

Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych  
Instytut Pojazdów  
Zakład Silników Spalinowych

**LABORATORIUM TERMODYNAMIKI**

**Wykres indykatorowy silnika spalinowego**

Opracowanie  
Dr inż. Ewa Fudalej-Kostrzewa

Warszawa , listopad 2017

## SPIS TREŚCI

Wykres indykatorowy .....	3
Cel ćwiczenia .....	6
<b>A. OPRACOWANIE DANYCH .....</b>	<b>6</b>
Polecenia .....	6
1. Sporządzić otwarty wykres indykatorowy $p(\alpha)$ .....	6
2. Sporządzić zamknięty wykres indykatorowy $p(V)$ .....	7
3. Wyznaczyć pracę indykowaną $L_i$ .....	8
4. Wyznaczyć średnie ciśnienie indykowane $p_{i\text{sr}}$ .....	9
5. Obliczyć moc indykowaną silnika $N_i$ .....	9
6. Wyznaczyć średnie ciśnienie użyteczne $p_e$ .....	9
7. Wyznaczyć pracę użyteczną $L_e$ .....	10
8. Wyznaczyć sprawność mechaniczną $\eta_m$ .....	10
9. Wyznaczyć ciepło doprowadzone do jednego obiegu $Q$ .....	10
10. Wyznaczyć sprawność cieplną $\eta_c$ .....	10
11. Wyznaczyć sprawność ogólną $\eta_o$ .....	10
12. Dobrać obieg teoretyczny i nałożyć go na zamknięty wykres indykatorowy .....	10
13. Wyznaczyć sprawność teoretyczną $\eta_t$ .....	11
14. Wyznaczyć sprawność indykowaną $\eta_i$ .....	11
15. Zestawienie sprawności .....	11
16. Sporządzić wykres bilansu .....	11
17. Opisać wykres indykatorowy .....	11
18. Podać przykładowe wartości średniego ciśnienia użytecznego .....	12
<b>B. DOBÓR PORÓWNAWCZEGO OBIEGU TEORETYCZNEGO .....</b>	<b>12</b>
<b>C. SPRAWNOŚCI I BILANS ENERGII .....</b>	<b>17</b>
<b>WYKAZ LITERATURY .....</b>	<b>19</b>
<b>D. DODATEK (dla zainteresowanych) .....</b>	<b>19</b>
1. Wyznaczenie chwilowej wartości objętości cylindra $V(\alpha)$ .....	19
2. Ilość energii dostarczonej z paliwem w czasie cyklu pracy silnika .....	21
3. Moc silnika .....	22
3.1. Definicje mocy .....	22
3.2. Obliczenie mocy silnika .....	22

## WYKRES INDYKATOROWY

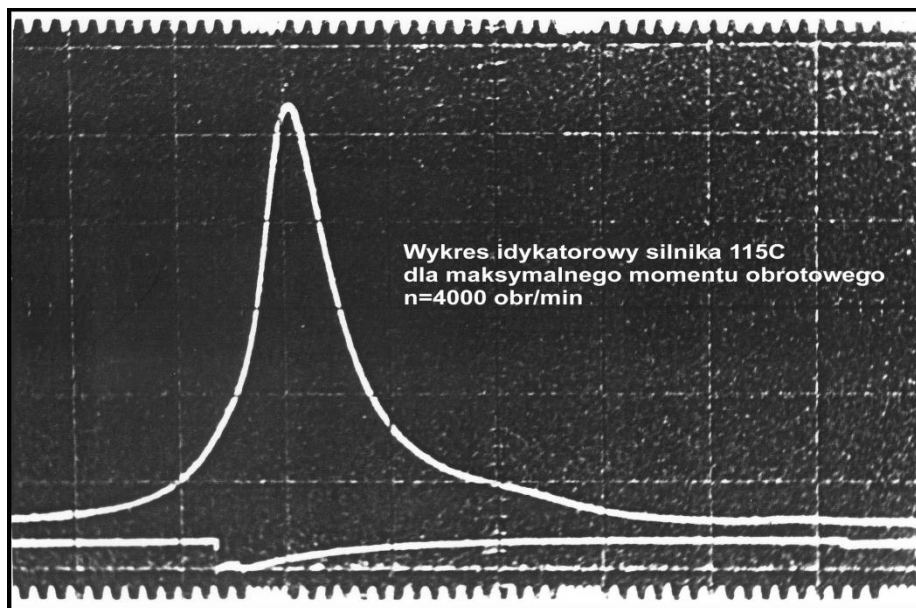
Rzeczywisty wykres pracy silnika spalinowego nazywany wykresem indykatorowym przedstawia przebieg ciśnienia  $p$  w cylindrze roboczym pracującego silnika w zależności od kąta obrotu  $\alpha$  wału korbowego – nosi wtedy nazwę wykresu indykatorowego otwartego – lub w zależności od objętości  $V$  gazów zawartych w cylindrze między głowicą a tłokiem - nosi wtedy nazwę wykresu indykatorowego zamkniętego.

Wykres indykatorowy wyznacza się za pomocą zestawu aparatury do indykowania zwanego *indykatorem*, składającego się z czujnika ciśnienia umieszczonego w komorze spalania, wzmacniacza ładunku, czujnika położenia kąтового wału korbowego silnika i rejestratora. Indykowanie silnika praktycznie sprowadza się do pomiaru ciśnienia panującego w cylindrze pracującego silnika spalinowego w zależności od kąta obrotu wału korbowego podczas jednego cyklu pracy.

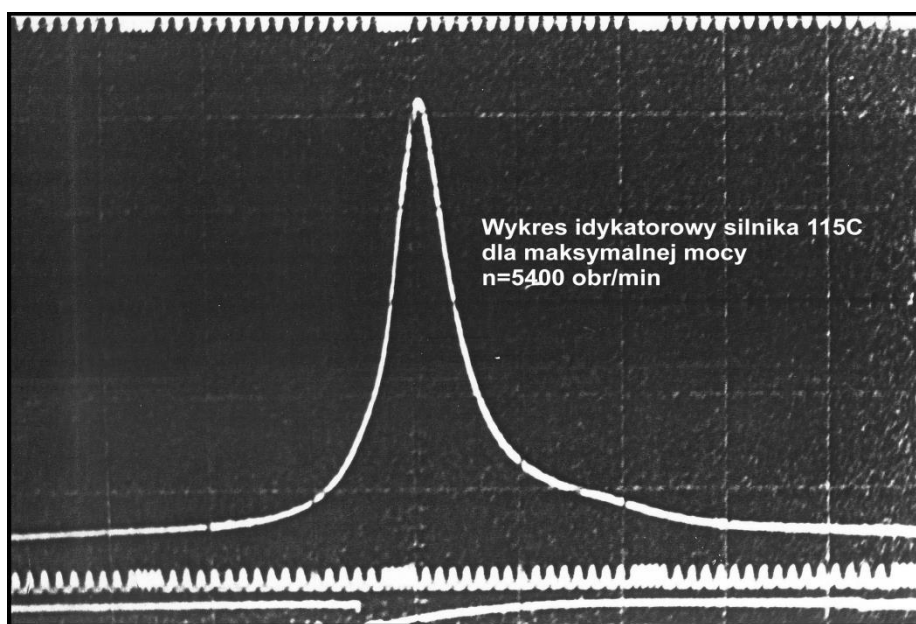
Rzeczywisty cykl pracy silnika różni się dość znacznie od obiegu teoretycznego, gdyż:

- w silniku następuje wymiana czynnika roboczego po każdym cyklu pracy,
- wskutek zachodzących reakcji chemicznych czynnik rozprężany ma inne właściwości fizyczne niż czynnik sprężany,
- wskutek nieszczelności tłoka w cylindrze ilość czynnika ulega zmianie,
- ciepło nie jest doprowadzane z zewnątrz, lecz uzyskuje się je w wyniku spalania paliwa zawartego w cylindrze,
- przebieg doprowadzania ciepła nie jest zgodny z przyjętymi założeniami  $p = \text{const.}$  i  $V = \text{const.}$ ,
- występują straty niezupełnego i niecałkowitego spalania paliwa,
- sprężanie i rozprężanie czynnika nie odbywa się izentropowo; w początkowym okresie sprężania ciepło jest doprowadzane od gorących ścianek cylindra do czynnika, w późniejszym okresie sprężania i podczas rozprężania ciepło jest odprowadzane od czynnika do chłodniejszych od niego ścianek cylindra i głowicy,
- ciepło nie jest odprowadzane od czynnika po wykonaniu przez niego pracy, lecz czynnik uchodzący z cylindra unosi ze sobą znaczną część energii cieplnej.

