

Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych  
Instytut Pojazdów

**LABORATORIUM POKŁADOWEJ DIAGNOSTYKI POJAZDÓW**

**Diagnostyka silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym  
na podstawie wykresu indykatorowego**

Opracowanie  
Dr inż. Ewa Fudalej-Kostrzewa

Warszawa, maj 2018

**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 średnie ciśnienie indykowane $p_{i\text{sr}}$ .....	8
4. Obliczyć moc indykowaną silnika $N_i$ .....	8
5. Wyznaczyć średnie ciśnienie użyteczne $p_e$ .....	8
6. Wyznaczyć pracę użyteczną $L_e$ .....	9
7. Wyznaczyć sprawność mechaniczną $\eta_m$ .....	9
8. Wyznaczyć ciepło doprowadzone do jednego obiegu $Q$ .....	9
9. Wyznaczyć sprawność ogólną $\eta_o$ .....	9
10. Wyznaczyć pozostałe sprawności silnika .....	10
11. Sporządzić wykres bilansu .....	10
12. Opisać wykres indykatorowy .....	10
 <b>B. SPRAWNOŚCI I BILANS ENERGII .....</b>	 <b>15</b>
<b>WYKAZ LITERATURY .....</b>	<b>17</b>

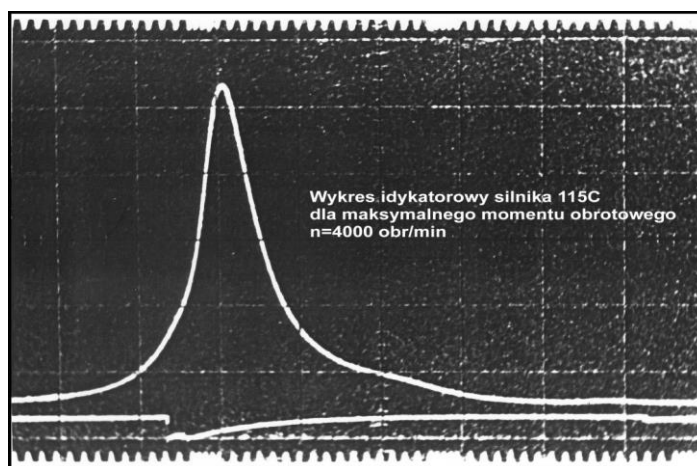
Opracowanie: dr inż. Ewa Fudalej-Kostrzewska

## WYKRES INDYKATOROWY

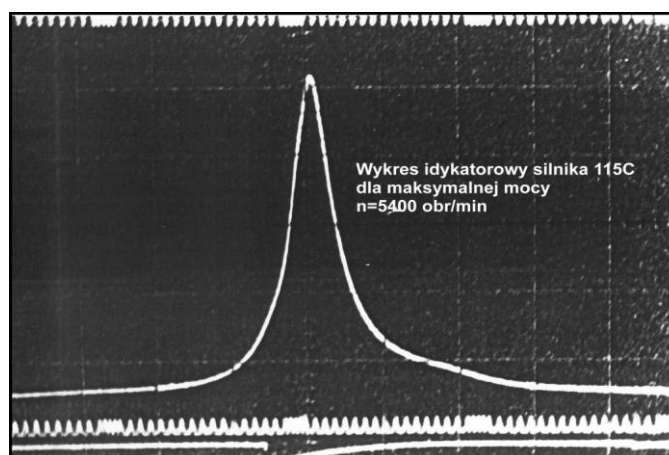
Rzeczywisty wykres pracy silnika spalinowego nazywany wykresem indykatorowym przedstawia przebieg ciśnienia  $p$  w cylindrze roboczym pracującego silnika w zależności od kąta obrotu  $\alpha$  wału korbowego – nosi wtedy nazwę wykresu indykatorowego otwartego – lub w zależności od objętości  $V$  gazów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

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

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

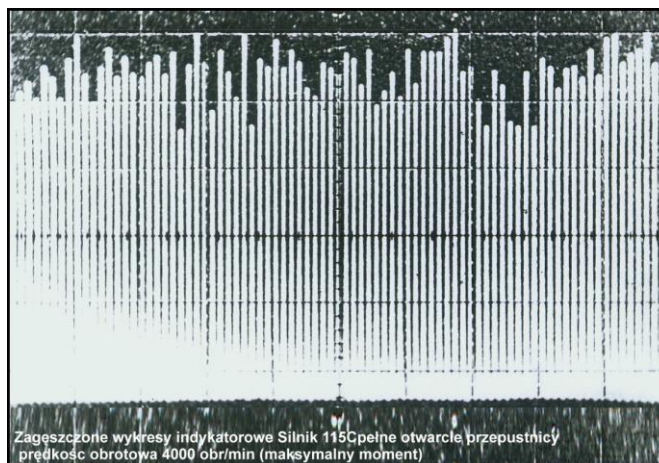
## Wykres indykatorowy

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:

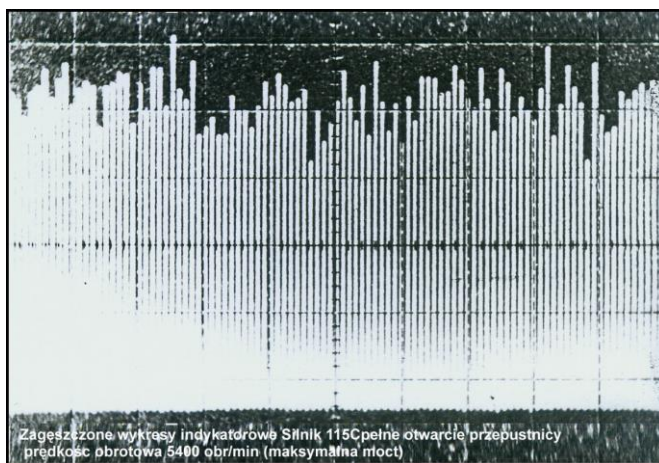
- niejednakowe napełnienie cylindra świeżym ładunkiem,
- niejednakowy przebieg procesu spalania.

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

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.



**Rys. 3.** Zagęszczony wykres indykatorowy – silnik 115C, maksymalny moment



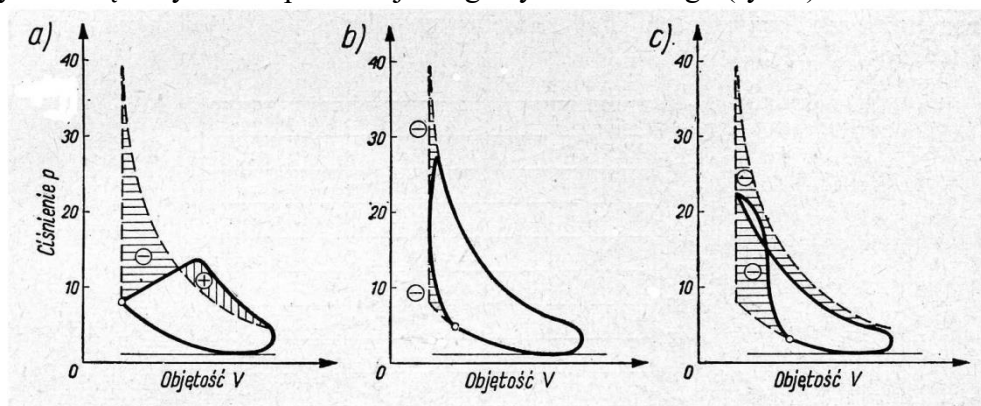
**Rys. 4.** Zagęszczony wykres indykatorowy – silnik 115C, maksymalna moc

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.

Dla właściwego przebiegu procesu spalania szczególne znaczenie ma właściwy kąt wyprzedzenia zapłonu w przypadku silników o zapłonie iskrowym, a w przypadku silników o zapłonie samoczynnym – kąt wyprzedzenia wtrysku.

### Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu

Zbyt wczesny czy też zbyt późny w stosunku do GMP przeskok iskry między elektrodami świecy zmniejsza, poza innymi ujemnymi skutkami, pole wykresu indykatorowego silnika, czyli pracę uzyskiwaną w cylindrze podczas jednego cyklu roboczego (rys. 5).



Rys.5. Wykresy indykatorowe przy różnych kątach wyprzedzenia zapłonu (pominięta pętla wymiany ładunku): a) zbyt późnym, b) optymalnym, c) zbyt wczesnym

Zbyt wczesny zapłon powoduje ponadto gwałtowny wzrost ciśnienia w czasie, kiedy tłok jest jeszcze oddalony od GMP. Sprzyja to powstawaniu znacznych obciążeń układu korbowego.

