

## **THERMODYNAMICS OF PISTON COMBUSTION ENGINE WORK CYCLE**

**Andrzej Ambrozik**

*Technical University of Kielce*

*Al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce, Poland*

*tel.: +48 41 3424344 fax: +48 41 3424340, e-mail: silspal@tu.kielce.pl*

**Antoni Jankowski**

*Institute of Aeronautics*

*Al. Krakowska 110/114, 02-256 Warszawa, Poland*

*tel.: +48 22 8460011, fax: +48 22 8464432*

*e-mail: ajank@ilot.edu.pl*

**Marcin Ślęzak**

*Motor Transport Institute*

*ul. Jagiellońska 80, 03-301 Warszawa, Poland*

*tel.: +48 22 6753058, fax: +48 22 8110906*

*e-mail: marcin.slezak@its.waw.pl*

### **Abstract**

*The paper contains issues of four-stroke piston combustion engines work cycles. The methods of analyses and calculations referring these engines work cycles were presented. These method show advisability and needs of using them to theoretical calculations and analyses of real work cycles. Generalized engine work cycle was proposed. These methods mentioned above, make possible calculations in view of engine propriety usage of most rational constructional parameters and parameters influencing the course and organization of burning process. This paper presents: methodology of calculating thermodynamically parameters in characteristic points of generalized engine work cycle, specified method of calculating fill degree of cylinder value, calculating methodology of maximum cycle temperature and temperatures of working factor in opening moment of outlet valve as well as calculation methodology of effective coefficient warmth emission during burning process. Authors have presented the way how to calculate beginning and end of burning process parameters, angle of ignition lag as well as the characteristic preparation of relative quantity emitted warmth. Methodology introduced in this paper creates evaluation possibilities of effectiveness application of mineral fuels or another for example vegetable to engine supply.*

## **TERMODYNAMIKA CYKLU PRACY TŁOKOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO**

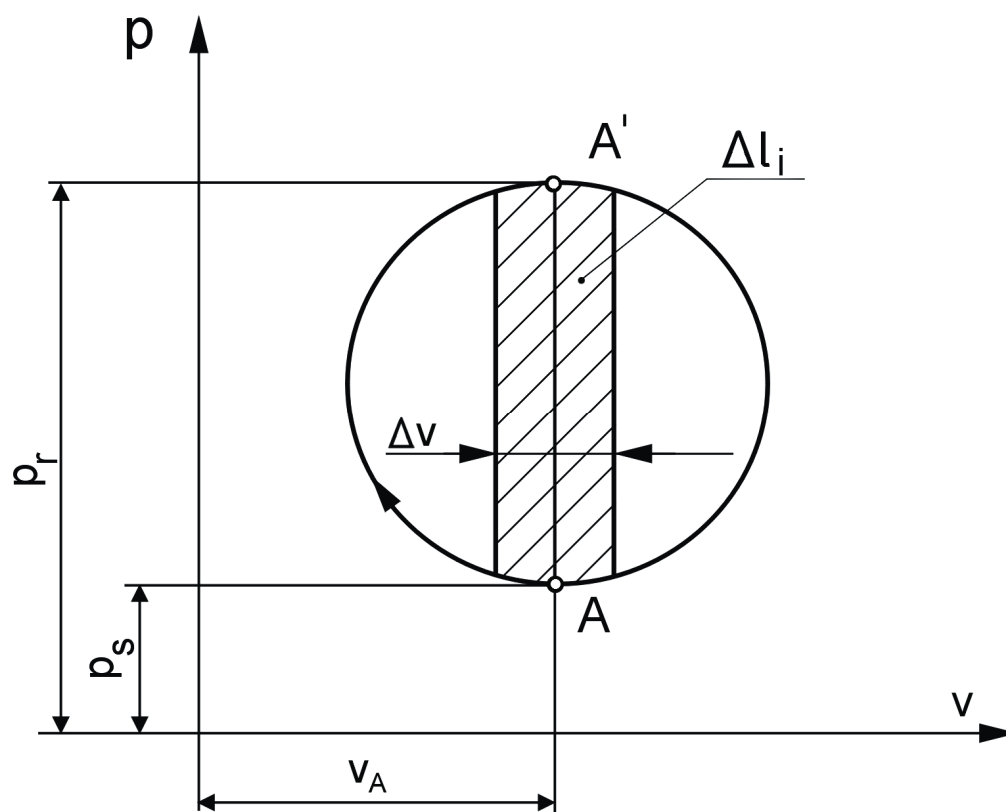
### **Streszczenie**

*Referat opisuje problematykę termodynamiki cykli pracy czterosurowych tłokowych silników spalinowych. Zaprezentowano metody analizy i obliczeń cykli pracy tych silników, wskazujące na celowość i potrzebę wykorzystania do obliczeń teoretycznych i analizy rzeczywistych cykli pracy, zaproponowanego uogólnionego cyklu pracy silnika. Metody te umożliwiają wyznaczenie najbardziej racjonalnych ze względu na właściwości użytkowe silnika, parametrów konstrukcyjnych oraz parametrów istotnie wpływających na przebieg i organizację procesu spalania. W referacie zaprezentowano metodykę wyznaczania parametrów termodynamicznych w charakterystycznych punktach uogólnionego cyklu pracy silnika, uściśloną metodę wyznaczania wartości stopnia napełnienia cylindra, metodykę wyznaczania maksymalnej temperatury cyklu i temperatury czynnika roboczego w chwili otwarcia zaworu wylotowego oraz metodykę wyznaczania efektywnego współczynnika wydzielania ciepła podczas procesu spalania. Inną metodą zaprezentowaną w artykule jest sposób wyznaczania parametrów początku i końca procesu spalania, kąta opóźnienia samozapłonu oraz sporządzania charakterystyki względnej ilości wydzielającego się ciepła. Przedstawiona w referacie metodyka stwarza możliwości oceny przydatności zastosowania do zasilania silników paliw pochodzenia mineralnego lub innego np. roślinnego.*

## 1. Wprowadzenie

Termodynamicznym cyklem pracy czterosuwowego tłokowego silnika spalinowego przedstawionym w układzie pracy p-V lub T-s nazywamy cykl kołowy przebiegający zgodnie z ruchem wskazówek zegara, składający się z quasistatycznych, odwracalnych przemian równowagowych realizowanych przez czynnik roboczy będący gazem doskonałym, półdoskonałym lub rzeczywistym, podczas którego doprowadzone ciepło (wyzwalające się podczas procesu spalania) zamieniane jest na pracę mechaniczną.

Rozważmy warunki uzyskania największej pracy dowolnego silnikowego cyklu pracy przedstawionego w układzie współrzędnych p-v, i realizowanego przez jednostkę ilości czynnika roboczego.



Rys. 1. Dowolny termodynamiczny cykl pracy silnika spalinowego w układzie p-v  
Fig. 1. A thermodynamical work cycle of a combustion engine in the p-v system

Wartość elementarnej pracy indykowanej  $\Delta l_i$  jest:

$$\begin{aligned} \Delta l_i &= p_r \Delta v - p_s \Delta v = (p_r - p_s) \Delta v = \left( \frac{RT_r}{v_A} - \frac{RT_s}{v_A} \right) \Delta v = R(T_r - T_s) \frac{\Delta v}{v_A} = \\ &= \left( \frac{\bar{R}}{\mu_r} \frac{T_r}{v_A} - \frac{\bar{R}}{\mu_s} \frac{T_s}{v_A} \right) \Delta v = \bar{R} \left( \frac{T_r}{\mu_r} - \frac{T_s}{\mu_s} \right) \frac{\Delta v}{v_A} \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie:  $p_s$  – ciśnienie procesu sprężania,  $p_r$  – ciśnienie procesu rozprężania,  $v$  – objętość właściwa czynnika roboczego,  $R$  – indywidualna stała gazowa,  $\bar{R}$  – uniwersalna stała gazowa,  $T_s$  i  $T_r$  – odpowiednio temperatura czynnika roboczego podczas procesu sprężania i rozprężania,  $\mu_s$  i  $\mu_r$  – odpowiednio masa molowa czynnika roboczego w czasie procesu sprężania i rozprężania.

Z zależności (1) wynika, że możliwie największą wartość pracy  $\Delta l_i$  otrzymamy, gdy:

- duża będzie różnica pomiędzy ciśnieniem procesu rozprężania i sprężania,
- duża będzie wartość indywidualnej stałej gazowej. Ponieważ  $R = c_p - c_v = c_v(\kappa - 1)$ , zatem czynnik roboczy powinien charakteryzować się dużym ciepłem właściwym  $c_v$  i dużą wartością wykładnika adiabaty  $\kappa = c_p/c_v$ ,
- duża jest różnica temperatur procesu rozprężania i sprężania. Warunek ten jest równocześnie warunkiem wysokiej sprawności cieplnej cyklu pracy,
- możliwie mała jest wartość objętości właściwej czynnika roboczego  $v_A$ , co wskazuje na to, że powinniśmy budować silniki w których istnieją wysokie ciśnienia w cylindrze, wówczas mniejsze są wartości objętości właściwej czynnika roboczego.

Z analizy dwóch ostatnich wyrażenia równania (1) wynika, że wartość elementarnej pracy indykowanej  $\Delta l_i$  zależy również od masy molowej świeżej mieszanki palnej  $\mu_s$  i produktów spalania  $\mu_r$ .

## 2. Termodynamiczne cykle pracy czterosurowych tłokowych silników spalinowych

W dziedzinie tłokowych silników spalinowych, zarówno na etapie opracowywania nowych konstrukcji jak i doskonalenia już istniejących szeroko wykorzystuje się ich termodynamiczne cykle pracy, które dzielimy na: teoretyczne, porównawcze i rzeczywiste.

### 2.1. Teoretyczny cykl pracy czterosurowego, tłokowego silnika spalinowego

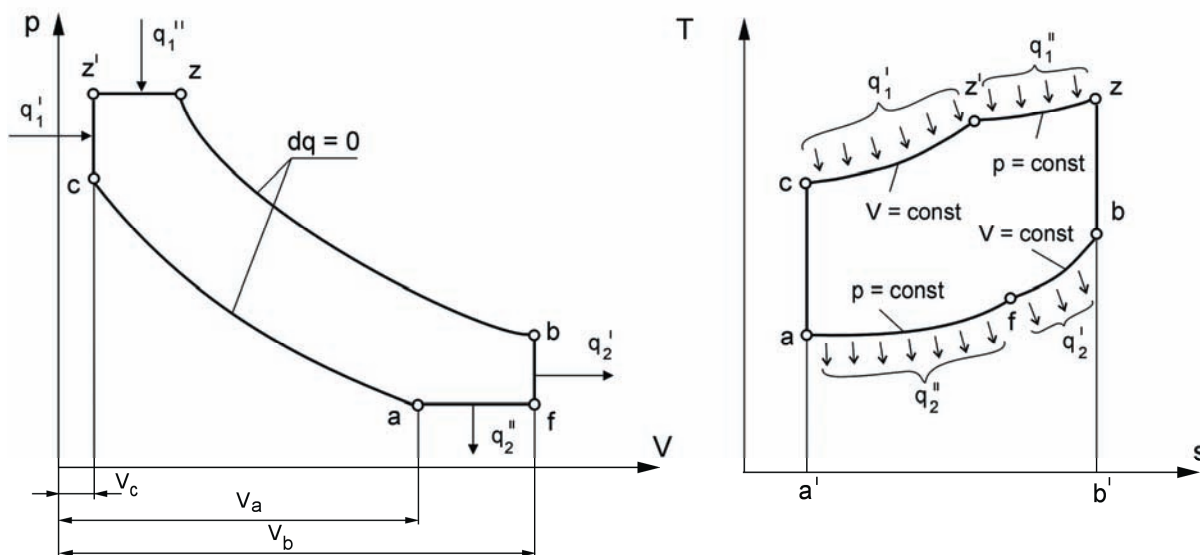
Teoretyczne cykle pracy silnika są wzorcami stosowanymi w technice cieplnej, które służą do przedstawienia i analizy idealnego przebiegu przemiany energii cieplnej na energię mechaniczną. Czynnikiem termodynamicznym tych cykli jest gaz doskonały. Stwarzają one możliwości porównywania rzeczywistych przemian zachodzących w silniku z przemianami teoretycznymi, według których silnik powinien pracować. Umożliwiają wyciąganie wniosków dotyczących sprawności teoretycznej i średniego ciśnienia teoretycznego oraz maksymalnego ciśnienia cyklu, jak również wyznaczenie maksymalnych wartości parametrów i wskaźników pracy silnika, przy założonych wielkościach charakterystycznych.