Na rysunkach 1 i 2 są pokazane przykładowe otwarte wykresy indykatorowe dla jednego cyklu pracy silnika w jednym cylindrze, uzyskane z pomiarów<sup>1</sup>.



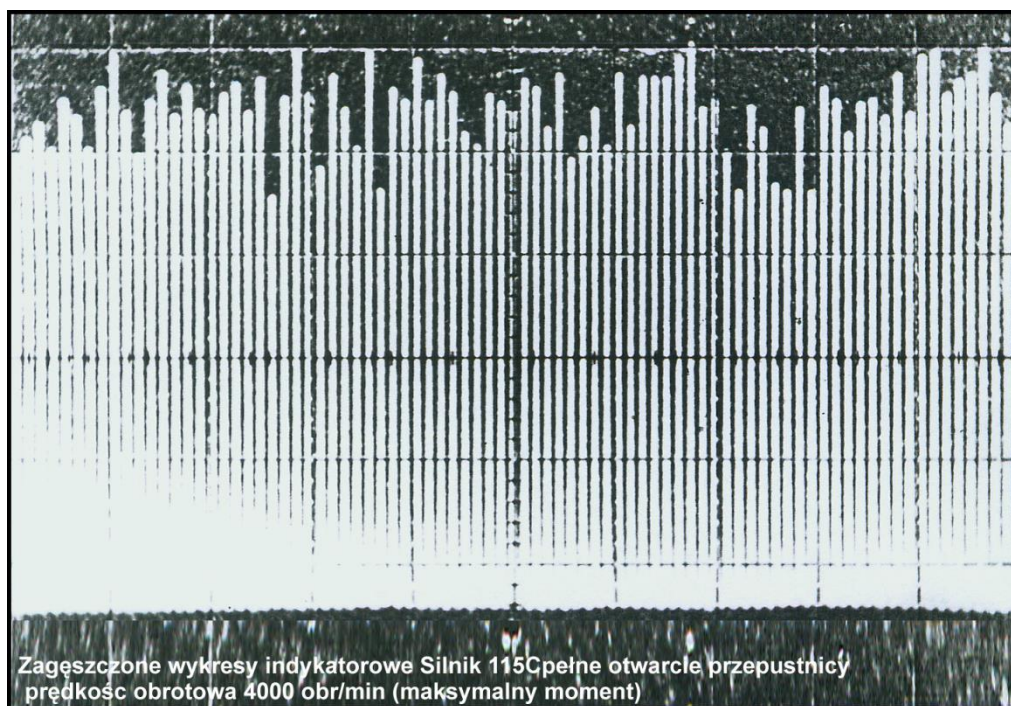
Rys. 1. Otwarty wykres indykatorowy – silnik 115C, maksymalny moment



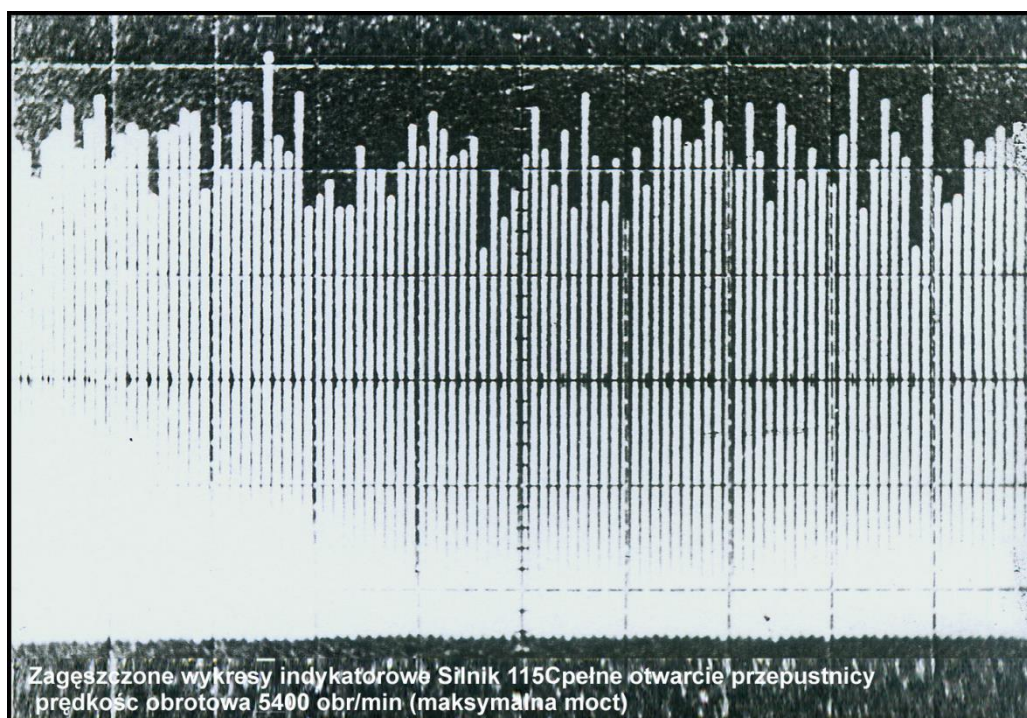
Rys. 2. Otwarty wykres indykatorowy – silnik 115C, maksymalna moc

Na rys. 3 i 4 jest przedstawionych kilkadziesiąt cykli pracy w jednym cylindrze silnika następujących kolejno po sobie. Nie są one identyczne. Na kolejnych wykresach znacznie różnią się wartości maksymalnego ciśnienia (jedna działka pionowa odpowiada ciśnieniu 1 MPa) a w konsekwencji również kształt wykresów.

<sup>1</sup> Dr inż. Maciej Tułodziecki, „Badania silnika 115C”



**Rys. 3.** Zagęszczone wykresy indykatorowe – silnik 115C, maksymalny moment



**Rys. 4.** Zagęszczone wykresy indykatorowe – silnik 115C, maksymalna moc

W praktyce silnikowej wiadomo, że kolejne cykle pracy w tym samym cylindrze mogą różnić się między sobą w bardzo dużym stopniu. Zjawisko to nazwano niepowtarzalnością kolejnych cykli pracy. Zasadniczymi jego przyczynami są:

- niejednakowe napełnienie cylindra świeżym ładunkiem,
- niejednakowy przebieg procesu spalania.

Wobec tak znacznych różnic pomiędzy przebiegami kolejnych cykli pracy, do wyznaczenia reprezentatywnego wykresu indykatorowego stosuje się metody statystyczne ich uśredniania.

Wykresy indykatorowe dostarczają bardzo wielu informacji o przebiegu zjawisk zachodzących wewnątrz cylindra i pozwalają na wyciągnięcie wielu ważnych wniosków. Stanowią podstawę do wyznaczenia siły nacisku gazów na denko tłoka zwanej w silnikach siłą gazową, która oddziałując na układ korbowy wywołuje obciążenie jego elementów. Miernikiem obciążenia układu korbowego silnika siłami nacisku gazów jest średnie ciśnienie indykowane.

## CEL ĆWICZENIA

Celem ćwiczenia jest sporządzenie wykresu indykatorowego otwartego i zamkniętego silnika spalinowego na podstawie wartości ciśnienia w **jednym cylindrze** silnika, zmierzonych przy użyciu zestawu do indykowania składającego się z czujnika ciśnienia, wzmacniacza ładunku i rejestratora oraz analiza tego wykresu.

## A. OPRACOWANIE DANYCH

Dane zawierają:

- a) Zarejestrowane podczas indykowania wartości ciśnienia  $p$  w **jednym cylindrze** silnika w zależności od kąta obrotu wału korbowego  $\alpha$ , odmierzanego od położenia zajmowanego przez wał korbowy, gdy tłok znajduje się w górnym martwym punkcie (GMP) w suwie napełniania. Są podane w postaci arkusza programu Excel.
- b) Dane dodatkowe:
  - $n$  [obr/min] – prędkość obrotowa wału korbowego silnika, przy której były wykonywane pomiary,
  - $N$  [kW] – moc silnika przy tej prędkości obrotowej,
  - $G_e$  [kg/h] - godzinowe zużycie paliwa,
  - $W_u$  [MJ/kg] – wartość opałowa paliwa.

Objektem badań były silniki o zapłonie samoczynnym, z bezpośrednim wtryskiem paliwa, Perkins z serii 1100 - wolnossący z oznaczeniem 1104C-44 oraz doładowany z oznaczeniem 1104C-44T.