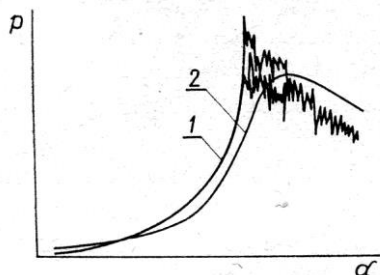
Zbyt późny zapłon powoduje z kolei przesunięcie właściwego spalania na suw rozprężania, co staje się przyczyną znacznego pogorszenia sprawności ogólnej silnika, a ponadto grozi niebezpieczeństwem przegrzania cylindra, tłoka w przede wszystkim zaworu wylotowego. To przegrzanie może w rzeczywistych warunkach spowodować zatarcie tłoka, a więc ciężkie uszkodzenie silnika.

Niewłaściwy początek spalania może wynikać nie tylko z nieprawidłowej regulacji chwili wyładowania elektrycznego na elektrodach świecy zapłonowej. Może się on także pojawić wskutek tzw. samozapłonu mieszaniny palnej.

Samozapłon może wystąpić, jeżeli mieszanina w cylindrze zostanie miejscowo lub w całej swojej masie nagrzana nadmiernie, to jest tak, że zostanie przekroczona temperatura zapłonu. Nadmierne nagrzanie mieszaniny palnej w całej jej masie może być spowodowane zbyt dużym stopniem sprężania wynikającym bądź ze złej oceny jego wartości przy projektowaniu silnika, bądź przy niefachowych naprawach lub przeróbkach silnika.

Jednakże na ogół samozapłon nie występuje w związku ze zbyt dużym stopniem sprężania. Zwykle jest on wywołany miejscowym nadmiernym podgrzaniem mieszaniny palnej. W określonych warunkach pracy silnika mogą pojawić się miejscowe przegrzania części metalowych – zaworu, wylotowego, elektrod świecy o niewłaściwie dobranej wartości cieplnej a także żarzenie się nagaru osadzonego na ściankach komory spalania, denku tłoka i.t.p. Miejsca takie powodują samozapalenie mieszaniny palnej, a w konsekwencji nieprawidłowy przebieg spalania i wystąpienie szkodliwego dla silnika zjawiska jakim jest spalanie stukowe.

Spalanie stukowe wywołuje rozprężającą się w komorze spalania część już palącej się mieszaniny palnej, która podgrzewa i spręża jeszcze nie zapaloną, pozostałą mieszaninę. Jeśli osiągnie ona odpowiednią temperaturę to nastąpi gwałtowny jej samozapłon. Wiąże się to z gwałtownym spalaniem, które powoduje miejscowy wzrost temperatury i ciśnienia, które z kolei w postaci fali uderzeniowej rozprzestrzenia się na całą komorę spalania, wywołując drgania masy gazu. Drgania te uwidaczniają się wahaniem ciśnienia na wykresie indykatorowym (rys.6). Drgania masy gazu przy zderzeniu się ze ściankami wywołują metaliczne dźwięki wysokiej częstotliwości.



**Rys. 6.** Otwarte wykresy indykatorowe  
1 – spalanie stukowe, 2 – spalanie normalne

Spalaniu stukowemu towarzyszy gwałtowne wywiązywanie się ciepła, wskutek czego maksymalna temperatura spalin za czołem płomienia jest o około 300 K większa niż podczas spalania normalnego. Podwyższona temperatura, występowanie fal uderzeniowych oraz wyrównawczych ruchów gazów powodują silny wzrost intensywności przechodzenia ciepła od czynnika roboczego do ścianek komory spalania. Pociąga to za sobą przeciążenie cieplne tłoków, zaworów, elektrod świec zapłonowych i.t.d. Gwałtowny wzrost ciśnienia (mierzony przyrostem ciśnienia na 1 °OWK –  $dp/d\alpha$ ) i wahania ciśnienia o dużej amplitudzie powodują znaczne obciążenia mechaniczne o charakterze uderzeniowym, które są niebezpieczne dla układu korbowego, a szczególnie łożysk. W wyniku intensywnego odprowadzenia ciepła z cylindra, wzrostu strat mechanicznych i niecałkowitego spalania pogarsza się wykorzystanie energii paliwa, a tym samym maleje sprawność i moc silnika.