Teoretyczne, termodynamiczne cykle pracy silnika sporządza się przy założeniach:

- masa czynnika roboczego w cylindrze, w czasie trwania cyklu jest stała,
- procesy sprężania i rozprężania przebiegają izentropowo,
- ciepło doprowadzane do czynnika roboczego, jak i od niego odprowadzane może być izochorycznie, izobarycznie lub i izochoryczno-izobarycznie,
- ciepła właściwe przy stałej objętości i przy stałym ciśnieniu czynnika termodynamicznego podlegającego przemianie są stałe,
- przemiany termodynamiczne cyklu pracy silnika są odwracalne i zachodzą nieskończenie wolno (quasistatycznie), wobec czego prędkości czynnika są równe zero i nie występują straty przepływu.

Teoretycznym, termodynamicznym cyklem pracy silnika o największej sprawności jest cykl Carnota, składający się z dwóch izentrop (sprężanie i rozprężanie) oraz dwóch izoterm (doprowadzanie i odprowadzanie ciepła). Cykl ten nie ma jednak zastosowania jako teoretyczny cykl pracy tłokowego silnika spalinowego, ponieważ przemiana sprężania, która łączyłaby jednocześnie izotermę np. 290 K i 2900 K bez przekroczenia wartości  $p_{max}$  jest niemożliwa [1].

Rozważmy uogólniony, teoretyczny termodynamiczny cykl pracy czterosurowego tłokowego silnika spalinowego. Wyprowadzone poniżej zależności opisujące jego sprawność teoretyczną, średnie ciśnienie teoretyczne, czy też sformułowane tu wnioski są słuszne dla wszystkich stosowanych w teorii tłokowych silników wewnętrznego spalania cykli pracy, takich jak: Otto, Joule'a, Diesla i Sabathe'a. Przedstawiony na rys. 2 uogólniony cykl pracy we współrzędnych p-v i T-s realizowany jest przez 1kg czynnika roboczego.



Rys. 2. Uogólniony teoretyczny cykl pracy czterosuwowego tłokowego silnika spalinowego  
Fig. 2. A theoretical generalized work cycle of a four-stroke piston engine

### 2.1.1. Sprawność cieplna teoretycznego, termodynamicznego uogólnionego cyklu pracy silnika

Ilość ciepła doprowadzonego do cyklu jest:

$$q_1 = q_1' + q_1'' = c_v(T_{z'} - T_c) + c_p(T_z - T_{z'}), \quad (2)$$

gdzie:  $c_v$  i  $c_p$  – masowe ciepła właściwe czynnika roboczego odpowiednio przy stałej objętości i stałym ciśnieniu;  $T_c$ ,  $T_{z'}$  i  $T_z$  – temperatury w odpowiednich punktach cyklu.

W układzie współrzędnych T-s,  $q_1 \sim s_{a'acz'zbb'}$ .

Bezwzględna ilość ciepła odprowadzanego z cyklu jest:

$$|q_2| = c_v(T_b - T_f) + c_p(T_f - T_a), \quad (3)$$

gdzie:  $T_b$ ,  $T_f$  i  $T_a$  – temperatura cyklu w punktach b, f i a.

We współrzędnych T-s,  $|q_2| \sim s_{a'afbb'}$ .

A zatem sprawność cieplna cyklu jest:

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_2|}{q_1} = 1 - \frac{c_v[(T_b - T_f) + \kappa(T_f - T_a)]}{c_v[(T_{z'} - T_c) + \kappa(T_z - T_{z'})]}, \quad (4)$$

gdzie:  $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$  - wykładnik adiabaty czynnika roboczego.

Przyjmijmy następujące oznaczenia:

$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$  – stopień sprężania;  $\lambda_p = \frac{p_z}{p_c}$  – stopień wzrostu ciśnienia podczas doprowadzenia

ciepła do cyklu przy  $V = \text{const}$ ,  $\rho = \frac{V_z}{V_c}$  – stopień rozprężania podczas doprowadzania ciepła

do cyklu przy  $p = \text{const}$ ,  $\delta = \frac{V_b}{V_z}$  – stopień kolejnego rozprężania,  $\rho' = \frac{V_b}{V_a} = \frac{V_f}{V_a}$  – chwilowy

stopień sprężania podczas oddawania ciepła do źródła chłodnego, przy  $p = \text{const}$ ,  $\frac{\varepsilon}{\delta} = \frac{\rho}{\rho'}$ .

Wykorzystując równania charakterystycznych przemian cyklu i wyrażając temperatury występujące w równaniu (4) za pomocą wprowadzonych oznaczeń i temperatury początku sprężania  $T_a$ , po przekształceniach otrzymujemy

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda_p \rho \left( \frac{\varepsilon}{\delta} \right)^{\kappa-1} + \frac{\delta \rho}{\varepsilon} (\kappa-1) - \kappa}{\varepsilon^{\kappa-1} \left[ (\lambda_p - 1) + \kappa \cdot \lambda_p (\rho - 1) \right]} \quad (5)$$

Z zależności tej wynika, że teoretyczna sprawność cieplna uogólnionego termodynamicznego cyklu pracy silnika zależy od parametrów konstrukcyjnych silnika wyrażonych wielkością  $\varepsilon$ , jakości paliwa, którym zasilamy silnik, wyrażonej wartością wykładnika adiabaty  $\kappa$  oraz organizacji procesu spalania określonej wielkościami  $\lambda_p$ ,  $\rho$  i  $\delta$ . Wzór (5) jest prawdziwy dla wszystkich stosowanych w teorii silników termodynamicznych cykli pracy. Uzasadnieniem tego stwierdzenia mogą być poniższe przykłady.

**Cykl Otta.** Dla tego cyklu mamy  $\varepsilon = \delta$   $\rho = 1$ . Podstawiając te wartości do wzoru (4) otrzymujemy:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda_p + \kappa - 1 - \kappa}{\varepsilon^{\kappa-1} (\lambda_p - 1)} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (6)$$

**Cykl Sabathe'a.** Dla tego cyklu mamy  $V_a = V_b = V_f$ , tj.  $\varepsilon = \delta \rho$ . Podstawiając powyższe zależności do (5), otrzymujemy

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda_p \rho \varepsilon^{\kappa-1} + \kappa - 1 - \kappa}{\varepsilon^{\kappa-1} \left[ (\lambda_p - 1) + \kappa \cdot \lambda_p (\rho - 1) \right]} = 1 - \frac{\lambda_p \rho^{\kappa} - 1}{\varepsilon^{\kappa-1} \left[ (\lambda_p - 1) + \kappa \cdot \lambda_p (\rho - 1) \right]} \quad (7)$$

### 2.1.2. Średnie teoretyczne ciśnienie uogólnionego, termodynamicznego cyklu pracy silnika spalinowego

Ponieważ praca teoretycznego, termodynamicznego uogólnionego cyklu pracy silnika spalinowego jest  $l_t = q_1 \cdot \eta_t$ , zatem zgodnie z definicją średniego ciśnienia teoretycznego mamy

$$p_t = \frac{L_t}{V_s} = \frac{l_t}{v_s} \quad (8)$$

$$q_1 = c_v (T_z' - T_c) + c_p (T_z - T_z') = c_v T_a \varepsilon^{\kappa-1} \left[ \lambda_p - 1 + \kappa \lambda_p (\rho - 1) \right] \quad (9)$$

$$V_s = V_f - V_c = V_c \left( \frac{V_f}{V_c} - 1 \right) = V_c \left( \frac{V_a}{V_c} \cdot \frac{V_f}{V_a} - 1 \right) = \frac{V_a}{\varepsilon} (\varepsilon \cdot \rho' - 1) \quad (10)$$

Podstawiając powyższe zależności do (8) oraz wykorzystując zależności:  $c_v = \frac{R}{\kappa - 1}$  i

$p_a = \frac{RT_a}{V_a}$ , po przekształceniach otrzymujemy ostatecznie

$$p_t = c_v \frac{T_a \varepsilon^{\kappa}}{V_a (\rho' \cdot \varepsilon - 1)} \left[ \lambda_p - 1 + \kappa \lambda_p (\rho - 1) \right] \eta_t = \frac{p_a \varepsilon^{\kappa}}{(\kappa - 1) (\varepsilon \cdot \rho' - 1)} \left[ \lambda_p - 1 + \kappa \lambda_p (\rho - 1) \right] \cdot \eta_t \quad (11)$$

Dla cyklu Sabathe'a  $\rho' = 1$ , zatem otrzymujemy

$$p_t = \frac{p_a \varepsilon^{\kappa}}{(\kappa - 1) (\varepsilon - 1)} \left[ \lambda_p - 1 + \kappa \lambda_p (\rho - 1) \right] \eta_t \quad (12)$$

Ze wzoru tego wynika, że efektywnym sposobem zwiększenia wartości średniego ciśnienia teoretycznego, a zatem i mocy silnika jest wzrost wartości ciśnienia początku sprężania  $p_a$ .

Jednym ze sposobów wzrostu wartości  $p_a$ , jest zastosowanie doładowania silnika spalinowego.

### 2.1.3. Ciśnienie maksymalne teoretycznego, termodynamicznego cyklu pracy silnika spalinowego

Wartość maksymalnego ciśnienia teoretycznego cyklu pracy silnika wewnętrznego spalania określa współczynnik wzrostu ciśnienia podczas izochorycznego doprowadzenia ciepła  $\lambda_p$ .

$$p_z = \lambda_p p_c = \lambda_p p_a \varepsilon^\kappa. \quad (13)$$

Dla uogólnionego cyklu pracy silnika jest

$$q_1' = c_v (T_z' - T_c) = c_v (\lambda_p T_c - T_c) = c_v T_c (\lambda_p - 1),$$

stąd:

$$\lambda_p = \frac{q_1'}{c_v T_c} + 1. \quad (14)$$

Podstawiając zależność (14) do (13) otrzymujemy

$$p_z = p_a \cdot \varepsilon^\kappa \left( \frac{q_1'}{c_v T_c} + 1 \right) = p_a \varepsilon^\kappa \left( \frac{q_1'}{c_v T_a \varepsilon^{\kappa-1}} + 1 \right) = \frac{p_a \varepsilon q_1'}{c_v T_a} + p_a \varepsilon^\kappa. \quad (15)$$

Zależność (15) prawdziwa jest dla wszystkich cykli pracy tłokowych silników spalinowych. Z analizy tej zależności wynika, że wartość maksymalnego ciśnienia spalania zależy od konstrukcji silnika –  $\varepsilon$ , jakości paliwa, jakim zasilany jest silnik –  $\kappa$ , doładowania czy też braku doładowania silnika –  $T_a$  oraz od organizacji procesu spalania wyrażonej wielkością  $q_1'$  tzn. ilością paliwa spalane w cylindrze według kinetycznego mechanizmu spalania.

## 2.2. Porównawcze cykle pracy tłokowych silników spalinowych

Porównawcze cykle pracy silników spalinowych umożliwiają bardziej przybliżoną niż cykle teoretyczne analizę zjawisk zachodzących w cylindrze silnika do ich przebiegu w silniku rzeczywistym.