Podstawowe dane silników:

	Perkins 1104C-44	Perkins 1004C-44T
Zasilanie powietrzem	wolnossący	turbodoładowany
Moc maksymalna $N$ [kW]	64	85
Prędkość obrotowa mocy maksymalnej $n_N$ [obr/min]	2400	2400
Moment maksymalny $M$ [N·m]	302	415
Prędkość obrotowa momentu maksymalnego $n_M$ [obr/min]	1400	1400
Liczba cylindrów $i$	4 w rzędzie	
Objętość skokowa silnika $V_{SS}$	4,4 dm <sup>3</sup>	
Stopień sprężania $\epsilon$	19,3	18,2
Średnica cylindra $D$ [mm]	105	
Skok tłoka $S$ [mm]	127	
Długość korbowodu $l$ [mm]	223,77	

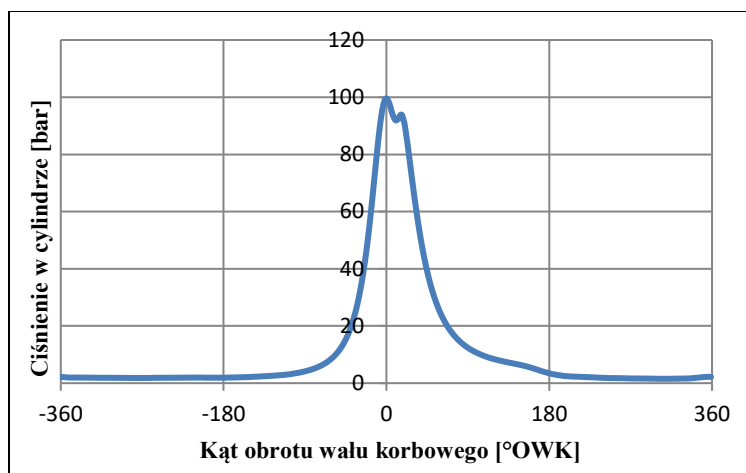
## POLECENIA

### 1 Sporządzić otwarty wykres indykatorowy $p(\alpha)$

**Otwarty wykres indykatorowy** przedstawia zależność bezwzględnego ciśnienia gazu w cylindrze silnika od kąta obrotu wału korbowego. Jest sporządzany dla jednego cyklu pracy silnika. Cykl pracy silnika czterosuwowego składa się z czterech suwów (suw: dolotu, sprężania, rozprężania zwanego też suwem pracy, wylotu). Podczas każdego suwu wał korbowy obraca się o 180°, a więc cały cykl pracy

silnika jest realizowany w czasie dwóch obrotów wału korbowego, co odpowiada 720°OWK (stopień obrotu wału korbowego).

Otrzymane z pomiarów dane pozwalają sporządzić otwarty wykres indykatorowy  $p(\alpha)$  - przy użyciu programu Excel bez żadnych dodatkowych obliczeń - w postaci przedstawionej na rys. A.1.



Rys. A.1. Otwarty wykres indykatorowy

## 2 Sporządzić zamknięty wykres indykatorowy $p(V)$ (rys. A.2)

**Zamknięty wykres indykatorowy** przedstawia zależność bezwzględnego ciśnienia gazu w cylindrze silnika od chwilowej wartości objętości cylindra  $V(\alpha)$ . Sporządzenie wykresu indykatorowego zamkniętego  $p(V)$  wymaga wyznaczenia chwilowej wartości objętości cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego  $V(\alpha)$ :

$$V(\alpha) = V_k + \frac{\pi D^2}{4} r \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_k} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right]$$

gdzie:

$$V_k = \frac{V_s}{\varepsilon_s - 1} \text{ - objętość komory spalania,}$$

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} S \text{ - objętość skokowa jednego cylindra,}$$

$$\lambda_k = \frac{r}{l} \text{ - współczynnik korbowodu,}$$

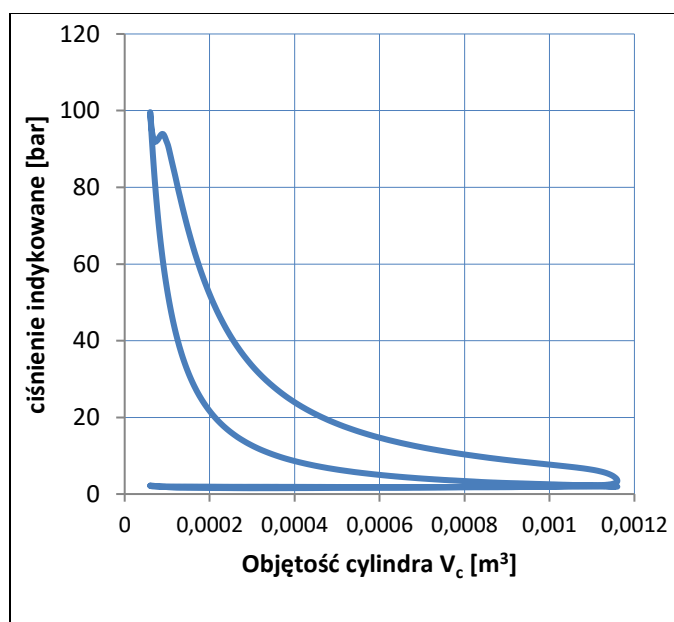
$\varepsilon_s$  - stopień sprężania,

D - średnica cylindra,

S - skok tłoka,

r = S/2 - promień wykorbienia,

l - długość korbowodu (odległość osi sworznia od osi czopa korbowego).



Rys. A.2. Zamknięty wykres indykatorowy

### 3 Wyznaczyć pracę indykowaną $L_i$

Pracę indykowaną  $L_i$  wyznacza się na podstawie zamkniętego wykresu indykatorowego przez sumowanie pól pracy absolutnej w poszczególnych suwach z uwzględnieniem znaków pracy:

$$L_i = |L_d| - |L_{spr}| + |L_{rozpr}| - |L_w|$$

gdzie:

$L_d$  – praca absolutna w suwie dolotu,

$L_{spr}$  – praca absolutna w suwie sprężania,

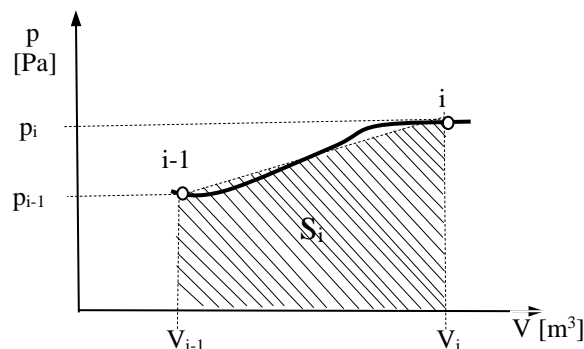
$L_{rozpr}$  – praca absolutna w suwie rozprężania,

$L_w$  – praca absolutna w suwie wylotu.

Jest zatem całką funkcji przedstawiającej zmianę ciśnienia w zależności od objętości cylindra. Jeśli znane są wartości funkcji w poszczególnych punktach, można do obliczenia całki zastosować przybliżone metody numeryczne. Jedną z nich jest metoda trapezów polegająca na przybliżeniu obszaru ograniczonego wykresem funkcji przez trapezy prostokątne o wysokości równej długości kroku całkowania i podstawach o długościach odpowiadających wartościom funkcji w punktach węzłowych na brzegu przedziału. Suma pól tych trapezów będzie przybliżonym polem ograniczonego obszaru.

$$S = S_1 + S_2 + S_3 + \dots \dots S_n = \sum_{i=1}^n S_i$$

Zastosowanie metody trapezów w rozważanym przypadku jest objaśnione na rys. A.3.



Rys. A.3. Zasada całkowania metodą trapezów



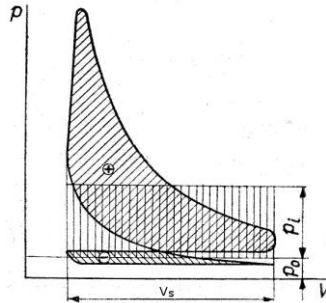
Przedział zmiany funkcji  $p(V)$   $[-360^\circ, +360^\circ]$  jest dzielony na  $n$  segmentów przybliżanych trapezami prostokątnymi. Wysokość trapezu równa długości kroku całkowania wynosi  $\Delta V = V_i - V_{i-1}$  ( $i=1,2,3 \dots n$ ) i odpowiada zmianie wartości objętości podczas obrotu wału korbowego o  $1^\circ \text{OWK}$ . Podstawy o długościach odpowiadających wartościom funkcji w punktach węzłowych na brzegu przedziału wynoszą odpowiednio  $p_{i-1}, p_i$ . Pole  $i$ -tego trapezu wynosi zatem:

$$S_i = \frac{p_{i-1} + p_i}{2} (V_i - V_{i-1}) \quad i=1,2,3, \dots, n$$

$$\sum_{i=1}^n S_i = L_{\text{indykowana}} \text{ [J]}$$

#### 4 Wyznaczyć średnie ciśnienie indykowane $p_{i\text{sr}}$

Średnie ciśnienie indykowane jest to takie stałe ciśnienie umowne, które działając na tłok w czasie suwu rozprężania wykona taką samą pracę jak zmienne ciśnienie rzeczywiste działające na tłok w czasie całego cyklu roboczego.