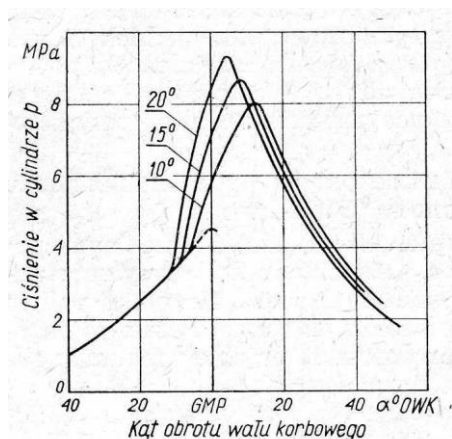
#### *Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku*

Kąt wyprzedzenia wtrysku paliwa jest jednym z czynników, oprócz cech konstrukcyjnych i warunków pracy silnika, oddziałujących na przebieg procesu spalania. Jednym z najważniejszych czynników charakteryzujących spalanie rozpylonego paliwa w silniku jest przebieg wywiązywania się ciepła. Decyduje on o zmianach ciśnienia i temperatury w cylindrze oraz dynamicznych wskaźnikach przebiegu spalania, a tym samym o wielkości pracy indykowanej przekazanej na tłok, efektywności wykorzystania ciepła, poziomie obciążeń cieplnych i mechanicznych silnika, a także jego głośności pracy. Wpływ ten przejawia się w charakterystycznych zmianach na wykresie indykatorowym, wyrażonych przede wszystkim maksymalnym ciśnieniem i temperaturą czynnika w cylindrze. Zmiany kąta wyprzedzenia wtrysku nie powodują istotniejszych zmian przebiegu wtrysku, natomiast przebieg wywiązywania się ciepła zmienia się znacznie, czego rezultatem są duże różnice prędkości wywiązywania się ciepła. Przebieg wywiązywania się ciepła  $dQ/d\alpha$  określany ilością paliwa spalanego na każdy stopień obrotu wału korbowego w okresie spalania jest zasadniczym czynnikiem wpływającym na przebieg zmian ciśnienia w cylindrze, a tym samym na moc rozwijaną przez silnik oraz jego twardość biegu.

Zbyt wczesny wtrysk powoduje nagromadzenie dużej ilości paliwa w komorze spalania, w której powietrze nie zostało jeszcze doprowadzone do dostatecznie wysokiej temperatury i odpowiedniego ciśnienia, aby zapewnić samozapłon. W chwili więc samozapłonu następuje gwałtowny przyrost ciśnienia wywołując silne stuki (młotkowanie) i bardzo twardą pracę silnika.

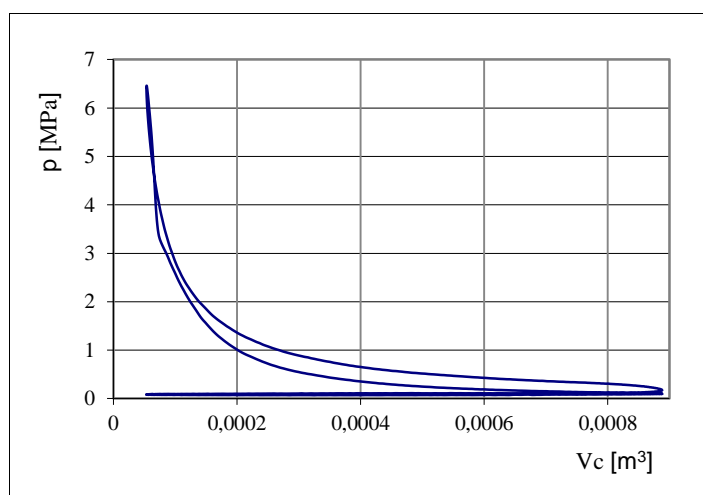
Przy zbyt późnym wtrysku, samozapłon paliwa następuje po przejściu tłoka przez GMP, spalanie odbywa się przy malejącym ciśnieniu w komorze spalania i przebiega stosunkowo wolno, rozciągając się znacznie na suw rozprężania. Może wówczas następować niecałkowite spalanie wtrysniętego paliwa, dymienie i dopalanie paliwa w przewodach wylotowych. To ostatnie jest szczególnie niebezpieczne przy pracy silnika z turbosprężarką i może spowodować uszkodzenie łopatek turbiny zespołu doładowującego. Przy zbyt późnym wtrysku występują z reguły duże straty cieplne oraz szkodliwe podgrzewanie tłoka, pierścieni i zaworu wylotowego.

Na rys. 7 jest przedstawione przesunięcie linii wykresu indykatorowego w zależności od kąta wyprzedzenia wtrysku przy zachowaniu nie zmienionego czasu trwania wtrysku.



**Rys. 7.** Wykres indykatorowy silnika ZS dla różnych kątów wyprzedzenia wtrysku, przy stałym kącie trwania wtrysku

Na rys. 8 jest przedstawiony wykres indykatorowy silnika z nie tylko nieprawidłowo ustawionym kątem wyprzedzenia wtrysku ale również nieprawidłowo działającą pompą wtryskową.