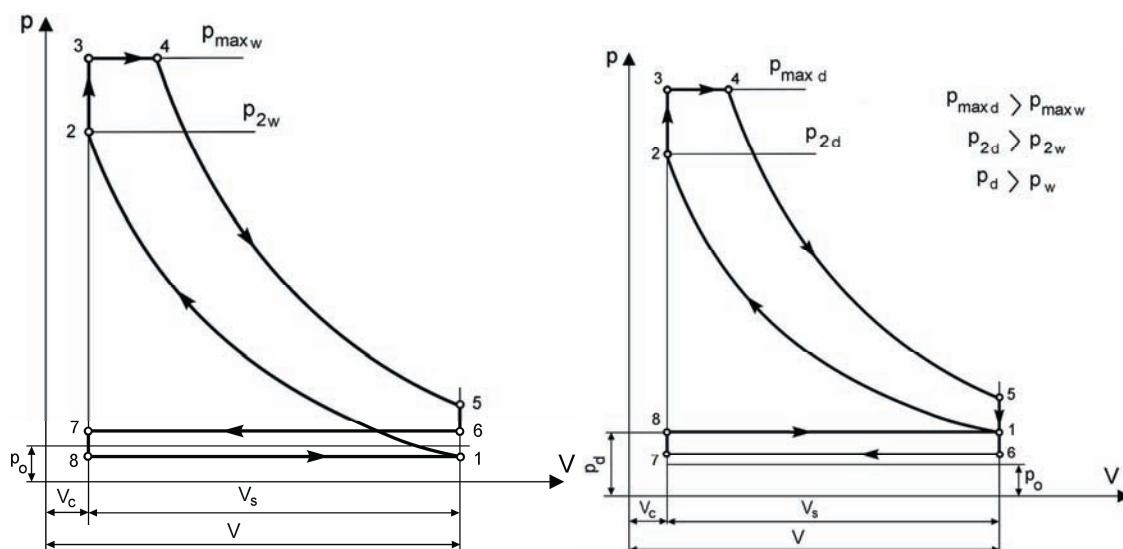
Wykresy porównawczych cykli pracy silników sporządza się we współrzędnych  $p - V$  przy założeniach:

- czynnikiem roboczym realizującym ten cykl jest gaz doskonały, półdoskonały lub rzeczywisty,
- masa czynnika roboczego biorąca udział w cyklu pracy jest stała,
- proces sprężania i rozprężania odbywa się politropowo,
- ciepło do cyklu pracy dostarczone jest w wyniku spalania zachodzącego przy stałej objętości, lub przy stałym ciśnieniu lub też przy stałej objętości i przy stałym ciśnieniu z uwzględnieniem niecałkowitego i niezupełnego spalania,
- uwzględnia się pracę suwów pompowych idącą na realizację procesu napełniania i wydechu spalin z cylindra, które wykonywane są przy stałym, średnim ciśnieniu w cylindrze.

Z reguły dla silników wolnossących praca suwów pompowych jest ujemna, zaś dla silników doładowanych dodatnia.

Poza wyżej wymienionymi założeniami można przyjąć również inne założenia, które pozwalają na jeszcze większe przybliżenie sporządzanego wykresu porównawczego cyklu pracy do jego cyklu rzeczywistego.

Przykładowe wykresy porównawczych cykli pracy dla silnika wolnossącego i silnika doładowanego przedstawiono na rys. 3.



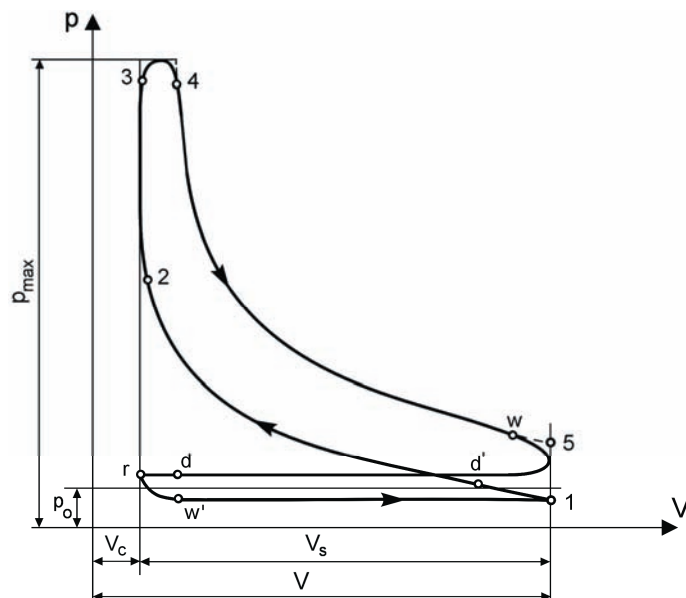
Rys. 3. Porównawcze cykle pracy silników: a – wolnosącego, b – doładowanego. Indeks dolny „w” dotyczy silnika wolnosącego, zaś „d” silnika doładowanego

Fig. 3. Comparative work cycles of: a – an unsupercharged engine, b – a supercharged engine. The subscripts “w” and “d” refer to the unsupercharged engine and supercharged engine respectively

### 2.3. Rzeczywiste cykle pracy tłokowych, czterosurowych silników spalinowych

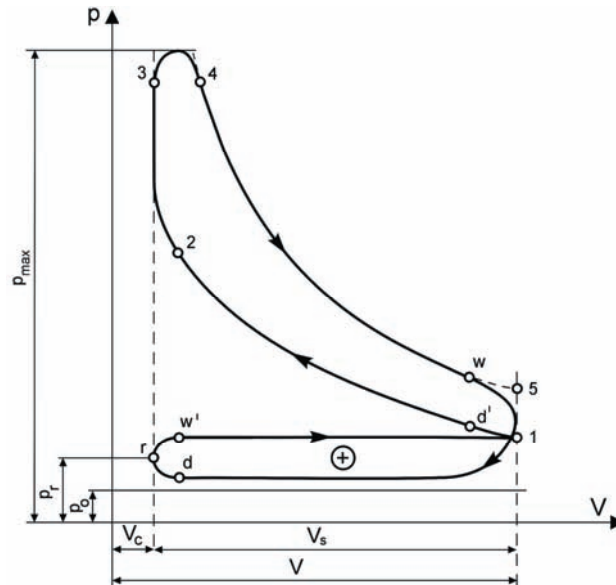
Rzeczywiste wykresy indykatorowe sporządza się w oparciu o pomiar przebiegu zmiany ciśnienia w cylindrze w funkcji kąta obrotu wału korbowego  $\alpha \in \langle 0, 720 \rangle^\circ \text{OWK}$  i wówczas nazywamy je rozwiniętymi (otwartymi) wykresami indykatorowymi.

Wykorzystując zależność objętości cylindra od kąta obrotu wału korbowego silnika rozwinięty wykres indykatorowy we współrzędnych  $p - \alpha$  można przedstawić we współrzędnych  $p - V$ . Przykładowe, rzeczywiste wykresy indykatorowe dla czterosurowego silnika wolnosącego i doładowanego przedstawiono we współrzędnych  $p - V$  na rys. 4 i rys. 5.



Rys. 4. Wykres rzeczywistego cyklu pracy czterosurowego, wolnosącego, tłokowego silnika spalinowego we współrzędnych  $p - V$ , gdzie: d, d' – odpowiednio, otwarcie i zamknięcie zaworu dolotowego; w, w' – odpowiednio, otwarcie i zamknięcie zaworu wylotowego

Fig. 4. The diagram for the effective work cycle of a four-stroke unsupercharged piston engine in  $p - V$  coordinates, where d, d' – opening and closing, respectively, of an inlet valve; w, w' – opening and closing, respectively, of an outlet valve



Rys. 5. Wykres rzeczywisty cyklu pracy czterosuwowego, doładowanego, tłokowego silnika spalinowego we współrzędnych  $p - V$ , gdzie  $d, d'$  – odpowiednio, otwarcie i zamknięcie zaworu dolotowego;  $w, w'$  – odpowiednio, otwarcie i zamknięcie zaworu wylotowego

Fig. 5. The diagram for the effective work cycle of a four-stroke supercharged piston engine in  $p-V$  coordinates, where  $d, d'$  – opening and closing, respectively, of an inlet valve;  $w, w'$  – opening and closing, respectively, of an outlet valve

Różnice między teoretycznymi i rzeczywistymi cyklami pracy silnika wynikają z następujących przyczyn:

- doprowadzanie i odprowadzanie ciepła nie odbywa się przez ogrzewanie i oziębianie czynnika roboczego, lecz na skutek spalania, które może przebiegać z różną prędkością oraz w sposób całkowity lub niecałkowity, zupełny lub niezupełny,
- poza izochorycznym i izobarycznym doprowadzaniem ciepła, mającym miejsce w uogólnionym, teoretycznym, termodynamicznym cyklu pracy, w cyklu rzeczywistym zachodzi ciągła wymiana ciepła między gazami a ściankami cylindra i głowicy i dalej między ściankami i czynnikiem chłodzącym,
- proces napełnienia cylindra świeżym ładunkiem oraz usunięcie spalin z cylindra związane jest z wykonaniem pracy suwów pompowych, związanej z oporami przepływu w przewodach dolotowych i wylotowych oraz na zaworach dolotowych i wylotowych,
- w cylindrze, po zakończeniu procesu wylotu spalin, zawsze pozostaje pewna ilość spalin, co oznacza, że po zakończeniu procesu napełniania cylindra, zapełniony jest on mieszaniną świeżego ładunku ze spalinami,
- wartości ciepła właściwych czynnika roboczego są zmienne i zależą od temperatury i jego składu,
- gorące ścianki ograniczające przestrzeń zajmowaną przez czynnik roboczy powodują podgrzanie zassanego świeżego ładunku, co powoduje zmniejszenie stopnia napełnienia cylindra,
- podczas procesu spalania następuje zmiana ilości moli czynnika roboczego w cylindrze,
- ilość czynnika roboczego realizującego cykl pracy jest zmienna, co powodowane jest stratami czynnika wpływającego przez nieszczelności cylindra.

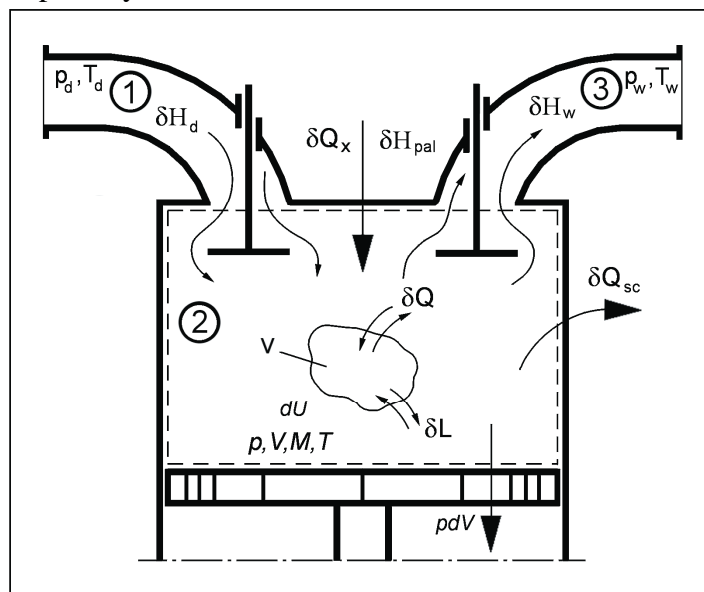
Dysponując rzeczywistym wykresem indykatorowym silnika spalinowego we współrzędnych  $p - V$  można opisać na nim obliczeniowy wykres indykatorowy i tak jak się to czyni w teorii tłokowych silników spalinowych, zastosować przybliżone metody obliczeń procesów



tworzących termodynamiczny cykl pracy silnika. Podstawą tych metod są: równanie bilansu objętości, równanie bilansu ilości czynnika roboczego, równanie zachowania i przemiany energii (równanie I-szej zasady termodynamiki) oraz równanie stanu. Rozważmy teraz uogólniony model matematyczny procesu roboczego w cylindrze tłokowego silnika spalinowego

### 3. Uogólniony model matematyczny procesu roboczego zachodzącego w cylindrze czterosuwowego tłokowego silnika spalinowego

Na rys. 6 przedstawiono schemat cylindra silnika i zachodzące w nim oraz w połączonych z nim układach, procesy elementarne.