Rys. A.4. Średnie ciśnienie indykowane  $p_i$  przedstawione na wykresie indykatorowym silnika wolnossącego -  $L_i = \text{pole}(+) - | \text{pole}(-) |$

Średnie ciśnienie indykowane (rys. A.4) jest obliczane z zależności:

$$p_i = \frac{L_i}{V_s}$$

gdzie:

$L_i$  – praca indykowana,  
 $V_s$  – objętość skokowa jednego cylindra.

#### 5 Obliczyć moc indykowaną silnika $N_i$

$$N_i = \frac{i \cdot L_i}{t}$$

gdzie:  $i$  - liczba cylindrów,  
 $t$  – czas wykonania pracy  $L_i$ .

Praca  $L_i$  w silniku 4-suwowym jest wykonywana w czasie dwóch obrotów wału korbowego silnika, a zatem:

$$t = \frac{2 \cdot 60}{n} \text{ [s]},$$

gdzie:  $n$  [obr/min] – prędkość obrotowa wału korbowego silnika.

#### 6 Wyznaczyć średnie ciśnienie użyteczne $p_e$

Średnie ciśnienie użyteczne wyznacza się z zależności:

$$p_e = \frac{60 \cdot N_e \cdot \tau}{V_{ss} \cdot n}$$

gdzie:  $p_e$  [MPa] – średnie ciśnienie użyteczne,  
 $N_e$  [kW] – moc użyteczna silnika,  
 $n$  [obr/min] – prędkość obrotowa wału korbowego silnika,  
 $V_{ss}$  [dm<sup>3</sup>] - objętość skokowa silnika,  
 $\tau$  - współczynnik uwzględniający liczbę suwów na jeden cykl roboczy,  
 $\tau = 2$  – dla silnika czterosuwowego.

### 7 Wyznaczyć pracę użyteczną $L_e$

Pracę użyteczną wyznacza się z zależności:

$$L_e = p_e \cdot V_s$$

gdzie:  $V_s$  - objętość skokowa jednego cylindra,

### 8 Wyznaczyć sprawność mechaniczną $\eta_m$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{L_e}{L_i} = \frac{N_e}{N_i}$$

### 9 Wyznaczyć ciepło doprowadzone do jednego obiegu

$$Q = \frac{G \cdot W_u \cdot \tau}{60 \cdot n \cdot i} \quad [\text{MJ}]$$

gdzie:  $G$  [kg/h] – ilość paliwa zużyta przez silnik w ciągu jednej godziny (godzinowe zużycie paliwa),  
 $W_u$  [MJ/kg] – wartość opałowa paliwa,  
 $\tau$  – współczynnik uwzględniający liczbę suwów wykonanych przy realizacji cyklu pracy  
wynoszący 2 dla silnika czterosuwowego,  
 $n$  [obr/min] – prędkość obrotowa wału korbowego silnika.

### 10 Wyznaczyć sprawność cieplną

$$\eta_c = \frac{L_i}{Q}$$

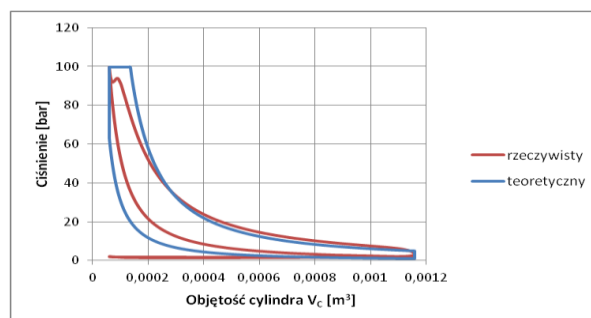
gdzie:  $L_i$  – praca indykowana,  
 $Q$  - ciepło doprowadzone do jednego obiegu.

### 11 Wyznaczyć sprawność ogólną

$$\eta_o = \frac{L_e}{Q}$$

gdzie:  $L_e$  – praca użyteczna,  
 $Q$  - ciepło doprowadzone do jednego obiegu.

### 12 Dobrać obieg teoretyczny (punkt B) i nałożyć go na zamknięty wykres indykatorowy (rys. A.5)



Rys. A.5. Zamknięty wykres indykatorowy z nałożonym obiegiem teoretycznym

**13 Wyznaczyć sprawność teoretyczną  $\eta_t$** 

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q}$$

gdzie:  $L_t$  – praca teoretyczna obiegu (obliczenia w punkcie B),  
 $Q$  – ciepło doprowadzone do jednego obiegu.

**14 Wyznaczyć sprawność indykowaną  $\eta_i$** 

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_t}$$

gdzie:  $L_t$  – praca teoretyczna obiegu (obliczenia w punkcie B),  
 $L_i$  – praca indykowana.

**15 Zestawienie sprawności**

a) Sprawność teoretyczna  $\eta_t$

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q}$$

b) Sprawność indykowana  $\eta_i$  (wewnętrzna)

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_t}$$

c) Sprawność cieplna  $\eta_c$

$$\eta_c = \frac{L_i}{Q}$$

a można ją zapisać również tak:

$$\eta_c = \frac{L_i}{Q} = \frac{L_t \cdot \eta_i}{Q} = \eta_t \cdot \eta_i$$

d) Sprawność mechaniczna  $\eta_m$

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i}$$

e) Sprawność ogólna  $\eta_o$

$$\eta_o = \frac{L_e}{Q}$$

Ta sprawność charakteryzuje cały proces przetwarzania energii i można ją również zapisać następująco:

$$\eta_o = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad \text{lub} \quad \eta_o = \eta_c \cdot \eta_m$$

Powyższą zależność otrzymuje się następująco:

$$\eta_o = \frac{L_e}{Q} = \frac{L_i \cdot \eta_m}{Q} = \frac{L_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m}{Q} = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m = \eta_c \cdot \eta_m$$

**16 Sporządzić wykres bilansu (punkt C)****17 Opisać wykres indykatorowy**

Na wykres indykatorowy zamknięty nanieść: objętość komory spalania, objętość skokową, wartość średniego ciśnienia indykowanego (rys. A.4) i użytecznego, zaznaczyć pola odpowiadające pracy indykowanej i pracy użytecznej a także orientacyjne punkty otwarcia i zamknięcia zaworów oraz punkt zapoczątkowania procesu spalania.

**18 Podać przykładowe wartości średniego ciśnienia użytecznego**

Średnie ciśnienie użyteczne  $p_e$  jest wskaźnikiem charakteryzującym rzeczywistą zdolność wykonania pracy użytecznej przez silnik. Nazywane jest też wydajnością silnika. Jest jednym ze wskaźników wykorzystywanych do porównywania silników.

Wyznaczyć wartości średniego ciśnienia użytecznego w warunkach znamionowych dla kilku dowolnie wybranych silników. Wyniki przedstawić np. w postaci tabeli 1. Porównać uzyskane wartości zwracając uwagę na sposób zapłonu, doładowanie, rok produkcji napędzanego pojazdu itp., i sformułować wnioski.

**Tabela 1**

Samochód albo typ silnika	Moc maksymalna $N_N$ [kW]	Prędkość obrotowa mocy maksymalnej $n_N$ [obr/min]	Objętość skokowa silnika $V_{ss}$ [dm <sup>3</sup> ]	Liczba cylindrów $i$	Stopień sprężania $\varepsilon$	Ciśnienie użyteczne $p_e$ [MPa]

## B. DOBÓR PORÓWNAWCZEGO OBIEGU TEORETYCZNEGO

Doboru porównawczego obiegu teoretycznego dokonuje się na podstawie obliczonej wartości ciśnienia gazu po zakończeniu procesu sprężania (punkt 2 na rys. B.1, B.2, B.3) oraz ilości energii cieplnej  $Q$  dostarczonej do jednego obiegu w jednym cylindrze silnika.

Założenia do obliczeń:

- czynnikiem roboczym w porównawczym obiegu teoretycznym jest powietrze traktowane jako gaz doskonały o następujących parametrach: stała gazowa  $R = 287 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ , wykładnik izentropy  $k = c_p/c_v = 1,4$ ,
- parametry początkowe procesu sprężania:  $p_1 = 1 \text{ bar}$ ,  $T_1 = 323 \text{ K}$ ,  
W obiegach teoretycznych przyjmuje się następujące parametry czynnika roboczego na początku sprężania: ciśnienie równe ciśnieniu otoczenia – w przybliżeniu 1 bar, temperatura taka jak temperatura czynnika roboczego w silniku, tj. temperatura otoczenia plus przyrost temperatury czynnika w wyniku podgrzania od gorących elementów silnika.
- maksymalne ciśnienie obiegu  $p_{max}$  takie jak na wykresie indykatorowym,
- do obiegu jest dostarczane ciepło  $Q$  zawarte w paliwie zużytych przez silnik (część A. Opracowanie danych, p. 9),
- objętość skokowa jednego cylindra  $V_s$ , objętość komory spalania  $V_k$ , stopień sprężania  $\varepsilon_s$  takie jak w badanym silniku.

