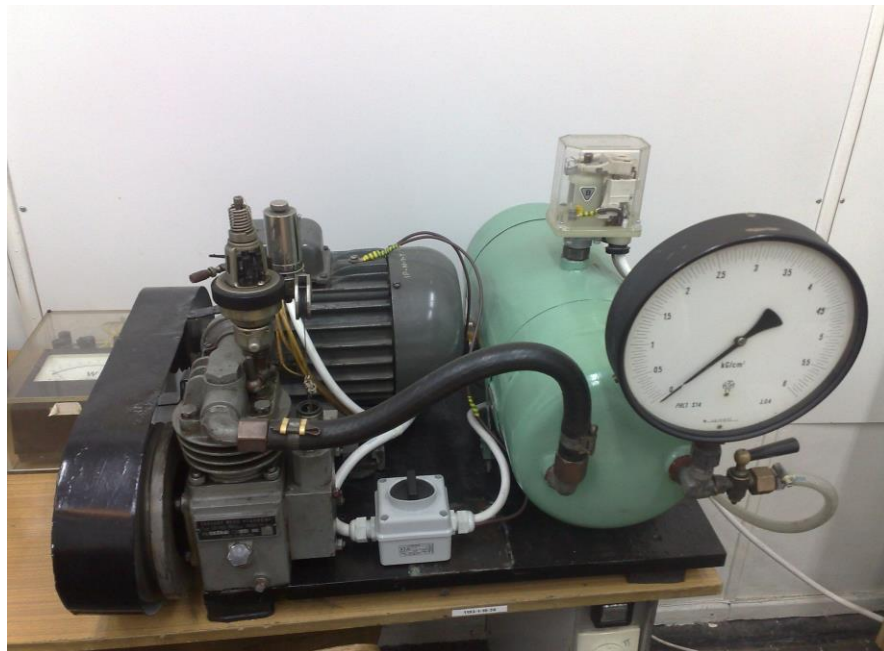
## CEL ĆWICZENIA

Cel ćwiczenia obejmuje indykowanie sprężarki oraz obróbkę wykresu indykatorowego, obliczenie parametrów termodynamicznych i wielkości energetycznych w modelach sprężarek teoretycznych, obliczenie parametrów termodynamicznych i wielkości energetycznych w obiegu sprężarki rzeczywistej oraz analizę właściwości sprężarki rzeczywistej w porównaniu do sprężarek teoretycznych.

### 1. STANOWISKO BADAWCZE



**Rys. 1.1.** Schemat stanowiska badawczego: 1 - sprężarka tłokowa, 2 - silnik elektryczny trójfazowy, 3 - zbiornik sprężonego powietrza, 4 - indykator mechaniczny, 5 - manometr, 6 – tachometr cyfrowy (pomiar prędkości obrotowej wału), 7 – watomierz



**Rys. 1.2.** Widok sprężarki tłokowej jednocylindrowej wykorzystywanej w badaniach laboratoryjnych

**Dane techniczne stanowiska badawczego:**

**- dane jednocylindrowej sprężarki tłokowej:**

- średnica cylindra  $d = 62 \text{ mm}$ ,
- skok tłoka  $s = 36 \text{ mm}$ ,
- objętość szkodliwa sprężarki  $V_{sz} = 0,05 \cdot V_s$ ,
- podciśnienie zasysania  $\Delta p_1 \approx 1 \cdot 10^4 \text{ Pa}$

**- dane uzupełniające:**

- sprawność silnika elektrycznego  $\eta_{el} = 0,6$ ,
- sprawność przekładni pasowej  $\eta_p = 0,95$ ,
- strata mocy w łożyskach silnika elektrycznego  $N_{op} = 15 \text{ W}$ ,
- stała watomierza  $k_W = 2 \text{ W/działkę}$ ,

**- dane indykatora:**

- stała ciśnieniowa, podziałka ciśnienia  $k_p = 11528 \text{ Pa/mm}$ ,

**DANE POTRZEBNE DO OPRACOWANIA SPRAWOZDANIA Z ĆWICZENIA**

Podczas wykonywania ćwiczenia dokonuje się następujących pomiarów:

- ciśnienia w zbiorniku sprężarki -  $p_{zb}$
- ciśnienia otoczenia -  $p_b$
- temperatury otoczenia -  $t_{ot}$
- prędkości obrotowej sprężarki -  $n$
- liczby działek na watomierzu -  $W$

Na podstawie wykresu indykatorowego oblicza się pole  $F_{wyk}$  odpowiadające pracy indykowanej sprężarki  $L_i$ .