Rys. 6. Elementarne procesy w cylindrze silnika i połączonych z nim układach  
Fig. 6. Elementary processes in the engine cylinder and in the systems connected with it

Przedstawiony na rys. 6 układ termodynamiczny jest otwartym układem termodynamicznym, zatem równanie I-szej zasady termodynamiki dla niego ma postać:

$$\delta E = dU + pdV, \quad (16)$$

gdzie:  $\delta E$  – elementarna ilość energii doprowadzonej do układu;  $dU$  – zmiana energii wewnętrznej układu,  $pdV$  – elementarna praca czynnika roboczego w cylindrze.

W czasie elementarnego przedziału czasu  $dt$ , do cylindra silnika doprowadzana jest ilość moli czynnika roboczego  $\delta M_{12}$  jeśli  $p_d > p$ , lub wypływa z niego  $\delta M_{21}$  moli czynnika roboczego, jeśli  $p > p_d$ . Na skutek przepływu czynnika roboczego przez zawory dolotowe zewnętrzna wymiana energii jest:

$$\delta H_d = \delta H_{12} - \delta H_{21} = \delta M_{12} \bar{c}_{psr} T_d - \delta M_{21} \bar{c}_{psr} T, \quad (17)$$

gdzie:  $\bar{c}_{psr}$  - molowe ciepło właściwe czynnika roboczego przy stałym ciśnieniu;  $T_d$  i  $T$  - odpowiednio temperatury w układzie dolotowym i w cylindrze silnika.

W wyżej wskazanym przedziale czasu  $dt$  z cylindra wypływa  $\delta M_{23}$  moli czynnika roboczego przez zawory wylotowe, jeśli  $p > p_w$  lub dopływa do niego  $\delta M_{32}$  spalin z układu wylotowego, jeśli  $p_w > p$ .

Zewnętrzna zmiana energii dla zaworów wylotowych jest:

$$\delta H_w = \delta H_{23} - \delta H_{32} = \delta M_{23} \bar{c}_{psr} T - \delta M_{32} \bar{c}_{psr} T_w. \quad (18)$$

W zależności tej,  $T_w$  – temperatura spalin w układzie wylotowym.

W czasie  $dt$  do cylindra doprowadzane jest  $\delta M_{\text{pal}}$  moli paliwa o wartości entalpii:

$$\delta H_{\text{pal}} = \delta M_{\text{pal}} \bar{c}_{\text{psr}} T_{\text{pal}}, \quad (19)$$

gdzie:  $M_{\text{pal}}$  – ilość moli paliwa, zaś  $T_{\text{pal}}$  – temperatura paliwa.

W czasie chemicznej reakcji spalania, w cylindrze silnika w elementarnym przedziale czasu wydziela się następująca ilość ciepła:

$$\delta Q_x = g_c W_u \frac{dx}{d\alpha}, \quad (20)$$

gdzie:  $g_c$  – dawka paliwa przypadająca na cykl pracy silnika;  $W_u$  – wartość opałowa paliwa;  $x$  – względna ilość ciepła wydzielającego się w cylindrze;  $d\alpha$  – zmiana kąta obrotu wału korbowego silnika w czasie  $dt$ , która jest równa  $d\alpha = \omega dt$ .

Ponieważ istnieje różnica temperatury między czynnikiem roboczym i temperaturą ścianek ograniczających przestrzeń cylindra, to ilość ciepła wymienionego w elementarnym przedziale czasu jest:

$$\delta Q_{\text{sc}} = \alpha_g F (T - T_{\text{sc}}) dt, \quad (21)$$

gdzie:  $\alpha_g$  – współczynnik przejmowania ciepła;  $F$  – powierzchnia kontaktu czynnika roboczego ze ściankami przestrzeni cylindra.

Podczas ruchu tłoka, czynnik roboczy wykonuje pracę elementarną.

$$\delta L = p dV. \quad (22)$$

Zmianę energii wewnętrznej czynnika roboczego w czasie elementarnego przedziału czasu możemy obliczyć ze wzoru.

$$dU = d(M \bar{c}_{\text{vsr}} T), \quad (23)$$

zaś elementarna ilość energii doprowadzona do cylindra jest

$$\delta E = \delta H_{\text{pal}} + \delta Q_x + \delta H_d - \delta H_w - \delta Q_{\text{sc}}. \quad (24)$$

Podstawiając zależności (23) i (24) do równania (16) otrzymujemy równanie I-szej zasady termodynamiki w postaci ogólnej dla czynnika roboczego realizującego cykl pracy tłokowego silnika spalinowego

$$\delta H_{\text{pal}} + \delta Q_x + \delta H_d - \delta H_w - \delta Q_{\text{sc}} = d(M \bar{c}_{\text{vsr}} T) + p dV. \quad (25)$$

Uogólniony, matematyczny model procesu roboczego w cylindrze tłokowego, czterosuwowego silnika spalinowego otrzymamy, jeśli równanie (25) uzupełnimy następującymi zależnościami i równaniami:

- zależnością opisującą chwilową objętość czynnika roboczego w cylindrze

$$V = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \left[ 1 + (\varepsilon - 1) \frac{\sigma}{2} \right], \quad (26)$$

- równaniem bilansu ilości czynnika roboczego w cylindrze

$$M_{\text{cz}} = \int (\delta M_d - \delta M_w), \quad (27)$$

- równaniem stanu czynnika roboczego w cylindrze

$$pV = \bar{R}MT. \quad (28)$$

### 3.1. Chwilowa objętość czynnika roboczego w cylindrze

$$V = \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \left[ 1 + (\varepsilon - 1) \frac{\sigma}{2} \right], \quad (29)$$

gdzie:  $V_s$  – objętość skokowa cylindra;  $\varepsilon$  – stopień sprężania;  $\sigma = (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_k}{4} (1 - \cos 2\alpha)$  - względne przemieszczenie tłoka;  $\lambda_k = \frac{R}{L}$  - współczynnik korbowodowy będący stosunkiem promienia wykorbienia do długości korbowodu.

### 3.2. Ciepło właściwe czynnika roboczego w cylindrze

Przy matematycznym modelowaniu procesów w cylindrze silnika, wykorzystuje się zależności opisujące ciepło właściwe czynnika roboczego np. traktowanego jako gaz półdoskonały w postaci liniowej zależności od temperatury

$$\bar{c}_v = a_v + bT, \quad (30)$$

lub

$$\bar{c}_p = a_p + bT, \quad (31)$$

$$\text{gdzie: } a_p = a_v + \bar{R}; \bar{R} - \text{uniwersalna stała gazowa.} \quad (32)$$

W powyższych zależnościach ciepła właściwych, zwykle przyjmuje się

$$\text{dla powietrza [2]: } a_v = a_\lambda = 19,81 \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}}, b = b_\lambda = 419 \cdot 10^{-5} \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}^2},$$

$$\text{dla spalin [2]: } a_v = a_\gamma = 19,86 + \frac{1,634}{\lambda} \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}}, b_v = b_\gamma = \left( 427,3 + \frac{184,3}{\lambda} \right) \cdot 10^{-5} \frac{\text{J}}{\text{mol} \cdot \text{K}^2}.$$

Wartości współczynników  $a_v$  i  $b$  równania (29) dla poszczególnych składowych procesów cyklu pracy obliczamy z zależności

- dla procesu sprężania

$$a_v = a_{\text{spr}} = \frac{a_\lambda + \gamma a_\gamma}{1 + \gamma}, \quad (33)$$

$$b = b_{\text{spr}} = \frac{b_\lambda + \gamma b_\gamma}{1 + \gamma}, \quad (34)$$

gdzie:  $\gamma$  - współczynnik resztek spalin,

- dla procesu spalania

$$a_v = (1 - x)a_{\text{spr}} + x \cdot a_\gamma, \quad (35)$$

$$b = (1 - x)b_{\text{spr}} + x \cdot b_\gamma, \quad (36)$$

- dla procesu rozprężania, po zakończeniu procesu spalania

$$a = a_\gamma, \quad b = b_\gamma. \quad (37)$$

### 3.3. Ilość czynnika roboczego w cylindrze silnika

Ze względu na niestacjonarność procesów tworzących cykl pracy silnika realizowanych w czasie otwarcia zaworów (układ otwarty), ilość i skład czynnika roboczego w cylindrze oraz jego ciepło właściwe i temperatura są zmienne. Znajomość wiarygodnych wartości tych wiel-

kości ma bardzo istotny wpływ na wiarygodność wyników, otrzymywanych zarówno w wyniku obliczeń przeprowadzonych według proponowanego modelu matematycznego cyklu jak i w wyniku analizy wyników otrzymywanych eksperymentalnie.

Ilość czynnika roboczego w cylindrze podczas procesu sprężania możemy wyznaczyć z zależności

$$M = \eta_v M_s (1 + \gamma) = \lambda g_c M_o (1 + \gamma) = \text{const}, \quad (38)$$

gdzie:  $\eta_v$  – wartość stopnia napełnienia cylindra;  $M_s = \frac{p_d V_s}{RT_d}$  – teoretyczna ilość moli czynnika roboczego jaka może być zawarta w objętości skokowej cylindra  $V_s$  przy ciśnieniu  $p_d$  i temperaturze  $T_d$  panujących w układzie dolotowym, przed zaworami dolotowymi silnika.

Ilość czynnika roboczego w cylindrze, w okresie od początku procesu spalania do chwili jego zakończenia obliczamy ze wzoru

$$M = M_{ps} \left( 1 + \int_{\alpha_{ps}}^{\alpha} \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma} \dot{x} d\alpha \right), \quad (39)$$

gdzie:  $M_{ps}$  – ilość czynnika roboczego w chwili początku procesu spalania,  $\beta_o$  – chemiczny współczynnik zmian molowych w czasie procesu spalania,  $\gamma$  – współczynnik resztek spalin,  $\dot{x}$  – prędkość względnej ilości ciepła wydzielającego się podczas spalania.

Ilość czynnika roboczego podczas procesu rozprężania, licząc od zakończenia procesu spalania do chwili otwarcia zaworu wylotowego, jest:

$$M = \beta M_{ps}, \quad (40)$$

gdzie:  $\beta = 1 + \frac{\beta_o - 1}{1 + \gamma}$  rzeczywisty współczynnik zmian molowych, zaś  $\beta_o = 1 + \frac{H + O}{\lambda \cdot M_o}$ .

W czasie procesu wymiany czynnika roboczego, trwającego od chwili otwarcia zaworu wylotowego do zamknięcia zaworu dolotowego obliczamy:

$$M = M_{ow} + \int_{\alpha_{ow}}^{\alpha} \left( \frac{\delta M_{12}}{d\alpha} - \frac{\delta M_{21}}{d\alpha} \right) d\alpha - \int_{\alpha_{ow}}^{\alpha} \left( \frac{\delta M_{23}}{d\alpha} - \frac{\delta M_{32}}{d\alpha} \right) d\alpha, \quad (41)$$

gdzie:  $M_{ow}$  – ilość czynnika roboczego w cylindrze w chwili otwarcia zaworu wylotowego,  $\alpha_{ow}$  – kąt obrotu wału korbowego silnika w chwili otwarcia zaworu wylotowego.