W obiegu teoretycznym sprężanie i rozprężanie odbywa się według politropy o wykładniku  $k$  (izentropa) a wyprowadzenie ciepła odbywa się izochorycznie. Doprowadzanie ciepła może odbywać się izochorycznie (teoretyczny obieg Otta, rys. B.1, wykres  $T$ - $S$  - pole a,2,3,b), izobarycznie (teoretyczny obieg Diesla rys. B.2, wykres  $T$ - $S$  - pole a,2,3,b) lub częściowo izochorycznie a częściowo izobarycznie (teoretyczny obieg Sabathego, rys. B.3, wykres  $T$ - $S$  - pole a,2,2a,b, pole b,2a,3,c). Sposób doprowadzania ciepła do dobieranego obiegu teoretycznego ustala się na podstawie obliczonej wartości ciśnienia gazu po zakończeniu procesu sprężania w obiegu teoretycznym. Możliwe są następujące przypadki:

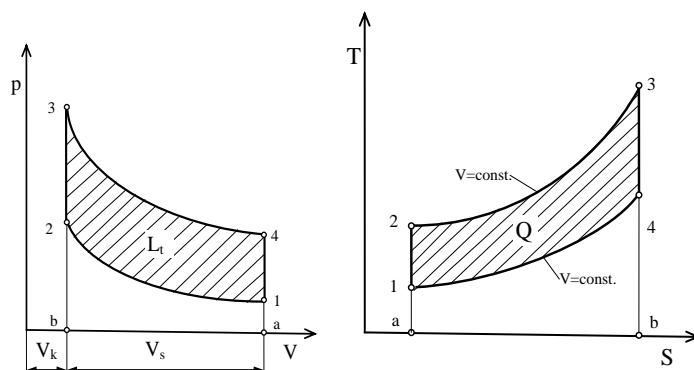
- Końcowe ciśnienie procesu sprężania (punkt 2, rys. B.1, B.2, B.3) jest równe maksymalnemu ciśnieniu obiegu - ciepło może być doprowadzone do biegu tylko izobarycznie. Obiegiem porównawczym będzie wtedy teoretyczny obieg Diesla.
- Końcowe ciśnienie procesu sprężania (punkt 2, rys. B.1, B.2, B.3) jest niższe od maksymalnego ciśnienia obiegu - należy obliczyć ilość ciepła potrzebnego do uzyskania ciśnienia maksymalnego, które musi być doprowadzone do obiegu izochorycznie  $Q_v$ .

Jeśli ilość ciepła  $Q_v$  jest równa ciepłu  $Q$ , to obiegiem porównawczym będzie teoretyczny obieg Otta.

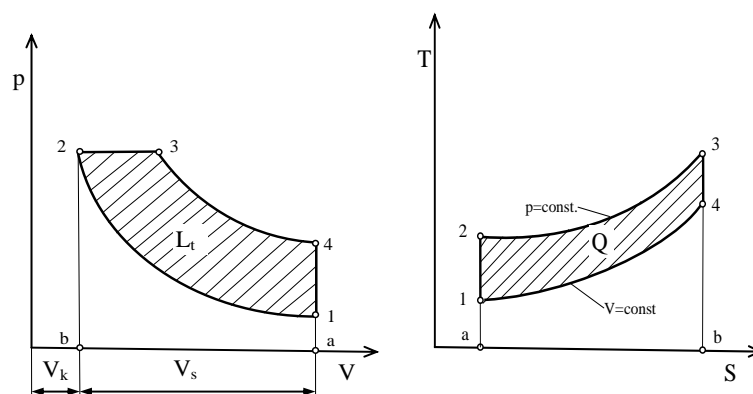
Jeśli ilość ciepła  $Q_v$  jest mniejsza od ciepła  $Q$ , to ich różnica musi być doprowadzona do obiegu izobarycznie:

$$Q_p = Q - Q_v$$

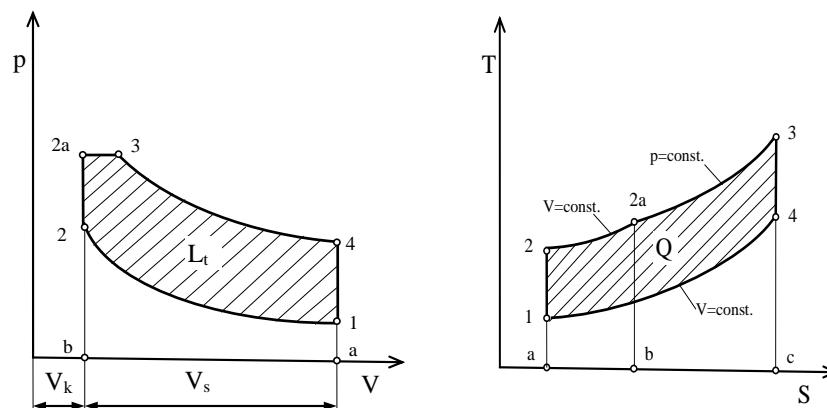
Doprowadzanie ciepła częściowo izochorycznie a częściowo izobarycznie jest charakterystyczne dla teoretycznego obiegu Sabathego.



Rys B.1. Obieg Otta



Rys. B.2. Obieg Diesla



Rys. B.3. Obieg Sabathego

**Obliczenie końcowego ciśnienia procesu sprężania (punkt 2):**

Bez względu na to, który obieg teoretyczny zostanie przyjęty jako obieg porównawczy, parametry stanu gazu na początku (punkt 1) i na końcu sprężania (punkt 2) są w każdym obiegu takie same i wynoszą:

- punkt 1:

$$p_1 = 1 \text{ bar}, T_1 = 323 \text{ K}, V_1$$

$$V_1 = V_s + V_k$$

$$V_k = \frac{V_1}{\varepsilon_s}$$

$$\text{stąd: } V_k = \frac{V_s}{\varepsilon_s - 1}$$

$$V_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S - \text{objętość skokowa jednego cylindra,}$$

D – średnica cylindra,

S – skok tłoka.

- punkt 2:

$$V_2 = V_k$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left( \frac{V_1}{V_2} \right)^k = p_1 \cdot \varepsilon_s^k - \text{równanie politropy sprężania (izentropa)}$$

$$T_2 = \frac{p_2 \cdot V_2}{M \cdot R}$$

$$\text{gdzie: } M = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1}$$

Jeśli wartość ciśnienia  $p_2$  będzie równa maksymalnemu ciśnieniu na wykresie indykatorowym, to obiegiem porównawczym będzie obieg Diesla.

Jeśli wartość ciśnienia  $p_2$  będzie mniejsza od maksymalnego ciśnienia na wykresie indykatorowym to o doborze obiegu porównawczego przesądzi wartość ciepła dostarczonego do obiegu izochorycznie.

### **Obliczenie ciepła doprowadzonego do obiegu izochorycznie $Q_v$**

Do obliczenia ciepła  $Q_v$  jest niezbędna, oprócz wartości parametrów stanu gazu w punktach 1 i 2, również wartość parametrów stanu gazu w punkcie 3 (obieg Otta) i w punkcie 2a (obieg Sabathego).

- Obieg Otta, punkt 3 (rys. B.1.):

$$p_3 = p_{\max} \quad V_3 = V_2 = V_k$$

$$T_3 = \frac{p_3 \cdot V_3}{M \cdot R}$$

$$\text{gdzie: } M = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1}$$

$p_1 = 1 \text{ bar}, T_1 = 323 \text{ K}, V_1$  – parametry stanu gazu na początku sprężania (punkt 1)

$$Q_v = M \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2)$$

Jeśli  $Q_v = Q$ , to teoretycznym obiegiem porównawczym będzie obieg Otta.

- Obieg Sabathego punkt 2a (rys. B.3.)

$$p_{2a} = p_{\max} \quad V_{2a} = V_2 = V_k$$

$$T_{2a} = \frac{p_{2a} \cdot V_{2a}}{M \cdot R}$$

$$\text{gdzie: } M = \frac{p_1 \cdot V_1}{R \cdot T_1}$$

$p_1 = 1 \text{ bar}, T_1 = 323 \text{ K}, V_1$  – parametry stanu gazu na początku sprężania (punkt 1)

$$Q_v = M \cdot c_v \cdot (T_{2a} - T_2)$$

Jeśli energia cieplna  $Q_v$  jest mniejsza od energii  $Q$ , to ich różnica musi być dostarczona do obiegu izobarycznie:

$$Q_p = Q - Q_v = M \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{2a})$$

Teoretycznym obiegiem porównawczym będzie obieg Sabathego.