Wyniki pomiarów należy zestawić w tablicy wg wzoru (tablica 1):

**TABELA 1: Dane pomiarowe:**

Lp.	$p_{zb}$		$p_b$		$t_{ot}$	$n$	Liczba działek watomierza W	$F_{wyk}$
	[MPa]	[Pa]	[mmHg]	[Pa]	[°C]	[obr/min]	-	[mm <sup>2</sup> ]
1								
2								
3								

**Legenda:**  $p_{zb}$  [MPa] - ciśnienie manometryczne w zbiorniku,  $p_b$  [mmHg]- ciśnienie baryczne,  $t_{ot}$  [st. C] - temperatura powietrza,  $n$  [obr/min] - prędkość obrotowa wału sprężarki zmierzona tachometrem,  $N_{el}$  [W] - moc elektryczna pobierana przez silnik elektryczny z sieci,  $F_{wyk}$  [mm<sup>2</sup>] - pole splanimetrowanej powierzchni wykresu indykatorowego.

## 2. WPROWADZENIE

Sprężarka jest to maszyna robocza, której celem jest dostarczenie gazów lub par cieczy o podwyższonym ciśnieniu. Gazy sprężone są potrzebne w wielu dziedzinach techniki, poza tym sprężarki często są częścią bardziej złożonych urządzeń, np. chłodziarek, turbin gazowych i innych.

Podstawowymi wielkościami określającymi i charakteryzującymi proces sprężania w sprężarkach rzeczywistych są: stosunek ciśnienia końcowego do ciśnienia początkowego, nazywany stosunkiem sprężania lub 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 ( $m^3$ ) sprężonego czynnika oraz stosunek ilości czynnika rzeczywiście przetłoczonego na jeden obrót wału sprężarki do ilości czynnika odpowiadającej objętości teoretycznej sprężarki - tzw. współczynnik przetłaczania lub rzeczywisty współczynnik wydatku  $\lambda$ .

### 2.1. TYPY SPRĘŻAREK

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

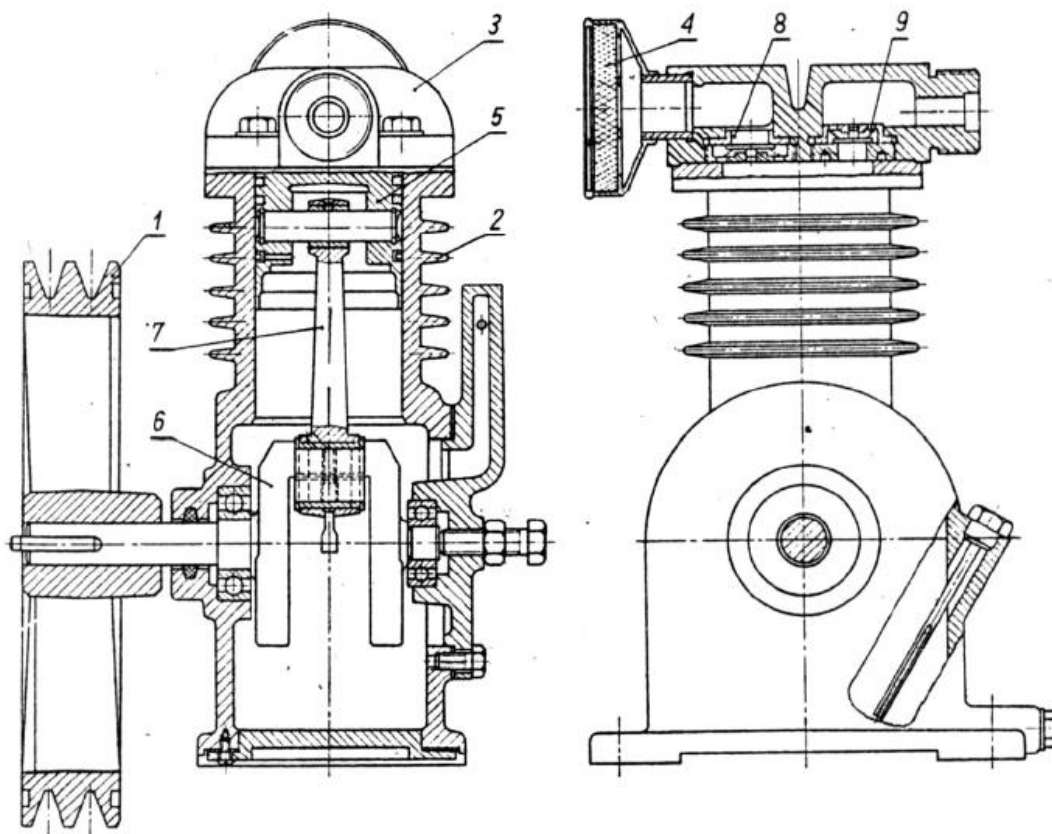
- **sprężarki tłokowe** - proces sprężania zachodzi w cylindrze, w którym porusza się tłok ruchem posuwisto-zwrotnym,
- **sprężarki rotacyjne** - proces sprężania realizowany jest za pomocą elementów wirujących, przez które gaz przepływa w sposób ciągły. Sprężarki te dzielą się z kolei na: łopatkowe,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

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

### 2.2. ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNE

Sprężarki tłokowe dzielone są 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.