Wartość wydatku przepływu czynnika roboczego w funkcji kąta obrotu wału korbowego obliczamy z zależności

$$\frac{\delta M}{d\alpha} = \frac{(\mu_z f_z) w_z \rho_{zsr}}{\mu \cdot 6n}, \quad (42)$$

gdzie:  $\mu_z f_z$  – efektywny współczynnik wydatku przepływu przez rozpatrywany przekrój przelotowy,  $w_z$  – teoretyczna prędkość przepływu,  $\rho_{zsr}$  – średnia gęstość czynnika roboczego przepływającego przez przekrój przelotowy,  $\mu$  – masa molowa przepływającego czynnika,  $n$  – prędkość obrotowa wału korbowego silnika.

Prędkość przepływu czynnika roboczego przez zawory dolotowe:

a) Jeśli  $p < p_d$  i  $\mu_d f_d \neq 0$ , to

$$w_{12} = \sqrt{2RT_d \frac{\kappa_d}{\kappa_d - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_d} \right)^{\frac{\kappa_d - 1}{\kappa_d}} \right]},$$

$$\rho_{zsr} = \frac{p}{RT_{dsr}}, \quad T_{dsr} = T_d \left( \frac{p}{p_d} \right)^{\frac{\kappa_d - 1}{\kappa_d}},$$

b) Jeśli  $p > p_d$  i  $\mu_d f_d \neq 0$ , to

$$\frac{p}{p_d} \geq \beta = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}},$$

$$w_{21} = \sqrt{2RT \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_d}{p} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]},$$

$$\rho_{zsr} = \frac{p_d}{RT_{dsr}}, \quad T_{dsr} = T_d \left( \frac{p_d}{p} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}.$$

Prędkości i inne parametry czynnika roboczego przepływającego przez zawory wylotowe

a) Jeśli  $\frac{p_w}{p} \leq \beta = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$  krytyczna prędkość przepływu i  $\mu_w f_w \neq 0$ , to

$$w_{23} = \sqrt{2RT \frac{\kappa}{\kappa + 1}}, \quad \rho_{zsr} = \frac{p}{RT} \cdot \beta^{\frac{1}{\kappa}}.$$

b) Jeśli  $\frac{p_w}{p} > \beta = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$  i  $\mu_w f_w \neq 0$ , to

$$w_{23} = \sqrt{2RT \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_w}{p} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]},$$

$$\rho_{zsr} = \frac{p_w}{RT_{wsr}}, \quad T_{wsr} = T_w \left( \frac{p_w}{p} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}.$$

c) Jeśli  $p < p_w$  i  $\mu_w f_w \neq 0$ , to

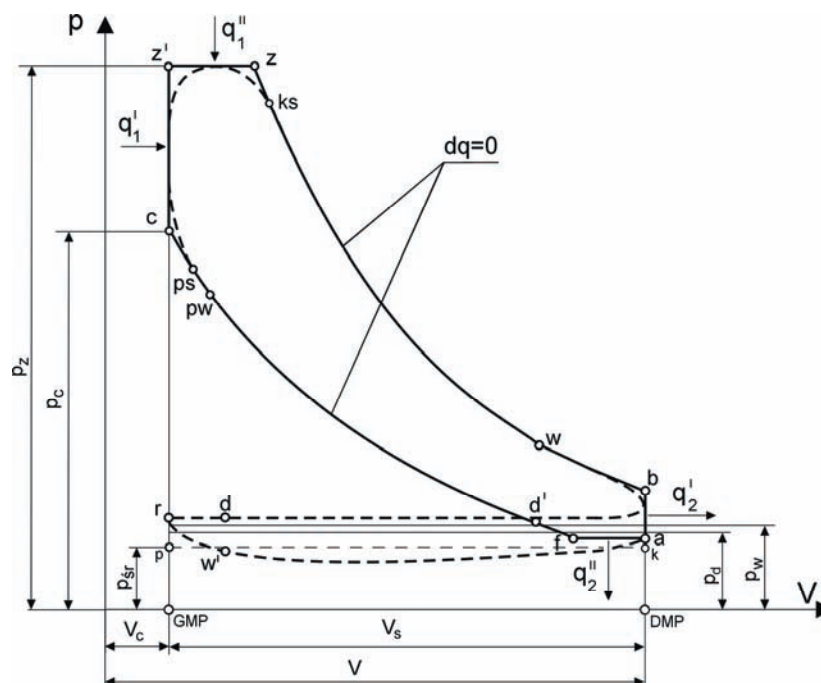
$$w_{32} = \sqrt{2RT \frac{\kappa_w}{\kappa_w - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_w} \right)^{\frac{\kappa_w - 1}{\kappa_w}} \right]},$$

$$\rho_{zsr} = \frac{p}{RT_{wsr}}, \quad T_{wsr} = T_w \left( \frac{p}{p_w} \right)^{\frac{\kappa_w - 1}{\kappa_w}}.$$

W powyższych wzorach oznaczono:  $p$  – ciśnienie w cylindrze,  $\kappa$  – wykładnik adiabaty czynnika roboczego w cylindrze,  $R$  indywidualna stała gazowa.

#### 4. Obliczeniowy wykres indykatorowy i metodyka wyznaczania wartości parametrów termodynamicznych w jego charakterystycznych punktach

Na rys. 7 przedstawiono schemat obliczeniowego cyklu pracy silnika wykorzystywanego do jego obliczeń cieplnych.



Rys. 7. Obliczeniowy, termodynamiczny cykl pracy silnika  
Fig. 7. The computational thermodynamical engine work cycle

Na rys. 7 charakterystyczne punkty obliczeniowego cyklu pracy oznaczono: w - początek otwarcia zaworu wylotowego, w - zamknięcie zaworu wylotowego, d - otwarcie zaworu dolotowego, d' - zamknięcie zaworu dolotowego, a - umowny koniec procesu napełniania cylindra; f - umowny koniec procesu oddawania ciepła przy  $p = \text{const}$ , ps - początek procesu spalania, c - umowny koniec procesu sprężania, z - umowny koniec doprowadzania ciepła przy  $V = \text{const}$ , z - koniec doprowadzania ciepła przy  $p = \text{const}$ , ks - koniec procesu spalania, b - umowny koniec procesu rozprężania, p i k - początek i koniec izobary średniego ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze w czasie procesu napełniania.

##### 4.1. Obliczenie wartości średniego ciśnienia w cylindrze w czasie procesu jego napełniania i parametrów termodynamicznych w punkcie „a”

Założenia:

1. Proces napełniania cylindra zachodzi w okresie liczącym od położenia tłoka w GMP do jego położenia w DMP, przy stałej średniej wartości ciśnienia w cylindrze  $p_{sr}$  które należy wyznaczyć obliczeniowo.
2. W czasie trwania procesu napełniania cylindra nie uwzględnia się zanieczyszczenia czynnika roboczego produktami spalania.
3. Przyjmuje się, że ilość czynnika roboczego w umownym punkcie „a” leżącym na linii sprężania przy DMP tłoka jest równa ilości czynnika roboczego w punkcie końca procesu napełniania, odpowiadającego początkowemu punktowi rzeczywistego procesu sprężania.
4. Stan czynnika roboczego w cylindrze, w sposób jednoznaczny opisywany jest czterema parametrami: ciśnieniem  $p$ , temperaturą  $T$ , ilością moli czynnika roboczego  $M$  i jego objętością  $V$ . Do wyznaczenia tych parametrów wykorzystuje się, wcześniej wskazane równania i równanie stanu.

Równania te mają postać:

$$\left. \begin{aligned} V &= \frac{V_s}{\varepsilon - 1} \left[ 1 + (\varepsilon - 1) \frac{\sigma}{2} \right] \\ M &= \int_d^d (\delta M_d - \delta M_w) \\ \pm \int_d^d \delta Q_{sc} + \int_d^d \delta H_d - \int_d^d \delta H_w &= U_{d'} - U_d + \int_{v_d}^{v_{d'}} p dV = H_{d'} - H_d - \int_d^d V dp, \\ pV &= \bar{R}MT \end{aligned} \right\}, \quad (43)$$

gdzie:  $\sigma = (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda_k}{4} (1 - \cos 2\alpha)$ ;  $\lambda_k = \frac{R}{L}$  ( $R$  – promień wykorbienia wału korbowego silnika;  $L$  – długość korbowodu).

Zgodnie z przyjętymi założeniami ilość czynnika roboczego, która napłynęła do cylindra jest:

$$M_d = \int_{\alpha_p}^{\alpha_k} \frac{f_{sr} w_{sr} \rho_{sr}}{\mu_{czt}} \frac{d\alpha}{6n}, \quad (44)$$

gdzie:  $\mu_{czt}$  – masa molowa czynnika roboczego,  $f_{sr} = \alpha f_g$  – minimalny przekrój strugi gazów;  $\alpha$  – współczynnik przewężenia strugi gazów,  $f_g$  – geometryczny przekrój przelotowy zaworów dolotowych,  $\rho_{sr} = \frac{p_{sr}}{R_{czt} T_{sr}}$  – gęstość czynnika roboczego w minimalnym

przekroju strugi gazu;  $p_{sr} = p$ ;  $T_{sr} = T_d \left( \frac{p}{p_d} \right)^{\frac{\kappa_d - 1}{\kappa_d}}$ .

Wartość prędkości gazu w minimalnym przekroju strugi oblicza się ze wzoru

$$w_{sr} = \varphi w_t = \varphi \sqrt{2R_d T_d \frac{\kappa_d}{\kappa_d - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{sr}}{p_d} \right)^{\frac{\kappa_d - 1}{\kappa_d}} \right]}, \quad (45)$$

gdzie:  $\varphi$  – współczynnik zmniejszenia prędkości przepływu,  $w_t$  – teoretyczna prędkość gazu,  $R_d$  – indywidualna stała gazu przepływającego w układzie dolotowym,  $T_d$  – temperatura w układzie dolotowym,  $\kappa_d$  – wykładnik adiabaty czynnika przepływającego przez układ dolotowy,  $p_{sr}$  – średnie ciśnienie w cylindrze,  $p_d$  – ciśnienie w układzie dolotowym.

Podstawiając do równania (44) wyrażenia określające  $f_{sr}$ ,  $w_{sr}$ , i  $\rho_{sr}$  dla procesu napełniania cylindra i dokonując przekształceń otrzymujemy

$$\delta M_d = \frac{\sqrt{2R_d}}{R \cdot 6n} (\mu_d \cdot f_d) y_d \frac{p_d}{\sqrt{T_d}} d\alpha, \quad (46)$$

gdzie:  $\mu_d = \alpha \cdot \varphi$  – współczynnik wydatku przepływu przez zawór,

$$y_d = \left( \frac{p_{sr}}{p_d} \right)^{\frac{1}{\kappa_d}} \sqrt{\frac{\kappa_d}{\kappa_d - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{sr}}{p_d} \right)^{\frac{\kappa_d - 1}{\kappa_d}} \right]} - \text{funkcja wydatku przepływu przez zawór dolo-}$$

towy.