Ciepło właściwe przy stałej objętości  $c_v$  i ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu  $c_p$  oblicza się korzystając z zależności:

$$R = c_p - c_v$$

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

**Wyznaczenie parametrów stanu gazu w pozostałych charakterystycznych punktach obiegu teoretycznego i sprawności teoretycznej**

#### - OBIEG OTTA:

Ciepło doprowadzone izochorycznie do obiegu:

$$Q_d = Q$$

punkt 4:

$$V_4 = V_1$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^k = p_3 \cdot \varepsilon_s^{-k}$$

$$T_4 = \frac{p_4 \cdot V_4}{M \cdot R}$$

Ciepło wyprowadzone izochorycznie z obiegu:

$$Q_{od} = M \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4)$$

Sprawność teoretyczna obiegu Otta:

$$\eta_t = \frac{Q_d - |Q_{od}|}{Q_d}$$

#### - OBIEG DIESLA:

punkt 3:

$$p_3 = p_2 = p_{\max}$$

Ciepło doprowadzone izobarycznie do obiegu:

$$Q_d = Q = M \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

$$T_3 = \frac{Q_p}{M \cdot c_p} + T_2$$

$$V_3 = \frac{M \cdot R \cdot T_3}{p_3}$$

punkt 4:

$$V_4 = V_1$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^k = p_3 \cdot \varepsilon_r^{-k}$$

gdzie:  $\varepsilon_r = \frac{\varepsilon_s}{\varphi}$ ,

$$\varphi = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2}$$

$$T_4 = \frac{p_4 \cdot V_4}{M \cdot R}$$

Ciepło wyprowadzone izochorycznie z obiegu:

$$Q_{od} = M \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4)$$

Sprawność teoretyczna obiegu Diesla:

$$\eta_t = \frac{Q_d - |Q_{od}|}{Q_d}$$

### - OBIEG SABATHEGO:

Ciepło dostarczone do obiegu:

$$Q_d = Q$$

punkt 3:

$$p_3 = p_{2a} = p_{\max}$$

Ciepło dostarczone izobarycznie do obiegu:

$$Q_p = Q - Q_v = M \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{2a})$$

$$\text{Stąd: } T_3 = \frac{Q_p}{M \cdot c_p} + T_{2a}$$

$$V_3 = \frac{M \cdot R \cdot T_3}{p_3}$$

punkt 4:

$$V_4 = V_1$$

$$p_4 = p_3 \cdot \left( \frac{V_3}{V_4} \right)^k = p_3 \cdot \varepsilon_r^{-k}$$

$$\text{gdzie: } \varepsilon_r = \frac{\varepsilon_s}{\varphi}$$

$$\varphi = \frac{V_3}{V_{2a}} = \frac{T_3}{T_{2a}}$$

$$T_4 = \frac{p_4 \cdot V_4}{M \cdot R}$$

Ciepło wyprowadzone izochorycznie z obiegu:

$$Q_{od} = M \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4)$$

Sprawność teoretyczna obiegu Sabathego:

$$\eta_t = \frac{Q_d - |Q_{od}|}{Q_d}$$

### Wyznaczenie mocy teoretycznej silnika

Praca teoretyczna obiegu:

$$L_t = Q_d - |Q_{od}|$$

Moc teoretyczna obiegu:

$$N_{t1} = \frac{L_t}{t}$$



gdzie:  $t = \frac{2 \cdot 60}{n} [s]$ ,  $n$  [obr/min] – prędkość obrotowa wału korbowego silnika.

Moc teoretyczna silnika:

$$N_t = i \cdot N_{t1}$$

gdzie:  $i$  - liczba cylindrów

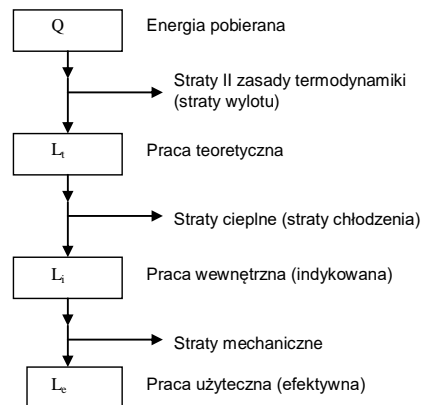
**Wyznaczenie średniego ciśnienia teoretycznego**

$$p_t = \frac{L_t}{V_s}$$

gdzie:  $L_t$  – praca teoretyczna (praca obiegu teoretycznego),  
 $V_s$  – objętość skokowa jednego cylindra.

### C. SPRAWNOŚCI I BILANS ENERGII

Dla urządzeń, których celem jest oddawanie energii na zewnątrz (silniki cieplne i inne przetworniki energii), można przedstawić schemat strat i przekazywania energii następująco (rys. C.1.) [5]. Na jego podstawie można wyznaczyć sprawność badanego urządzenia, czyli skuteczność zamiany energii cieplnej zawartej w dostarczonym do niego paliwie na energię mechaniczną przekazywaną przez to urządzenie do odbiornika mocy lub momentu.



**Rys. C.1.** Schemat strat i przekazywania energii w silnikach cieplnych

W praktyce silnikowej [1], [4], [7], jest powszechnie stosowany sposób określania sprawności zgodny z normą PN – 81/M – 01501.

a) **Sprawność teoretyczna  $\eta_t$**

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q}$$

Jest to sprawność uwzględniająca konieczność oddawania ciepła w obiegu zamkniętym, zgodnie z drugą zasadą termodynamiki. Praca  $L_t$  jest pracą, jaka zostałaby wykonana przez silnik, gdyby pracował zgodnie z przyjętym obiegiem wzorcowym.  $Q$  jest ilością ciepła dostarczaną do silnika w czasie jednego obiegu. Sprawność teoretyczna jest miarą strat ciepła oddawanego dolnemu źródłu; odpowiednikami tych strat w silniku rzeczywistym są straty wylotu.

b) **Sprawność indykowana  $\eta_i$  (wewnętrzna)**

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_t}$$

Ta sprawność uwzględnia straty typu cieplnego powstające przy realizacji obiegu porównawczego (wzorcowego) w cylindrze silnika rzeczywistego, a zatem straty wywołane różnicą właściwości rzeczywistego czynnika roboczego w stosunku do gazów doskonałych (zmiennosc ciepła właściwego i dysocjacja produktów spalania), niewłaściwym procesem spalania, chłodzeniem oraz straty wywołane dławieniem podczas przepływów związanych z wymianą Ładunku.  $L_i$  stanowi pracę wykonaną przez silnik po uwzględnieniu strat cieplnych.

c) **Sprawność cieplna  $\eta_c$**

Sprawność cieplna całkowicie charakteryzuje obieg rzeczywisty silnika, tj, uwzględnia wszystkie straty cieplne. Definiowana jest następująco:

$$\eta_c = \frac{L_i}{Q}$$

a można ją zapisać również tak:

$$\eta_c = \frac{L_i}{Q} = \frac{L_t \cdot \eta_i}{Q} = \eta_t \cdot \eta_i$$

d) **Sprawność mechaniczna  $\eta_m$**

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i}$$

Uwzględnia straty typu mechanicznego.  $L_e$  oznacza pracę użyteczną silnika, to znaczy tę, która może być oddana przez silnik na zewnątrz i wykorzystana użytecznie. Sprawność mechaniczna jest miarą strat na tarcie w mechanizmach silnika i na napęd mechanizmów pomocniczych.

e) **Sprawność użyteczna  $\eta_o$**

$$\eta_o = \frac{L_e}{Q}$$

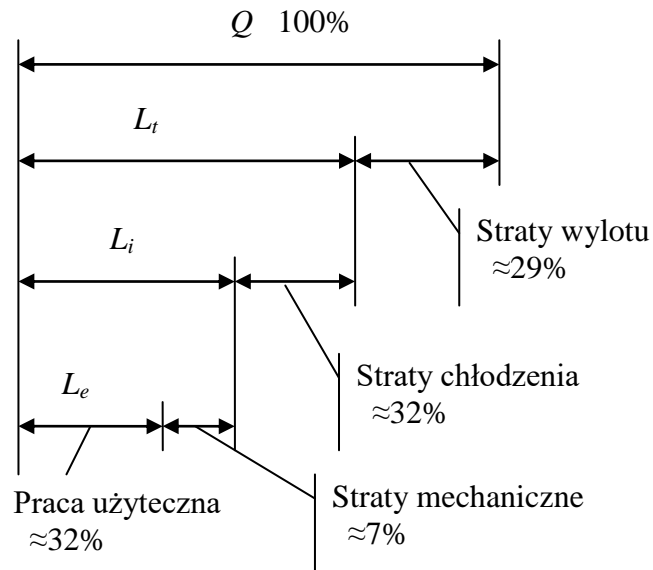
Ta sprawność charakteryzuje cały proces przetwarzania energii i można ją również zapisać następująco:

$$\eta_o = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad \text{lub} \quad \eta_o = \eta_c \cdot \eta_m$$

Powyższą zależność otrzymuje się następująco:

$$\eta_o = \frac{L_e}{Q} = \frac{L_i \cdot \eta_m}{Q} = \frac{L_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m}{Q} = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m$$

Bilans energii silnika cieplnego można przedstawić w postaci wykresu zwanego wykresem Sankeya (rys. C.2.). Podane na rysunku wartości strat [7] należy traktować jako przybliżone wartości przeciętne.