**Rys. 2.1.** Sprężarka tłokowa jednocylindrowa (nasz obiekt badań): 1 - koło pasowe z zębami, 2 - cylinder, 3 - głowica, 4 - filtr powietrza, 5 - tłok, 6 - wał korbowy, 7 - korbowód, 8 - zawór ssący, 9 - zawór wylotowy

W małych i średnich sprężarkach stosowane są układy cylindrów stojące 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 otoczone są 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°C. Wadą jest mniejsza intensywność chłodzenia (większy wykładnik politropy sprężania) niż przy chłodzeniu wodą.

Na rys. 2.1. przedstawiony jest przekrój sprężarki jednostopniowej, jednostronnie działającej, chłodzonej powietrzem, bezwodzikowej o stojącym układzie cylindrów. Jest ona napędzana silnikiem elektrycznym poprzez przekładnię pasową. Uźebrowane koło pasowe spełnia także rolę wentylatora.

### 2.3. ZASADA DZIAŁANIA SPRĘŻARKI TŁOKOWEJ

W sprężarce tłokowej (rys. 2.1.) sprężanie gazu następuje na skutek posuwisto-zwrotnego ruchu tłoka 5 w cylindrze 2. Ruch posuwisto-zwrotny realizowany jest za pomocą mechanizmu korbowego, napędzanego silnikiem elektrycznym lub spalinowym przez przekładnię. Cykl pracy sprężarki realizowany jest podczas jednego obrotu wału korbowego 6.

Zasysanie gazu rozpoczyna się w chwili, gdy tłok znajdujący się w górnym zwrotnym położeniu 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 ssącym otwiera się samoczynnie zawór ssący 8. Napełnianie cylindra trwa tak długo, aż tłok dojdzie do dolnego zwrotnego położenia. Przy tym położeniu tłoka teoretycznie zamyka się zawór dolotowy. Po przekroczeniu dolnego zwrotnego położenia tłok zaczyna przesuwać się do góry, sprężając gaz. Sprężanie kończy się w chwili gdy ciśnienie gazu osiągnie teoretycznie wartość ciśnienia panującego za zaworem wylotowym 9 - praktycznie jest to ciśnienie nieco wyższe, niezbędne do pokonania oporów przepływu na wylocie ze sprężarki - tłok znajduje się w położeniu pośrednim pomiędzy zwrotnymi położeniami. Wówczas otwiera się zawór wylotowy i gaz zostaje wytłoczony z cylindra. Wytłaczanie kończy się gdy tłok osiągnie górne zwrotne położenie.

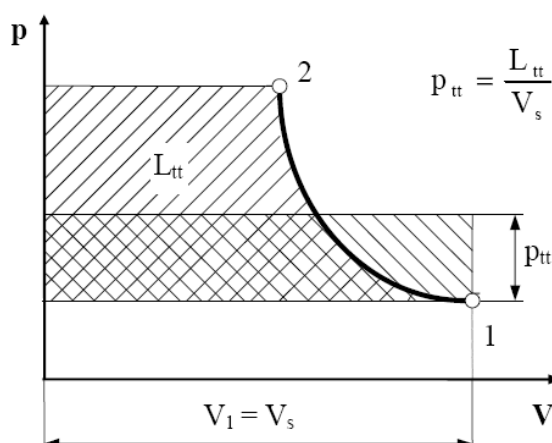
W sprężarkach stosowane są prawie wyłącznie zawory samoczynne, zamykające się i otwierające na skutek różnicy ciśnień po obu stronach zaworu. Najczęściej stosuje się zawory płytkowe, w których elementem zamykającym jest płytka z wyciętymi w niej otworami.

### 2.4. PODSTAWY TEORETYCZNE

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

- nie ma przestrzeni szkodliwej,
- podczas napełniania przestrzeni roboczej sprężarki oraz wytłaczania czynnika roboczego nie występują straty związane z oporami przepływu, jak również nie występuje wymiana ciepła między ściankami cylindra a czynnikiem sprężanym,
- wykładnik politropy sprężania jest stały,
- nie występują straty tarcia, nieszczelności itp.