Całkując wyrażenie (46) w granicach od  $\alpha = 0$  do  $\alpha = 180^\circ$  OWK otrzymujemy

$$M_d = \int_{\alpha=0}^{\alpha=180^\circ} \frac{\sqrt{2R_d}}{R \cdot 6n} (\mu_d f_d) y_d \frac{p_d}{\sqrt{T_d}} d\alpha = \frac{\sqrt{2R_d}}{R \cdot 6n} (\mu_d f_d)_{sr} y_{dsr} \frac{p_d}{\sqrt{T_d}} \cdot 180 = a_d y_{dsr}, \quad (47)$$

gdzie:

$$a_d = \frac{30 \sqrt{2R_d} (\mu_d f_d)_{sr} p_d}{R \cdot n \cdot \sqrt{T_d}}, \quad (48)$$

$$y_{sr} = \left( \frac{p_{sr}}{p_d} \right)^{\frac{1}{\kappa_d}} \sqrt{\frac{\kappa_d}{\kappa_d - 1} \left[ 1 - \left( \frac{p_{sr}}{p_d} \right)^{\frac{\kappa_d - 1}{\kappa_d}} \right]}. \quad (49)$$

Wartość stopnia napełniania cylindra możemy wyznaczyć wg zależności zaproponowanej przez Dmitreńskiego [1]

$$\eta_v = \frac{T_o}{T_d + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\varepsilon p_a}{p_o} - \frac{p_r}{p_o} \left( \frac{p_a}{p_r} \right)^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} \right], \quad (50)$$

gdzie:  $n_1$  – wykładnik politropy sprężania,  $p_r = p_w (1 + a)$  – ciśnienie resztek spalin w cylindrze, wg [1]  $a = 0,3 \div 0,5$ ;  $p_w = p_o (1 + \delta)$  – ciśnienie w układzie wylotowym silnika wolnosącego;  $p_o$  – ciśnienie otoczenia,  $\delta = \frac{\Delta p_w}{p_o} = 0,01 - 0,03$ .

Wartość ciśnienia w umownym końcu procesu napełniania jest

$$p_a = \frac{1}{2} (p_d + p_{sr}). \quad (51)$$

Wartość średniego ciśnienia w cylindrze w czasie procesu napełniania cylindra obliczamy wg następującego algorytmu:

1. Zadajemy wartość  $p_{sr}$  i wg równania (51) obliczamy  $p_a$ .
2. Według równania (50) obliczamy  $\eta_v$ .
3. Znając wartość  $\eta_v$ , obliczamy  $M_d = \eta_v \cdot \frac{p_o V_s}{RT_o}$ .
4. Ze wzoru (48) obliczamy  $a_d$ , a następnie z równania (47) wyznaczamy  $y_{dsr}$ .
5. Według równania (49) wyznaczamy stosunek ciśnień  $\left( \frac{p_{sr}}{p_d} \right)$ , a następnie obliczamy

$$p_{sr} = p_d \left( \frac{p_{sr}}{p_d} \right).$$

Jeśli obliczona wartość  $p_{sr}$  nie pokrywa się z wartością przyjętą do obliczeń, to obliczenia powtarzamy z nową wartością  $p_{sr}$ . Obliczenia prowadzimy do czasu ustabilizowania się wartości  $p_{sr}$ .



Znając wartości  $p_a$ ,  $V_a$  i  $M_d$  z równania stanu obliczamy wartość temperatury  $T_a$  oraz współczynnik resztek spalin  $\gamma$ .

Parametry punktu f obliczamy po uprzednim wyznaczeniu wykładnika politropy sprężania  $n_1$ , wykorzystując do tego celu eksperymentalnie sporządzony wykres indykatorowy. Z rzeczywistego wykresu indykatorowego dla  $V_1 \leq V_d$  odczytujemy ciśnienie  $p_1$  i dla punktu  $V_2 \geq V_{ps}$  odczytujemy ciśnienie  $p_2$  i następnie wykorzystując równanie politropy  $pV^{n_1} = \text{const}$ , wyznaczamy wartość wykładnika politropy sprężania  $n_1$ . Znając wykładnik politropy  $n_1$ , punkt f wyznaczamy jako punkt przecięcia politropy o wykładniku  $n_1$  z izobarą  $p_a = \text{const}$  (do obliczeń należy wykorzystać te objętości cylindra, dla których cykl pracy silnika realizowany jest przez zamknięty układ termodynamiczny).

#### 4.2. Parametry końca procesu sprężania

Parametry obliczamy przy założeniu, że proces sprężania jest odwracalny i przebiega adiabatycznie. Oznacza to, że sumaryczna ilość ciepła wymienionego w czasie tej przemiany  $Q^{f-c} = 0$ , a zatem  $n_1 = \kappa_s$ .

Równanie pierwszej zasady termodynamiki dla tego procesu ma postać

$$0 = \bar{c}_{vsr} (M_c T_c - M_f T_f) - \bar{R} \frac{M_c T_c - M_f T_f}{\kappa_s - 1}. \quad (52)$$

Tak przyjęte założenia pozwalają uściślić wartość wykładnika  $n_1$  obliczonego wg metody zaproponowanej w pkt. 4.1 tj.:

1. Przyjmujemy wcześniej obliczoną w pkt. 4.1. wartość  $n_1 = \kappa_s$  i obliczamy  $\kappa_s - 1$ .

2. Z zależności  $T_c = T_f \left( \frac{V_c}{V_f} \right)^{\kappa_s - 1}$  obliczamy wartość  $T_c$ .

3. Obliczamy  $\bar{c}_{vsr} = a_{spr} + b_{spr} \frac{T_c + T_f}{2}$ , a następnie  $\kappa_s - 1 = \frac{\bar{R}}{\bar{c}_{vsr}}$ .

Jeżeli obliczona wartość  $\kappa_s - 1$  różni się od wartości przyjętej, to obliczenia powtarza się z nową wartością  $\kappa_s - 1$ . Obliczenia uznajemy za zakończone, jeśli uzyska się stabilizację wartości  $\kappa_s - 1$  i  $T_c$ . Następnie obliczamy wartość

$$p_c = \frac{\bar{R} M_c T_c}{V_c}. \quad (53)$$

#### 4.3. Obliczenie parametrów cyklu pracy silnika podczas procesu doprowadzania do niego ciepła i procesu rozprężania czynnika roboczego

Proces doprowadzania ciepła do obliczeniowego cyklu pracy (rys. 7) zachodzi izochorycznie – przemiana c – z’ oraz izobarycznie – przemiana z’ – z. Proces rozprężania, od punktu „z” do „w” realizowany jest w zamkniętym układzie termodynamicznym. W punkcie „w” rozpoczyna się proces wymiany czynnika roboczego w cylindrze.

Parametry czynnika roboczego w umownym końcu efektywnego procesu spalania, punkt „z” wyznaczamy wykorzystując poniższy układ równań

$$\left. \begin{aligned} M_z &= \beta M_c = \beta \lambda M_o g_c (1 + \gamma) \\ H_{pal} + Q_{c-z} &= U_z - U_c + \int_{V_c}^{V_z} p dV = H_z - H_c - \int_{p_c}^{p_z} V dp \\ p_z &= \lambda_p p_c \\ p_z V_z &= \bar{R} M_z T_z \end{aligned} \right\}, \quad (54)$$

gdzie:  $H_{\text{pal}} = c_{\text{pal}} g_c T_{\text{pal}}$  – entalpia paliwa doprowadzonego do cylindra ( $c_{\text{pal}}$  – ciepło właściwe paliwa;  $g_c$  – dawka paliwa doprowadzona na cykl pracy);

$Q_{c-z} = (x_z - y_z) g_c W_u = \xi g_c W_u$  – efektywnie wydzielone ciepło podczas procesu spalania i doprowadzone do cyklu na odcinku od punktu „c” do „z”. W zależności tej  $x_z$  jest względną ilością ciepła wydzielanego do punktu „z”, zaś  $y_z$  jest względną ilością ciepła odprowadzonego od czynnika roboczego do ścianek cylindra w okresie od punktu „c” do punktu „z”,  $W_u$  – jest wartością opałową paliwa.

Rozwiązanie układu równań (54) umożliwia wyznaczenie entalpii właściwej czynnika roboczego w punkcie „z”

$$h_z = \frac{1}{\beta} \left[ \frac{\xi W_u + c_{\text{pal}} T_{\text{pal}}}{\lambda M_o (1 + \gamma)} + \bar{c}_{\text{psr}} T_c + \bar{R} (\lambda_p - 1) T_c \right]. \quad (55)$$

Wartość tej entalpii wyraża również wzór

$$h_z = \left( a_\gamma + \bar{R} + \frac{b_\gamma}{2} T_z \right) T_z. \quad (56)$$

A zatem, znając wartość  $h_z$ , z równania (56) możemy wyznaczyć wartość temperatury  $T_z$  ze wzoru

$$T_z = \frac{-(a_\gamma + \bar{R}) + \sqrt{(a_\gamma + \bar{R})^2 + 2b_\gamma \cdot h_z}}{b_\gamma}. \quad (57)$$

Znając wartości  $T_z$  oraz  $p_z$  i ilość czynnika roboczego w punkcie „z”, objętość czynnika roboczego  $V_z$  obliczamy z równania stanu

$$V_z = \frac{\bar{R} M_z T_z}{p_z}, \quad (58)$$

a także stopień wstępnego i kolejnego rozprężania

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} \quad \text{i} \quad \delta = \frac{\varepsilon}{\rho}. \quad (59)$$

Wartość temperatury czynnika roboczego w chwili otwarcia zaworu wylotowego w punkcie „w” wyznaczamy wykorzystując poniższy układ równań

$$\left. \begin{aligned} Q_{z-w} &= (1 - \xi - w_w) g_c W_u = U_w - U_z + \int_{V_z}^{V_w} p dV \\ M_w &= M_z = \beta \lambda M_o (1 + \gamma) \\ V_w &= f(\alpha) \\ p_w V_w &= \bar{R} M_w T_w \end{aligned} \right\}, \quad (60)$$

$$\int_{\alpha_z}^{\alpha_w} \alpha_g F(T - T_{sc}) d\alpha$$

gdzie:  $w_w = \frac{\alpha_z}{6 \cdot n \cdot \xi \cdot g_c \cdot W_u}$  – względna ilość ciepła odprowadzonego do ścianek cylindra

w czasie trwania procesu z – w.

Równanie I-szej zasady termodynamiki (pierwsze równanie układu równań (60)) możemy zapisać w postaci:

$$\frac{(1 - \xi - w_w) g_c W_u}{\beta \lambda M_o (1 + \gamma)} = \bar{c}_{vw} T_w - \bar{c}_{vz} T_z + \int_{V_z}^{V_w} p dV. \quad (61)$$

Wartość energii właściwej czynnika roboczego w chwili otwarcia zaworu wylotowego jest

$$u_w = \bar{c}_{vw} T_w = \frac{(1 - \xi - w_w) g_c W_u}{\beta \lambda M_o (1 + \gamma)} + \bar{c}_{vz} T_z - \frac{\int_{V_z}^{V_w} p dV}{\beta \lambda M_o (1 + \gamma)}, \quad (62)$$

Ponieważ

$$u_w = (a_\gamma + b_\gamma T_w) T_w, \quad (63)$$

to znając wartość  $u_w$  wyznaczoną z równania (62), możemy obliczyć wartość  $T_w$

$$T_w = \frac{-a_\gamma + \sqrt{a_\gamma^2 + 4b_\gamma u_w}}{2b_\gamma}. \quad (64)$$

Wartość wykładnika politropy rozprężania wyznaczamy z równania politropy rozprężania

$$p_z V_z^{n_2} = p_w V_w^{n_2},$$

stąd otrzymujemy

$$n_2 = \frac{\log \frac{p_z}{p_w}}{\log \frac{V_w}{V_z}}. \quad (65)$$

#### 4.4. Wyznaczanie efektywnego współczynnika wydzielania ciepła podczas procesu spalania

Jakość procesu wydzielania ciepła podczas procesu spalania oceniana jest wartością efektywnego współczynnika wydzielania ciepła  $\xi$ . Wartość tego współczynnika możemy wyznaczyć z równania I-szej zasady termodynamiki dla procesów zachodzących w zamkniętym układzie termodynamicznym przebiegającym od zamknięcia zaworu dolotowego – punkt „d’” do chwili rozpoczęcia procesu wydechu – punkt „w”.