Rys. C.2. Bilans energii silnika cieplnego

$Q$  – energia pobierana przez układ jest to energia zawarta w paliwie zużywanym przez silnik i teoretycznie wywiązująca się w cylindrze podczas procesu spalania całkowitego i zupełnego.

#### WYKAZ LITERATURY

1. Bernhardt M., Dobrzyński S., Loth E. Silniki samochodowe. WKiŁ, Warszawa 1988.
2. Jędrzejowski J.: Obliczenie tłokowego silnika spalinowego. WKiŁ, Warszawa 1988.
3. Jędrzejowski J.: Mechanika układów korbowych silników samochodowych. WKiŁ, Warszawa 1986.
4. Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe. WKiŁ, Warszawa 1982.
5. Staniszewski B.: Termodynamika, PWN, Warszawa 1978.
6. Wajand J. T.: Pomiary szybkozmiennych ciśnień w maszynach tłokowych. WNT, Warszawa 1974.
7. Wajand J.A., Wajand J.T.: Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe. WNT, Warszawa 1993
8. Norma PN – ISO 2710-1:2007 – Silniki spalinowe tłokowe - Terminologia- Część 1:Terminy dotyczące konstrukcji i pracy silnika
9. Norma PN – 81/M – 01501 - Silniki spalinowe tłokowe – Podstawowe wielkości i parametry – terminologia

#### D. DODATEK (dla zainteresowanych)

##### 1. Wyznaczenie chwilowej wartości objętości cylindra $V(\alpha)$

Całkowita objętość cylindra  $V$  jest sumą objętości komory spalania  $V_k$  i objętości skokowej cylindra  $V_s$ . Chwilowa wartość objętości cylindra wynosi:

$$V(\alpha) = V_k + V_s(\alpha) \quad (1)$$

i zależy od chwilowego położenia tłoka w cylindrze silnika, a więc od kąta obrotu wału korbowego.

Objętość  $V_k$  wyznacza się następująco:

$$V_k = \frac{V_s}{\varepsilon_s - 1}$$

gdzie:

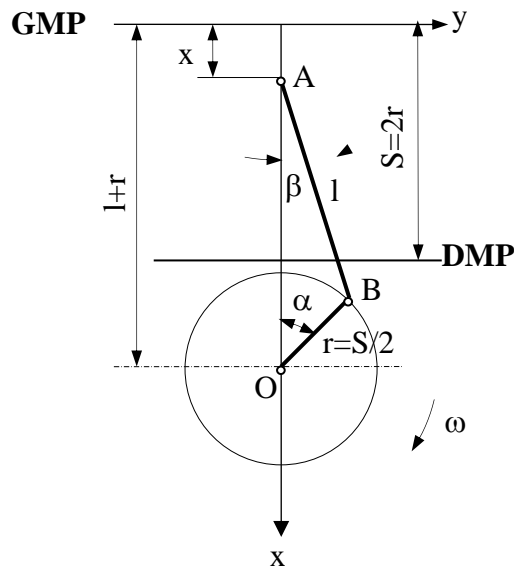
$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} S - \text{objętość skokowa jednego cylindra,}$$

$\varepsilon_s$  – stopień sprężania,  
 $D$  – średnica cylindra,  
 $S$  – skok tłoka,  
 a objętość  $V_s(\alpha)$  następująco:

$$V_s(\alpha) = \frac{\pi D^2}{4} x(\alpha) \quad (2)$$

gdzie:  $x(\alpha)$  – chwilowa wartość przemieszczenia tłoka w cylindrze.

Chwilową wartość przemieszczenia tłoka  $x(\alpha)$ , zwaną drogą tłoka, wyznacza się z zależności trygonometrycznych w mechanizmie tłokowo-korbowym. Jest to odległość przebyta przez tłok od górnego martwego punktu (GMP). Oznacza się ją przez „ $x$ ” (rys. D.1).



**Rys. D.1.** Schemat układu korbowego symetrycznego (zbieżnoosiowego)

$r = S/2$  – promień wykorbienia,  $l$  – długość korbowodu (odległość osi sworznia od osi czopa korbowego),  $S$  - skok tłoka,  $x$  – chwilowa wartość drogi tłoka liczona od GMP,  $\alpha$  - kąt obrotu ramienia wykorbienia (wału korbowego) liczony od GMP,  $\beta$  - kąt pomiędzy osią korbowodu i osią cylindra (oś  $x$ )

Drogę tłoka wyznacza się następująco:

$$x = r + l - r \cos \alpha - l \cos \beta = r (1 - \cos \alpha) + l (1 - \cos \beta) = r \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_k} (1 - \cos \beta) \right] \quad (3)$$

gdzie:  $\lambda_k$  – współczynnik korbowodu

$$\lambda_k = \frac{r}{l}$$

Przeciętne wartości  $\lambda_k$  wynoszą:

$$\lambda_k = 0,21 - 0,31.$$

Z trójkąta OAB wyznacza się zależność kąta  $\beta$  od kąta  $\alpha$ :

$$\frac{l}{\sin \alpha} = \frac{r}{\sin \beta}$$

skąd:  $\sin \beta = \lambda_k \cdot \sin \alpha$

a zatem:  $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha}$

Podstawiając powyższe wyrażenie do (3) otrzymuje się zależność opisującą drogę tłoka:

$$x(\alpha) = r \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_k} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (4)$$

Po podstawieniu zależności (4) do zależności (2) otrzymuje się:

$$V_s(\alpha) = \frac{\pi D^2}{4} r \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_k} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (5)$$

a po uwzględnieniu (5) w zależności (1) otrzymuje się zależność opisującą chwilową wartość całkowitej objętości cylindra:

$$V(\alpha) = V_k + \frac{\pi D^2}{4} r \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_k} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (6)$$

Po uwzględnieniu zależności (6) w arkuszu programu Excel z danymi do ćwiczenia i wykonaniu stosownych obliczeń, uzyska się dane umożliwiające wyznaczenie zamkniętego wykresu indykatorowego.

## 2. Ilość energii dostarczonej z paliwem w czasie cyklu pracy silnika

Ilość energii dostarczonej do silnika wyznacza się na podstawie godzinowego zużycia paliwa  $G$  (wielkość charakterystyczna dla danego silnika, wyznaczana podczas badań silnika w hamowni) oraz wartości opałowej tego paliwa  $W_u$  (ilość energii uzyskana podczas spalania jednego kilograma paliwa w warunkach określonych w stosownej normie).

**Ilość energii dostarczonej do silnika w ciągu jednej godziny**

$$\dot{Q}_s = G \cdot W_u$$

gdzie:  $\dot{Q}_s$  [MJ/h] – wydatek energii dostarczonej do silnika w ciągu jednej godziny,

$G$  [kg/h] – ilość paliwa zużyta przez silnik w ciągu jednej godziny (zużycie godzinowe paliwa),

$W_u$  [MJ/kg] – wartość opałowa paliwa – dla oleju napędowego wynosi około 43 MJ/kg.

**Ilość energii dostarczonej do jednego cylindra w ciągu godziny:**

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_s}{i}$$

gdzie:  $i$  – liczba cylindrów.

**Ilość energii dostarczonej do jednego obiegu (lub cyklu pracy):**

$$Q = \frac{\dot{Q}}{i_{cr}} = \frac{\dot{Q}_s}{i \cdot i_{cr}}$$

gdzie:  $i_{cr}$  – ilość cykli pracy zrealizowanych w jednym cylindrze w ciągu jednej godziny.