#### 2.4.1. SPRĘŻARKA TEORETYCZNA BEZ PRZESTRZENI SZKODLIWEJ



Rys. 2.1. Wykres pracy sprężarki teoretycznej bez przestrzeni szkodliwej

W przypadku gdy sprężanie odbywa się wg politropy o wykładniku  $1 < m < k$ , mają miejsce następujące zależności:

- praca sprężania:

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

- ładunek cylindra:

$$G_{ttcyl} = \frac{p_1 V_1}{RT_1} = \frac{p_1 V_s}{RT_1} \text{ [kg]}$$

- wydatek sprężarki równy jest ładunkowi cylindra:

$$G_{tt} = G_{ttcyl} = \frac{p_1 V_s}{RT_1} \text{ [kg/cykl]}$$

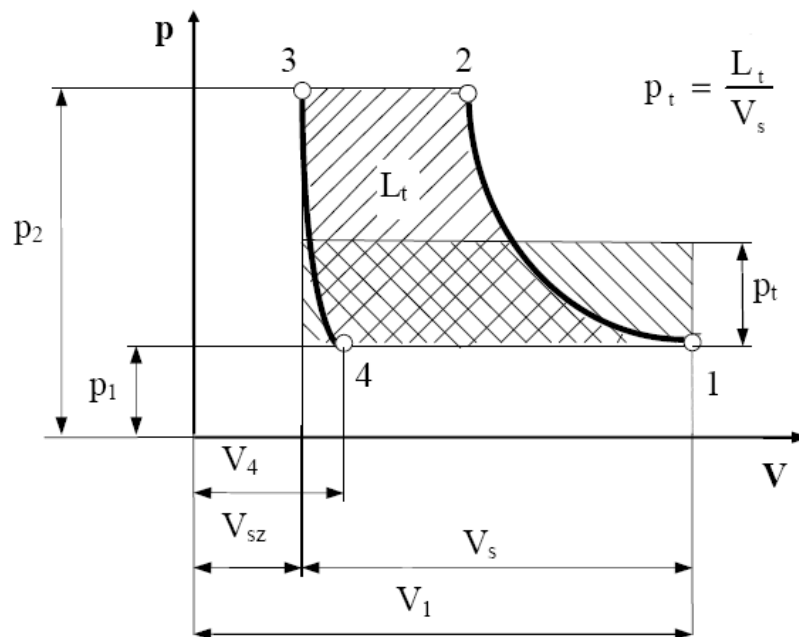
- średnie nadciśnienie:

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

- praca sprężania 1 kg gazu:

$$l_{tt} = \frac{L_{tt}}{G_{tt}} = \frac{m}{m-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ [J/1kg gazu]}$$

#### 2.4.2. SPRĘŻARKA TEORETYCZNA Z PRZESTRZENIĄ SZKODLIWĄ



Rys. 2.2. Wykres pracy sprężarki teoretycznej z przestrzenią szkodliwą

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

Na skutek istnienia przestrzeni szkodliwej sprężarka nie zasysa całej objętości skokowej  $V_s$ , lecz mniejszą ( $V_{sz} + V_3 - V_4$ ).

Całkowity ładunek cylindra wynosi:

$$G_{\text{cyl}} = \frac{p_1 V_1}{RT_1} = \frac{p_1 (V_{sz} + V_s)}{RT_1} \quad [\text{kg}]$$

Wydatek sprężarki równy części ładunku która zostaje wytloczona z cylindra, wynosi:

$$G_t = \frac{p_1 (V_{sz} + V_s - V_4)}{RT_1} \quad [\text{kg/cykl}]$$

Część ładunku jałowo sprężana wynosi:

$$G_{sz} = \frac{p_1 V_4}{RT_1} \quad [\text{kg}]$$

W przypadku gdy procesy sprężania i rozprężania odbywają się wg politropy o wykładniku  $1 < m < k$ , mają miejsce następujące zależności:

- praca teoretyczna:

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

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

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

- praca sprężania 1 kg gazu:

$$l_t = \frac{L_t}{G_t} = \frac{\frac{m}{m-1} p_1 (V_{sz} + V_3 - V_4) \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]}{\frac{p_1 (V_{sz} + V_s - V_4)}{RT_1}} = \frac{m}{m-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad [\text{J/1 kg gazu}]$$

- średnie nadciśnienie teoretyczne:

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

### 2.4.3. PORÓWNANIE SPRĘŻARKI TEORETYCZNEJ BEZ PRZESTRZENI SZKODLIWEJ I SPRĘŻARKI TEORETYCZNEJ Z PRZESTRZENIĄ SZKODLIWĄ

- objętościowy współczynnik zasysania:



$$\eta_v = \frac{G_t}{G_{tt}} = \frac{V_{sz} + V_s - V_4}{V_s}$$

- praca sprężania 1 kg gazu:  
w sprężarce teoretycznej:

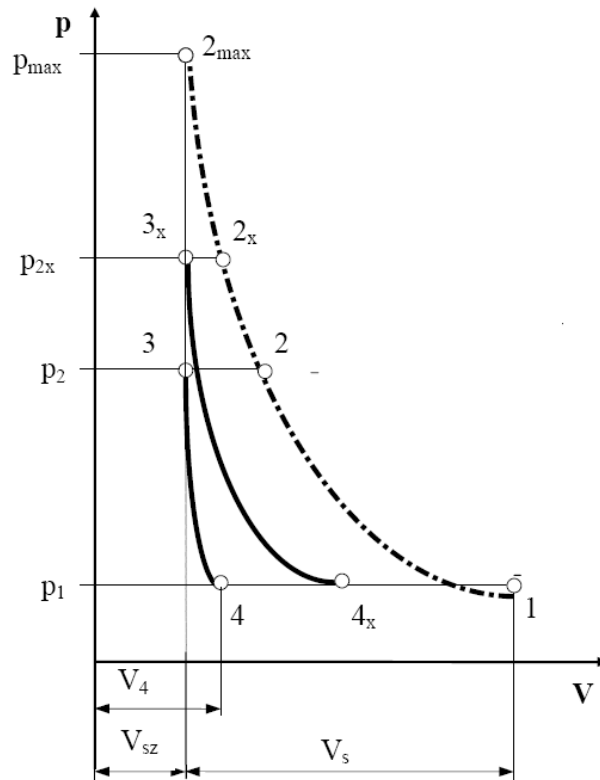
$$l_{tt} = \frac{m}{m-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad [\text{J}/1 \text{ kg gazu}]$$

w sprężarce teoretycznej z przestrzenią szkodliwą:

$$l_t = \frac{m}{m-1} RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad [\text{J}/1 \text{ kg gazu}]$$

czyli:  $l_{tt} = l_t$

#### 2.4.4. SPRĘŻ GRANICZNY



**Rys. 2.3.** Wykres interpretujący pojęcie sprężu granicznego

W miarę wzrostu ciśnienia sprężania  $p_2$ , wydatek sprężarki maleje (zmniejsza się odcinek 4-1 ; rys. 2.3). Przy sprężaniu do ciśnienia  $p_{2max}$ , odpowiadającego sprężowi granicznemu, sprężanie i rozprężanie odbywa się według politropy 1-2' a wydatek sprężarki wynosi zero.

Wielkościami charakteryzującymi sprężarkę są:

- względna objętość przestrzeni szkodliwej:

$$a = \frac{V_{sz}}{V_s}$$

– spręż:

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

– objętościowy współczynnik zasysania:

$$\eta_v = \frac{V_s + V_{sz} - V_4}{V_s} = 1 + \frac{V_{sz}}{V_s} - \frac{V_4}{V_s} = 1 + a - \frac{V_4}{V_s}$$

ponieważ :  $p_3 V_3^m = p_4 V_4^m$  oraz  $V_3 = V_{sz}$ ,

$$\text{to: } V_4 = \left( \frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{1}{m}} * V_{sz} = v^{\frac{1}{m}} * V_{sz} ,$$

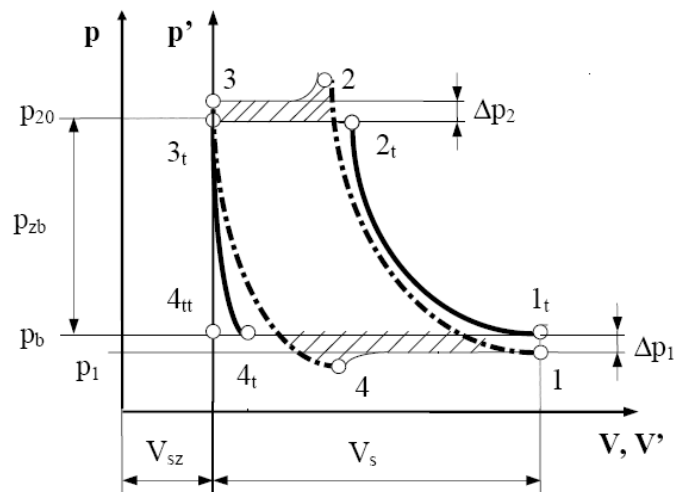
$$\text{stąd: } \eta_v = 1 + a - v^{\frac{1}{m}} * \frac{V_{sz}}{V_s} = 1 + a - v^{\frac{1}{m}} * a = 1 - a \left( v^{\frac{1}{m}} - 1 \right)$$

– spręż graniczny:

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

### 3. OBLICZENIA

#### 3.1. PORÓWNANIE WYKRESÓW PRACY SPRĘŻAREK



**Rys. 3.1.** Porównanie rzeczywistego wykresu indykatorowego z wykresem pracy sprężarki teoretycznej z przestrzenią szkodliwą i teoretycznej bez przestrzeni szkodliwej

Na rys. 3.1 przedstawione są wykresy pracy sprężarki rzeczywistej (wykres indykatorowy), teoretycznej z przestrzenią szkodliwą i teoretycznej bez przestrzeni szkodliwej.