Założenia przyjęte przy wyznaczaniu efektywnego współczynnika wydzielania ciepła  $\xi$ :

1. parametry termodynamiczne czynnika roboczego odpowiadające punktom „d’” i „w” (rys. 7) rzeczywistego wykresu indykatorowego i wykresu obliczeniowego są takie same,
2. maksymalne ciśnienie rzeczywistego cyklu pracy silnika jest równe ciśnieniu cyklu obliczeniowego w punktach „z’” i „z”,
3. prace czynnika roboczego wykonane w okresie od chwili zamknięcia zaworu dolotowego „d’” do chwili rozpoczęcia się procesu wydechu „w”, są dla obu rozważanych cykli pracy jednakowe tj.

$$L_{d'-w} = \int_{V_d'}^{V_w} p dV, \quad (66)$$

4. takie same są wartości ciepła doprowadzonego do cyklu rzeczywistego i obliczeniowego.

Przy wyżej wymienionych założeniach równanie I-szej zasady termodynamiki dla przemian zachodzących od końca procesu sprężania do rozpoczęcia procesu wylotu (punkt „w” na rys. 7) ma postać

$$H_{pal} + Q_{c-z'} + Q_{z'-z} = U_{c-w} + L_{c-w}. \quad (67)$$

Ponieważ przemiana z – w zachodzi przy  $\delta q = 0$ , zatem

$$U_{c-w} = U_w - U_c = U_z - U_c,$$

gdzie:  $U_c = \bar{c}_{vc} T_c \lambda M_o g_c (1 + \gamma)$  - energia wewnętrzna czynnika roboczego w punkcie „c”,

$U_z = \beta \bar{c}_{vz} T_z \lambda M_o g_c (1 + \gamma)$  - energia wewnętrzna czynnika roboczego w punkcie „z”.

Praca czynnika roboczego  $L_{c-w}$  jest równa

$$L_{c-w} = L_{c-z} + L_{z-w} = p_z (V_z - V_c) + \frac{p_z V_z - p_w V_w}{n_2 - 1}. \quad (68)$$

Entalpia paliwa doprowadzonego do cylindra w czasie cyklu pracy silnika jest

$$H_{pal} = c_{pal} g_c T_{pal},$$

gdzie:  $c_{pal}$  – masowe ciepło właściwe paliwa.

Ciepło doprowadzone do cyklu pracy silnika wyrazimy w postaci

$$Q_1 = Q_{c-z} + Q_{z-z} = \xi g_c W_u.$$

Podstawiając powyższe wartości do (67) i dokonując przekształceń otrzymujemy

$$\xi = (\beta \bar{c}_{vz} T_z - \bar{c}_{vc} T_c) \frac{\lambda M_o (1 + \gamma)}{W_u} + \frac{p_z (V_z - V_c)}{g_c W_u} + \frac{p_z V_z - p_w V_w}{(n_2 - 1) g_c W_u} - \frac{c_{pal} T_{pal}}{W_u}. \quad (69)$$

Wykorzystując oznaczenia przyjęte w pkt. 2.1, zależność (69) możemy napisać w postaci

$$\xi = (\beta \bar{c}_{vz} T_z - \bar{c}_{vc} T_c) \frac{\lambda M_o (1 + \gamma)}{W_u} + \frac{p_z V_z}{g_c W_u} \left[ \frac{\rho - 1}{\rho} + \frac{\beta \left( \lambda_p - \frac{T_w}{T_c} \right)}{\rho \lambda_p (n_2 - 1)} \right] - \frac{c_{pal} T_{pal}}{W_u}. \quad (70)$$

## 5. Charakterystyka wydzielania ciepła podczas procesu spalania

Wyznaczanie charakterystyki względnej ilości ciepła wydzielającego się podczas procesu spalania z uwzględnieniem: zmieniającej się ilości moli czynnika roboczego podczas spalania i zmiany jego ciepła właściwego w zależności od zmieniającego się składu i temperatury oraz ilości ciepła wymianianego ze ściankami ograniczającymi przestrzeń spalania, z wykorzystaniem równania pierwszej zasady termodynamiki dość szczegółowo opisano w [1]. Przedstawiono tam również metodę wyznaczania okresu opóźnienia samozapłonu, wykorzystując do tego celu punkt przecięcia się dwóch wykresów przebiegu temperatury czynnika roboczego sporządzonych dla początkowej fazy procesu spalania.

W niniejszym referacie postanowiono zaproponować nieco inną metodykę wyznaczania w/w charakterystyki, również w oparciu o rzeczywisty wykres indykatorowy. W metodzie tej obliczenia rozpoczyna się od punktu  $\alpha = \alpha_{ow} = 540 - \alpha_w$  °O.W.K i prowadzi się je w kierunku malejącej wartości kąta obrotu wału korbowego silnika, z obliczeniowym krokiem  $\Delta\alpha$ . Zakłada się, że koniec całkowitego i zupełnego spalania nastąpił przed rozpoczęciem się procesu wylotu (początek otwierania zaworu wylotowego) spalin, tj. w przedziale kąta  $\alpha \leq 540 - \alpha_w$ , gdzie  $\alpha$  – kąt wyprzedzenia otwarcia zaworu wylotowego liczony w stosunku do DMP tłoka, któremu odpowiada  $\alpha = 540$  °O.W.K. W chwili zakończenia procesu spalania, aż do rozpoczęcia się procesu wylotu spalin, wartość względnej ilości wydzielającego się ciepła  $x = x_i + x_{sc}$  jest równa jedności. Jak wynika z tego założenia, w obliczeniach nie uwzględnia się ilości ciepła zużywanego na procesy dysocjacji produktów spalania, co dla silników

ZS, w których maksymalna, średnia temperatura spalania nie przekracza 2500 K, wydaje się uzasadnione [1].

Dysponując rzeczywistym wykresem indykatorowym  $p(\alpha)$  oraz znając podstawowe wymiary silnika ( $S$  – skok tłoka,  $D$  – średnia tłoka,  $\varepsilon$  – stopień sprężania) i prędkość obrotową wału korbowego  $n$ , jak również parametry termodynamiczne w charakterystycznych punktach obliczeniowego wykresu indykatorowego (rys. 7) „c” i „w” oraz wartości  $\xi$ ,  $g_c$  i  $W_u$ , możemy do obliczeń wykorzystać równanie I-szej zasady termodynamiki w postaci

$$\xi g_c W_u - Q_{sc} = U_w - U_c + \int_{V_c}^{V_w} p dV \cdot \quad (71)$$

Dzieląc równanie (71) przez  $Q_1 = \xi g_c W_u$  otrzymamy równanie

$$1 - x_{sc} = x_i, \quad (72)$$

gdzie:  $x_{sc} = \frac{Q_{sc}}{\xi g_c W_u}$  - względna ilość ciepła wymienianego ze ściankami cylindra, natomiast

$$x_i = \frac{U_w - U_c + \int_{V_c}^{V_w} p dV}{\xi g_c W_u} - \text{względna, indykowana ilość wydzielającego się ciepła idące-}$$

go na zmianę energii wewnętrznej czynnika roboczego i wykonanie przez niego pracy absolutnej.

Wykorzystując równanie (71) i znając temperaturę czynnika roboczego w punktach „c” i „w” (rys.7) oraz wartości  $p(\alpha)$  (rzeczywisty wykres indykatorowy) możemy wyznaczyć zarówno całkowitą jak i względną ilość ciepła przekazanego przez czynnik roboczy do ścianek cylindra w czasie przemian trwających między początkiem procesu spalania i rozpoczęciem się procesu wylotu spalin

$$Q_{sc} = \xi \cdot g_c \cdot W_u - (U_w - U_c + \int_{V_{ps}}^{V_w} p dV), \quad (73)$$

$$x_{sc} = 1 - x_i = 1 - \frac{U_w - U_c + \int_{V_{pc}}^{V_w} p dV}{\xi \cdot g_c \cdot W_u}, \quad (74)$$

gdzie:

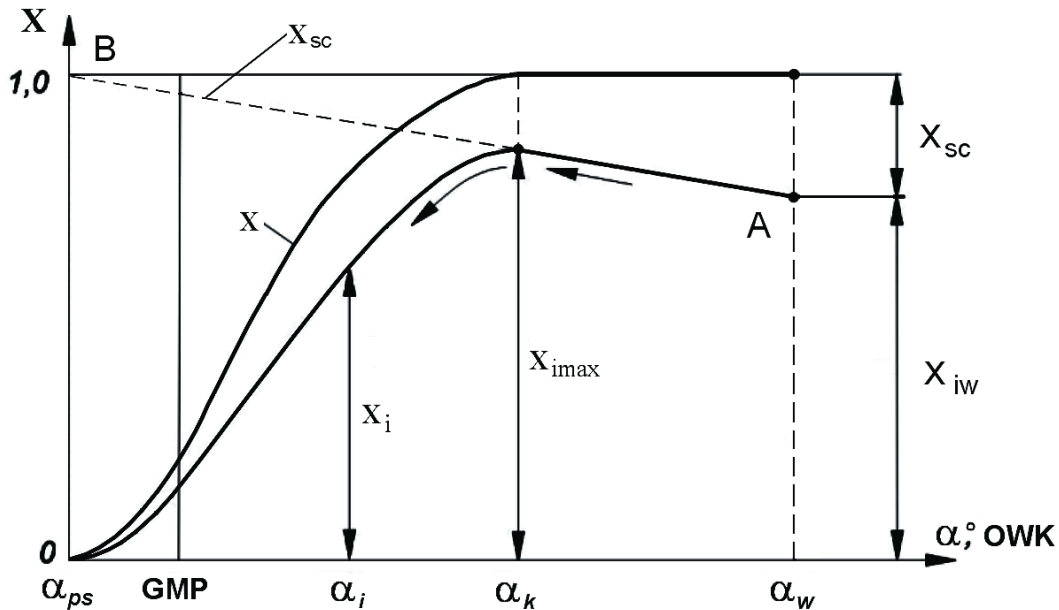
$$U_c = \lambda \cdot M_o \cdot g_c \cdot \bar{c}_{vc} \cdot T_c \cdot (1 + \gamma), \quad (75)$$

$$U_w = \beta \cdot \lambda \cdot M_o \cdot g_c \cdot \bar{c}_{vw} T_w \cdot (1 + \gamma), \quad (76)$$

$$\int_{V_{pc}}^{V_w} p dV = L_{pc-c} + L_{c-w} = \int_{V_{ps}}^{V_c} p dV + p_z (V_z - V_c) + \frac{p_z V_z - p_w V_w}{n_2 - 1}. \quad (77)$$

Ilustrację graficzną metody sporządzania charakterystyki względnej ilości ciepła wydzielającego się podczas procesu spalania przedstawiono na rys. 8.

Metodykę sporządzania charakterystyk względnej ilości ciepła wydzielającego się podczas procesu spalania realizujemy w dwóch etapach. W pierwszym etapie przyjmujemy, że  $Q_{sc} = 0$  i wyznaczamy charakterystykę  $x$  rozpoczynając obliczenia od punktu rozpoczęcia otwierania zaworu wylotowego, dla którego zgodnie z przyjętymi założeniami  $x = 1$  i czynnikiem roboczym są spaliny, których ilość jest równa  $M_2 = \beta \cdot \lambda \cdot M_0 \cdot g_c$ , zaś wykładnik adiabaty  $\kappa = \frac{\bar{c}_{pspl}}{\bar{c}_{vspl}}$ .