Ilość cykli pracy  $i_{cr}$  oblicza się, znając prędkość obrotową silnika  $n$  [obr/min], następująco:

- w ciągu jednej godziny wał korbowy silnika wykona  $x$  obrotów

$$x = n \left[ \frac{\text{obr}}{\text{min}} \right] \cdot 60 [\text{min}]$$

- w przypadku **silnika czterosuwowego** odpowiada to zrealizowaniu przez silnik  $x/2$  cykli pracy (jeden cykl pracy w silniku czterosuwowym jest realizowany podczas dwóch obrotów wału korbowego silnika)

$$i_{cr} = \frac{x}{2} = \frac{n \left[ \frac{\text{obr}}{\text{min}} \right] \cdot 60 [\text{min}]}{2} = 30 \cdot n \left[ \frac{\text{cykli pracy}}{h} \right]$$

- w przypadku **silnika dwusuwowego** (jeden cykl pracy jest realizowany podczas jednego obrotu) odpowiada to zrealizowaniu  $x$  cykli pracy

$$i_{cr} = x = n \left[ \frac{\text{obr}}{\text{min}} \right] \cdot 60 [\text{min}] = 60 \cdot n \left[ \frac{\text{cykli pracy}}{h} \right]$$

**Ilość energii dostarczonej do jednego obiegu (lub cyklu pracy) wynosi zatem:**

- dla silnika czterosuwowego

$$Q = \frac{\dot{Q}_s}{i_{cr} \cdot i} = \frac{G \cdot W_u}{30 \cdot n \cdot i}$$

- dla silnika dwusuwowego

$$Q = \frac{\dot{Q}_s}{i_{cr} \cdot i} = \frac{G \cdot W_u}{60 \cdot n \cdot i}$$

Wprowadzając w powyższych zależnościach zapis :

$$30 = \frac{60}{\tau} \quad \text{oraz} \quad 60 = \frac{60}{\tau}$$

gdzie:  $\tau$  – współczynnik uwzględniający liczbę suwów wykonanych przy realizacji jednego cyklu pracy, wynoszący 1 dla silnika dwusuwowego a 2 dla silnika czterosuwowego, otrzymuje się zależność:

$$Q = \frac{G \cdot W_u \cdot \tau}{60 \cdot n \cdot i}$$

Wielkości w powyższych zależnościach mają następujące jednostki:  
 $Q$  [MJ] ,  $G$  [kg/h],  $W_u$  [MJ/kg] ,  $n$  [obr/min]

### 3. Moc silnika

#### 3.1. Definicje mocy (wg PN – ISO 2710-1:2007)

**Moc indykowana** – całkowita moc rozwijana w cylindrach silnika w wyniku działania ciśnienia czynnika roboczego na tłoki.

**Moc strat tarcia** - moc niezbędna do pokonania tarcia mechanicznego i dostarczenia energii niezbędnej do napędu urządzeń pomocniczych.

**Moc użyteczna** - moc zmierzona na wale korbowym, przekazywana maszynie napędzanej lub przekładni w dowolnych warunkach pracy. Jest równa mocy indykowanej pomniejszonej o moc strat tarcia.

#### 3.2. Obliczenie mocy silnika

Ogólny wzór, na podstawie którego oblicza się moc silnika, ma postać

$$N = \frac{p \cdot V_s \cdot n \cdot i}{60 \cdot \tau} \quad (1a)$$

lub

$$N = \frac{p \cdot V_{ss} \cdot n}{60 \cdot \tau} \quad (1b)$$

gdzie:  $N$  – moc silnika w [kW],

$p$  – średnie ciśnienie obiegu [kPa] jeśli  $V_s$  [m<sup>3</sup>] lub [Pa] jeśli  $V_s$  [dm<sup>3</sup>],

$V_s$  – objętość skokowa jednego cylindra [m<sup>3</sup>] jeśli  $p$  [kPa] lub [dm<sup>3</sup>] jeśli  $p$  [Pa],

$V_{ss} = V_s \cdot i$  – objętość skokowa silnika (w takich samych jednostkach jak  $V_s$ )

$n$  - prędkość obrotowa wału korbowego silnika [obr/min],

$i$  – liczba cylindrów,

$\tau$  – współczynnik uwzględniający liczbę suwów wykonanych przy realizacji cyklu pracy; wynosi 1 dla silnika dwusuwowego, 2 dla silnika czterosuwowego

W zależności (1a) iloczyn  $p \cdot V_s$  oznacza pracę wykonaną w jednym cylindrze i ma wymiar [J] lub [kJ]. Szybkość wykonywania pracy (przekazywania energii) jest zwana mocą.

Zależność (1a) otrzymuje się następująco:

- zgodnie z ogólną definicją mocy

$$N = \frac{L}{t} \quad (2)$$

Jednym z parametrów charakteryzujących silnik jest średnie ciśnienie obiegu. Jest ono definiowane następująco:

$$p = \frac{L}{V_s}$$

W zależności od tego, dla jakiego obiegu jest wyznaczane średnie ciśnienie  $p$ , należy w powyższej zależności uwzględnić stosowną pracę. I tak dla obiegu teoretycznego będzie to praca  $L_t$  a średnie ciśnienie  $p$  będzie średnim ciśnieniem obiegu teoretycznego (średnie ciśnienie teoretyczne) oznaczanym  $p_t$ , dla wykresu indykatorowego będzie to praca indykowana  $L_i$  i średnie ciśnienie indykowane  $p_i$ , dla wielkości mierzonych na wyjściu z silnika (na kole zamachowym) będzie to praca użyteczna (efektywna)  $L_e$  i średnie ciśnienie użyteczne (efektywne)  $p_e$ .

Korzystając z definicji średniego ciśnienia obiegu i nie precyzując jakiego obiegu ono dotyczy, można zależność (2) dla jednego cylindra zapisać następująco:

$$N_1 = \frac{p \cdot V_s}{t} \quad (3)$$

Czas  $t$  w jakim jest wykonywana praca, wyznacza się następująco:

- znając prędkość obrotową wału korbowego silnika można obliczyć czas jednego obrotu wału  $t_1$

$$t_1 = \frac{60}{n} [s]$$

gdzie:  $n$  [obr/min] – prędkość obrotowa wału korbowego silnika

- czas realizacji jednego cyklu pracy  $t$ , czyli czas w jakim jest wykonywana praca, oblicza się pamiętając, że w silniku czterosuwowym jeden cykl pracy jest realizowany podczas dwóch obrotów wału korbowego, a w silniku dwusuwowym podczas jednego obrotu

$$\text{- silnik czterosuwowy: } t = 2 \cdot t_1 = 2 \cdot \frac{60}{n} [s]$$

$$\text{- silnik dwusuwowy: } t = t_1 = 1 \cdot \frac{60}{n} [s]$$

Uwzględniając powyższe zależności we wzorze (3) otrzymuje się:

- dla silnika czterosuwowego:

$$N_1 = \frac{p \cdot V_s}{2 \cdot \frac{60}{n}} = \frac{p \cdot V_s \cdot n}{120}$$

- dla silnika dwusuwowego:

$$N_1 = \frac{p \cdot V_s}{1 \cdot \frac{60}{n}} = \frac{p \cdot V_s \cdot n}{60}$$

Oznaczając w powyższych wzorach liczbę 2 oraz 1 przez  $\tau$  otrzymuje się:

$$N_1 = \frac{p \cdot V_s \cdot n}{60 \cdot \tau}$$

Uwzględniając, że moc silnika jest sumą mocy uzyskanej w poszczególnych cylindrach otrzymuje się wzór (1a) w następującej postaci:

$$N = N_1 \cdot i = \frac{p \cdot V_s \cdot n \cdot i}{60 \cdot \tau} \quad (4a)$$

lub uwzględniając, że  $V_{ss} = V_s \cdot i$  jest objętością skokową całego silnika, otrzymuje się wzór (1b) w następującej postaci:

$$N = \frac{p \cdot V_{ss} \cdot n}{60 \cdot \tau} \quad (4b)$$

Wzór (4a) przyjmie postać:

- dla obiegu teoretycznego – moc teoretyczna,

$$N_t = \frac{p_t \cdot V_s \cdot n \cdot i}{60 \cdot \tau}$$

- dla parametrów indykowanych silnika – moc indykowana,

*Wykres indykatorowy*

---

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_s \cdot n \cdot i}{60 \cdot \tau}$$

- dla parametrów użytecznych silnika – moc użyteczna,

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_s \cdot n \cdot i}{60 \cdot \tau}$$

Wielkości w powyższych zależnościach mogą mieć następujący wariant jednostek:

$N$  [kW],  $p$  [Pa],  $V_s$  [dm<sup>3</sup>],  $n$  [obr/min] lub  $N$  [kW],  $p$  [kPa],  $V_s$  [m<sup>3</sup>],  $n$  [obr/min] a  $\tau$  wynosi 1 (silnik dwusuwowy) lub 2 (silnik czterosuwowy).