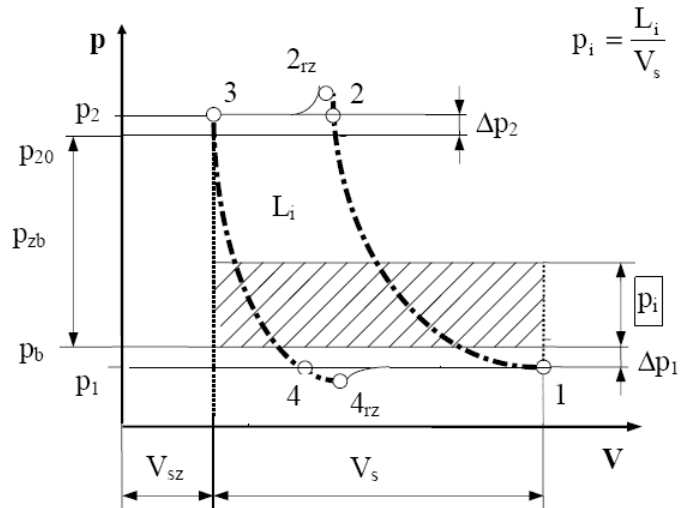
Punkty charakterystyczne wykresów oznaczone są następująco:

- w układzie współrzędnych  $p - V$ :  
 sprężarka rzeczywista: 1-2-3-4  
 sprężarka teoretyczna z przestrzenią szkodliwą:  $1_t - 2_t - 3_t - 4_t$
- w układzie współrzędnych  $p' - V'$ :  
 sprężarka teoretyczna bez przestrzeni szkodliwej:  $1_t - 2_t - 3_t - 4_{tt}$

Wykres pracy sprężarki rzeczywistej, w porównaniu z wykresem pracy sprężarki teoretycznej z przestrzenią szkodliwą, wykazuje obecność dodatkowych powierzchni pracy (zakreskowane pola), traconej na wykonanie pracy wynikającej z pokonania podciśnienia zasysania  $\Delta p_1$  i nadciśnienia wytłaczania  $\Delta p_2$ .

### 3.2. OPRACOWANIE WYKRESU INDYKATOROWEGO SPRĘŻARKI

Przykładowy wykres indykatorowy sprężarki przedstawiony jest na rys. 3.2. Na wykres zostały naniesione charakterystyczne punkty oraz ich oznaczenia, stosowane w dalszym toku obliczeń.



Rys. 3.2. Wykres indykatorowy sprężarki

#### Podziałki na wykresie indykatorowym:

- podziałka ciśnienia:  $k_p = \dots\dots\dots$  [Pa/mm]
- podziałka objętości:  $k_v = \dots\dots\dots$  [m<sup>3</sup>/mm]
- podziałka pola powierzchni:  $k_F = k_p \cdot k_v$  [J/mm<sup>2</sup>]

#### Obliczenie ciśnień w punktach 1 i 2:

$$p_{20} = p_b + p_{zb} \quad [\text{Pa}]$$

$$p_2 = p_b + p_{zb} + \Delta p_2 \quad [\text{Pa}]$$

$$p_1 = p_b - \Delta p_1 \quad [\text{Pa}]$$

gdzie:  $p_{zb}$  - ciśnienie w zbiorniku (z pomiarów)

$p_b$  - ciśnienie otoczenia (z pomiarów)

$$\Delta p_1 = 10^4 \text{ Pa}$$

$\Delta p_2$  - wartość odczytana z wykresu indykatorowego

$$1 \text{ mm Hg} = 133,322 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa}$$

**Obliczenie objętości w punktach 1, 2, 3, 4:**

$$V_s = \frac{\pi d^2}{4} s \quad [\text{m}^3]$$

$$V_{sz} = 0,05 \cdot V_s \quad [\text{m}^3]$$

$$V_1 = V_{sz} + V_s \quad [\text{m}^3]$$

gdzie:  $V_2, V_4$  - wartości odczytane z wykresu indykatorowego

**Obliczenie wykładnika politropy sprężania:**

$$p_1 V_1^m = p_2 V_2^m$$

$$\frac{p_1}{p_2} = \left( \frac{V_2}{V_1} \right)^m$$

$$m = \frac{\ln \frac{p_1}{p_2}}{\ln \frac{V_2}{V_1}} \quad \text{gdzie powinien wynosić } 1 < m < 1,4$$