**Rys.8.** Wykres indykatorowy z nieprawidłowo ustawionym kątem wyprzedzenia wtrysku i niesprawną pompą wtryskową

## 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:

- 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] podczas suwu napełnienia. Są podane w postaci arkusza programu Excel.
- 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.

## Wykres indykatorowy

Obiektem 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:

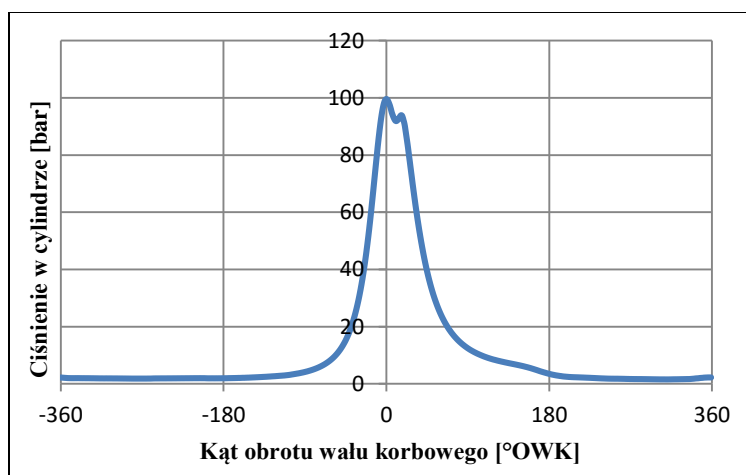
	Perkins 1104C-44	Perkins 1004C-44T
Zasilanie powietrzem	wolnossący	turbodoładowany
Moc maksymalna N [kW]	64	85
Prędkość obrotowa mocy maksymalnej $n_N$ [obr/min]	2400	2400
Moment maksymalny M [N·m]	302	415
Prędkość obrotowa momentu maksymalnego $n_M$ [obr/min]	1400	1400
Liczba cylindrów i	4 w rzędzie	
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 korbowa 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. A1.



Rys. A1. Otwarty wykres indykatorowy

### 2 Sporządzić zamknięty wykres indykatorowy $p(V)$ (rys. A2)

**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:

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

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

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

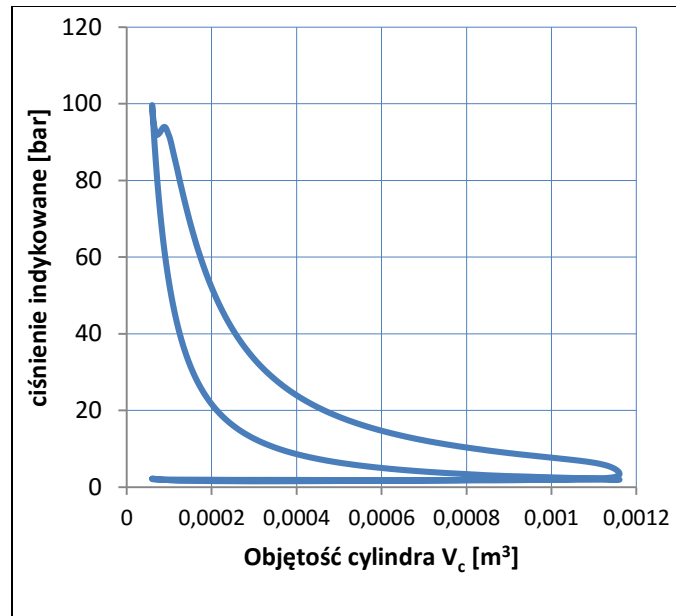
$\varepsilon_s$  – stopień sprężania,

$D$  – średnica cylindra,

$S$  – skok tłoka,

$r = S/2$  – promień wykorbienia,

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



Rys. A2. 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,

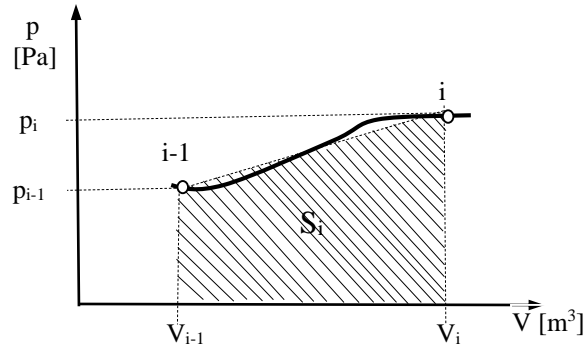
$L_w$  – praca absolutna w suwie wylotu.