**Obliczenie temperatury w punktach 1, 2:**

Temperatura  $T_1$ :

$T_1 = T_{ot}$  - wartość uzyskana z pomiaru

Temperatura  $T_2$ :

Z równania politropy sprężania:  $p_1 V_1^m = p_2 V_2^m$

$$\text{wynika: } V_2 = \left( \frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{m}} V_1 = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{1}{m}} V_1$$

Z równania stanu gazu wyznacza się objętość  $V_1$  w punkcie 1:

$$V_1 = \frac{GRT_1}{p_1}$$

i oblicza objętość  $V_2$  w punkcie 2:

$$V_2 = \frac{GRT_1}{p_1} \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{1}{m}}$$

Z równania stanu gazu wyznacza się temperaturę  $T_2$  w punkcie 2:

$$T_2 = \frac{p_2 V_2}{GR}$$

i oblicza jej wartość po podstawieniu wyrażenia na  $V_2$ :

$$T_2 = \frac{p_2}{GR} \frac{GRT_1}{p_1} \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{1}{m}} = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{1-\frac{1}{m}} = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}}$$

**Spręż:**

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

**Spręż graniczny:**

$$v_{gr} = \left(1 + \frac{V_s}{V_{sz}}\right)^m = \left(1 + \frac{1}{a}\right)^m$$

**Praca indykowana:**

$$L_i = k_f * F_{wyk} \text{ [J/cykl]}$$

gdzie:  $F_{wyk}$  [mm<sup>2</sup>] - pole wykresu indykatorowego

**Średnie ciśnienie indykowane (rys. 3.2):**

$$p_i = \frac{L_i}{V_s} \text{ [Pa]}$$

**Wydatek:**

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

$$\dot{G}_i = G_i * \dot{n}_{spr} \text{ [kg/s]}$$

**Moc indykowana:**

$$N_i = L_i * \dot{n}_{spr} \text{ [W]}$$

**Moc silnika elektrycznego napędzającego sprężarkę:**

$$N_e = 3 * w * k_w \text{ [W]}$$

gdzie:  $w$  - ilość działek odczytanych na watomierzu

$k_w$  - stała watomierza (2W)

**Moc wykorzystana do napędu wału sprężarki:**

$$N_{sp} = (N_e * \eta_{el} - N_{op}) * \eta_p \text{ [W]}$$

W dziedzinie sprężarek wyporowych stosuje się następujące określenia występujących prac i mocy:

$L_i, N_i$  - praca i moc indykowana. Praca indykowana jest to praca potrzebna do sprężenia czynnika w sprężarce rzeczywistej bez uwzględnienia strat mechanicznych.

$L_m, N_m$  - praca i moc strat mechanicznych. Praca strat mechanicznych jest to praca tarcia w łożyskach, pierścieni tłokowych o gładź cylindra itp. oraz praca potrzebna do napędu mechanizmów pomocniczych (pompa wodna, olejowa, wentylator).

$L_e, N_e$  - praca i moc użyteczna (mierzona na wale sprężarki). Moc użyteczna jest to moc którą należy dostarczyć na wał sprężarki.

$N_{e-s}$  - moc silnika napędowego. Jest to moc która może być odebrana z wału silnika napędowego.

$L_o, (E)$  - energia dostarczona do silnika napędowego. W przypadku silnika elektrycznego będzie to energia prądu elektrycznego pobieranego przez silnik, w przypadku silnika spalinowego czy też parowego będzie to ilość ciepła doprowadzonego w paliwie czy też w parze.

**3.3. OBLICZENIA SPRĘŻARKI TEORETYCZNEJ BEZ PRZESTRZENI SZKODLIWEJ**

**Praca** (pole  $1_t - 2_t - 3_t - 4_{tt}$  na rys. 3.1):

$$L_{tt} = \frac{m}{m-1} p_b V_s \left[ \left( \frac{p_{20}}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ [J/cykl]}$$

**Wydatek:**

$$G_{tt} = \frac{p_b V_s}{RT_{ot}} \text{ [kg/cykl]}$$

gdzie:  $R_{pow} = 287 \text{ [J/kg}\cdot\text{K]}$

$$\dot{G}_{tt} = G_{tt} * \dot{n}_{spr} \text{ [kg/s]}$$

gdzie:  $\dot{n}_{spr}$  - prędkość obrotowa sprężarki na sekundę

$$\dot{n} = \frac{n}{60} \text{ [obr/s]} ; n \text{ [obr/min]} - \text{prędkość obrotowa sprężarki}$$

**Moc:**

$$N_{tt} = L_{tt} * \dot{n}_{spr} \text{ [W]}$$

**Średnie nadciśnienie (rys. 2.1):**

$$p_{tt} = \frac{L_{tt}}{V_s} \text{ [Pa]}$$

### 3.4. OBLICZENIA SPRĘŻARKI TEORETYCZNEJ Z PRZESTRZENIĄ SZKODLIWĄ

**Praca (pole 1<sub>t</sub> - 2<sub>t</sub> - 3<sub>t</sub> - 4<sub>t</sub> na rys. 5.1):**

$$L_t = \frac{m}{m-1} p_b (V_s + V_{sz} - V_{4t}) \left[ \left( \frac{p_{20}}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \text{ [J/cykl]}$$

Objętość  $V_{4t}$  wyznacza się z równania politropy rozprężania 3<sub>t</sub> - 4<sub>t</sub>:

$$p_{3t} * V_{3t}^m = p_{4t} * V_{4t}^m$$

Wobec tego że:  $p_{3t} = p_{20}$ ,  $V_{3t} = V_{sz}$ ,  $p_{4t} = p_b$ ,

$$V_{4t} = V_{sz} \left( \frac{p_{20}}{p_b} \right)^{\frac{1}{m}} \text{ [m}^3\text{]}$$

**Objętościowy współczynnik zasysania:**

$$\eta_v = \frac{V_s + V_{sz} - V_{4t}}{V_s} = \frac{G_t}{G_{tt}} = \frac{\dot{G}_t}{\dot{G}_{tt}}$$

**Wydatek:**

$$G_t = \eta_v * G_{tt} \text{ [kg/cykl]}$$

$$\dot{G}_t = \eta_v * \dot{G}_{tt} \text{ [kg/s]}$$

**Moc:**

$$N_t = L_t * \dot{n}_{spr} \text{ [W]}$$

**Średnie nadciśnienie (rys. 2.2):**

$$p_t = \frac{L_t}{V_s} \text{ [Pa]}$$

### 3.5. WIELKOŚCI PORÓWNAWCZE

Współczynnik wydatku:

$$\lambda = \frac{G_i}{G_{tt}} = \frac{\dot{G}_i}{\dot{G}_{tt}}$$

Sprawność indykowana:

$$\eta_i = \frac{l_{tt}}{l_i} = \frac{L_t}{L_i}$$

Wobec tego że:  $l_i = \frac{L_i}{G_i}$  oraz  $l_{tt} = \frac{L_{tt}}{G_{tt}}$ ,

$$\eta_i = \frac{L_{tt}}{G_{tt}} * \frac{G_i}{L_i}$$

Wobec tego że:  $\frac{G_i}{G_{tt}} = \lambda$ ,

$$\eta_i = \lambda * \frac{L_{tt}}{L_i}$$

Sprawność mechaniczna:

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_{sp}}$$

Sprawność sprężarki:

$$\eta_s = \eta_m * \eta_i$$

### 4. TABELARYCZNE OPRACOWANIE WYNIKÓW OBLICZEŃ

Tabela 2. Wybrane wyniki obliczeń

L.p.	Wielkość	Jednostka	Wartość
1	m		
2	v		
3	$L_{tt}$	J/cykl	
4	$L_t$	J/cykl	
5	$L_i$	J/cykl	
6	$l_{tt}$	J/1 kg gazu	
7	$l_t$	J/1 kg gazu	
8	$l_i$	J/1 kg gazu	
9	$p_{tt}$	Pa	
10	$p_t$	Pa	
11	$p_i$	Pa	
12	$\eta_i$		
13	$\eta_m$		
14	$\eta_s$		

## 5. SPRAWOZDANIE

Sprawozdanie końcowe z ćwiczenia powinno zawierać:

1. Opis przebiegu ćwiczenia.
2. Tablicę wyników pomiarów.
3. Niezbędne obliczenia.
4. Tablicę wyników obliczeń.
5. Wnioski.

**Instrukcję opracowano na podstawie niżej wymienionej literatury oraz poprzednich instrukcji przygotowanych do tego ćwiczenia przez dr inż. Zdzisława Nagórskiego i dr inż. Ewę Fudalej-Kostrzewę**

## 6. LITERATURA:

- [1]. Dowkontt J.: Teoria silników cieplnych. WKiŁ, Warszawa 1972
- [2]. Wiśniewski S.: Termodynamika techniczna. WNT, Warszawa 1980 (oraz wydania późniejsze)
- [3]. Kotlewski F. i in.: Pomiary w technice cieplnej. WNT, Warszawa 1974.