Jest zatem całą 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

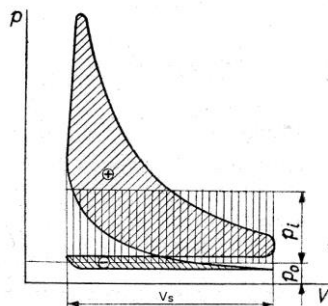
Przedział zmiany funkcji  $p(V)$   $[-360^\circ, +360^\circ]$  jest dzielony na  $n$  segmentów przybliżanych trapezami prostokątnymi. Wysokość trapezu równa długości kroku całkowania wynosi  $\Delta V = V_i - V_{i-1}$  ( $i=1,2,3 \dots n$ ) i odpowiada zmianie wartości objętości podczas obrotu wału 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:

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

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

#### 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. A3. Średnie ciśnienie indykowane  $p_i$  przedstawione na wykresie indykatorowym (silnik wolnossący-  
 $L_i = \text{pole}(+) - | \text{pole}(-) |$ )

Średnie ciśnienie indykowane 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:

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

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

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

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.

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

$$\eta_o = \eta_c \cdot \eta_m$$

Powyższą zależność otrzymuje się następująco:

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

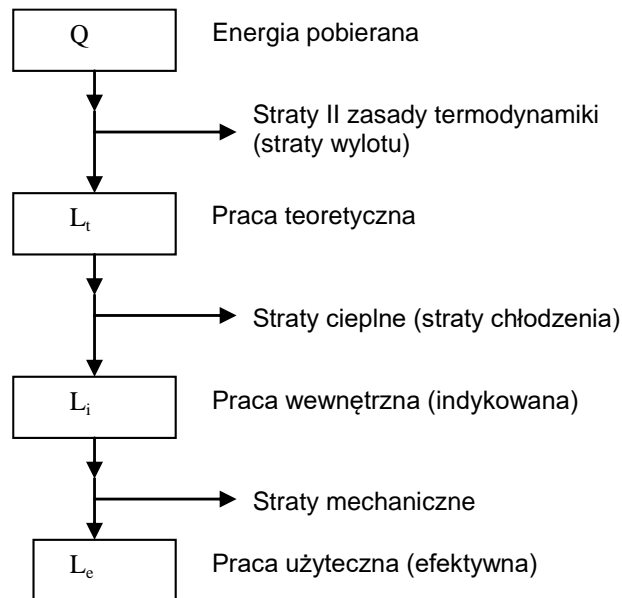
**12 Sporządzić wykres bilansu** (punkt B, rys. B2 – bez uwzględnienia pracy i sprawności obiegu teoretycznego)

**13 Opisać wykres indykatorowy**

Na wykres indykatorowy zamknięty nanieść: objętość komory spalania, objętość skokową, wartość średniego ciśnienia indykowanego (rys. A3) i użytecznego, zaznaczyć pola odpowiadające pracy indykowanej i pracy użytecznej a także orientacyjne punkty otwarcia i zamknięcia zaworów oraz punkt zapoczątkowania procesu spalania. Ocenic prawidłowość sporządzonego wykresu zamkniętego.

## B. 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. B.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. B.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; odpowiednikiem 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  $\eta_o$** 

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

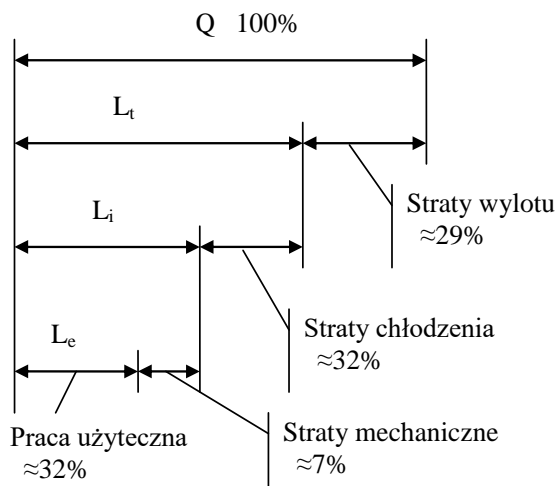
Ta sprawność charakteryzuje cały proces przetwarzania energii i można ją również zapisać następująco:

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

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. B. 2.). Podane na rysunku wartości strat [7] należy traktować jako przybliżone wartości przeciętne.



Rys. B.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