Rys. 8. Ilustracja graficzna metody wyznaczania charakterystyk  $x$ ,  $x_i$  i  $x_{sc}$ :  $\alpha_{ps}$ - początek procesu spalania,  $\alpha_i$  – bieżąca wartość kąta obrotu wału korbowego,  $\alpha_k$ -koniec procesu spalania,  $\alpha_w$ - początek otwierania zaworu wylotowego silnika

Fig. 8. The graphic illustration for determining characteristics  $x$ ,  $x_i$  i  $x_{sc}$ :  $\alpha_{ps}$  - the beginning of the combustion process,  $\alpha_i$  – current value of the crank angle,  $\alpha_k$  -the end of the combustion process,  $\alpha_w$  - the beginning of the engine outlet valve opening

Pierwszy etap sporządzania charakterystyki wydzielania ciepła realizujemy dla kąta obrotu wału korbowego licząc od  $\alpha=540^\circ\text{OWK} - \alpha_w$  do położenia tłoka w GMP, tj. dla  $\alpha=360^\circ\text{OWK}$ , z krokiem  $\Delta\alpha$ . Wartość zmiany względnej ilości wydzielającego się ciepła na obliczeniowym przedziale kątowym obrotu wału korbowego w tym procesie obliczeń jest:

$$\Delta x_j = \frac{1}{(\kappa - 1) \cdot \xi \cdot g_c \cdot W_u} \left[ \kappa \frac{p_j + p_{j-1}}{2} (V_{j-1} - V_j) + \frac{V_j + V_{j-1}}{2} (p_j - p_{j-1}) \right]. \quad (78)$$

Uwaga: w tym przedziale jest:  $V_j > V_{j-1}$  i  $p_j < p_{j-1}$ , zatem  $\Delta x_j \leq 0$ .

$$\text{Wartość} \quad x_{j-1} = x_j + \Delta x_j. \quad (79)$$

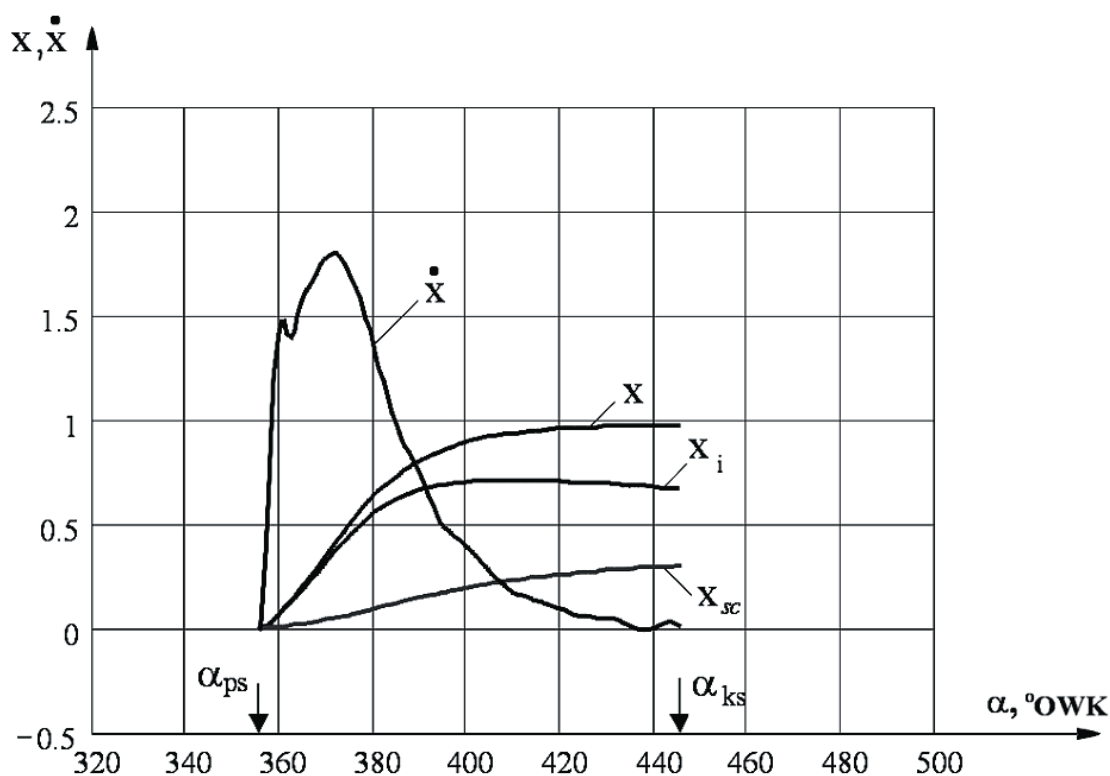
Po przeprowadzeniu obliczeń dla kąta  $360 \leq \alpha < 540 - \alpha_w$ , przeprowadza się obliczenia drugiego etapu tj. dla kąta  $360 - \alpha_{pw} \leq \alpha \leq 360^\circ \text{O.W.K.}$

Wartość  $\Delta x_j$  w tym przedziale obliczamy również wg wzoru (78), jednak ich wartości są większe od zera. Dlatego też wartość  $x_{j-1}$  dla tego przedziału obliczamy ze wzoru

$$x_{j-1} = x_j - \Delta x_j . \quad (80)$$

Obliczenia w tym etapie realizujemy do chwili gdy  $x_{j-1} \approx 0$ . Kąt  $\alpha$  dla którego  $x_{j-1} = 0$ , przyjmujemy jako kąt rozpoczęcia się procesu spalania. Wykorzystując wyniki obliczeń sporządzamy charakterystykę  $x$ , patrz rys. 8. Następnie wg wzoru (74) obliczamy wartość  $x_{sc}$ , którą odkładamy tak jak pokazano na rys. 8 otrzymując punkt A. Zakładając liniową zależność względnej ilości ciepła  $x_{sc}$  od kąta obrotu wału korbowego, przez punkt B odpowiadający początkowi spalania i punkt A odpowiadający rozpoczęciu otwierania zaworu wylotowego prowadzimy prostą która przedstawia sobą charakterystykę względnej ilości ciepła wymianianego między czynnikiem roboczym a ściankami ograniczającymi przestrzeń spalania w cylindrze. Odejmując od wartości  $x$  wartość  $x_{sc}$  otrzymujemy charakterystykę względnej, in-dykatorkowej ilości ciepła wydzielającego się podczas procesu spalania. Różniczkując charakterystykę  $x$  lub  $x_i$  względem kąta obrotu wału korbowego otrzymujemy charakterystykę prędkości odpowiedniej względnej ilości ciepła wydzielającego się podczas procesu spalania. Przykładowe wykresy charakterystyk względnych ilości wydzielającego się ciepła w silniku T359 przedstawiono na rys. 9. Znając kąt odpowiadający początkowi procesu wtrysku paliwa do cylindra oraz kąt odpowiadający rozpoczęciu się procesu spalania, wyznaczyć możemy kąt opóźnienia samozapłonu w silniku o zapłonie samoczynnym.

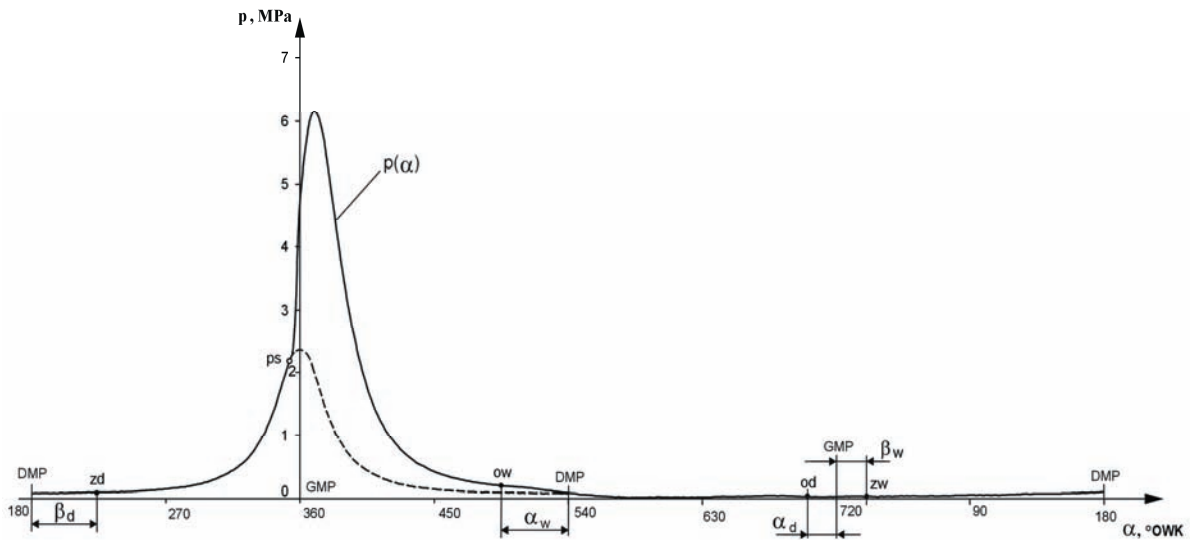
$$\Theta_{os} = \alpha_{ps} - \alpha_{pw} . \quad (81)$$



Rys. 9. Względne ilości wydzielanego ciepła podczas procesu spalania oraz prędkość wydzielania względnej ilości wydzielającego się ciepła w silniku T359 [3] pracującego przy:  $n=1900 \text{ min}^{-1}$ ,  $g_c=7,16 \cdot 10^{-5} \text{ kg/cykl}$ ,  $p_{pw}=18,5 \text{ MPa}$  oraz  $\alpha_{ww}=18 \text{ }^\circ\text{O.W.K}$  przed GMP

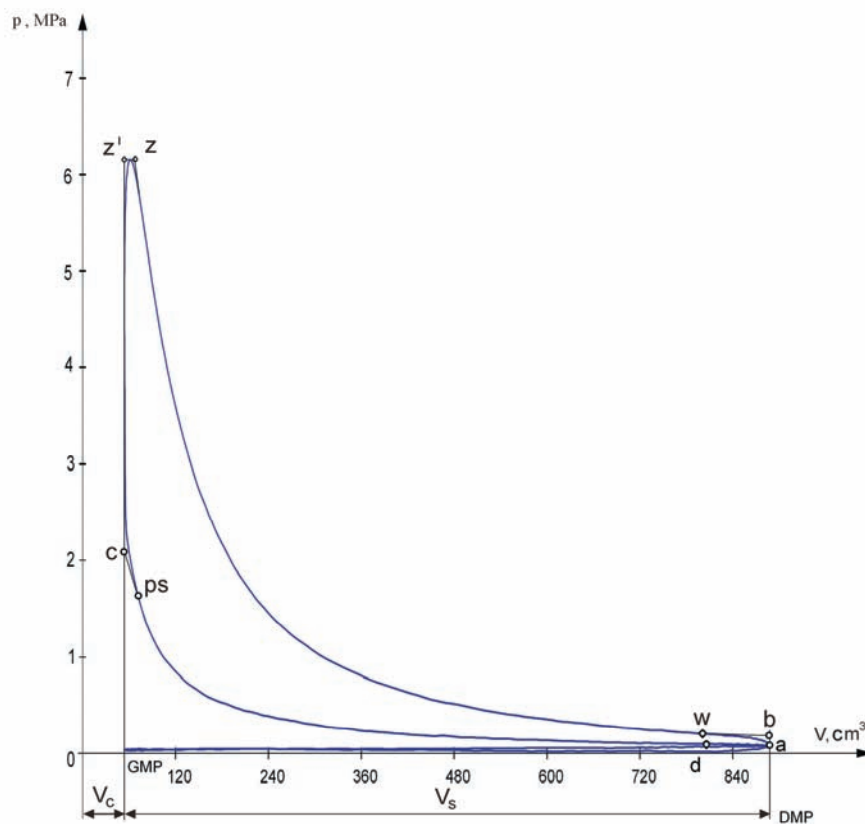
Fig. 9. Relative quantities of the emitted heat during the combustion process and the emission velocity of the emitted heat relative quantity in T359 engine [3], working at:  $n=1900 \text{ min}^{-1}$ ,  $g_c=7,16 \cdot 10^{-5} \text{ kg/cycle}$ ,  $p_{pw}=18,5 \text{ MPa}$  and  $\alpha_{ww}=18 \text{ }^\circ\text{O.W.K}$  before GMP

Poniżej przedstawiono rzeczywiste wykresy indykatorowe (rozwinięty w funkcji kąta  $\alpha$  i zamknięty we współrzędnych  $p$  -  $V$ ) silnika AD3.152 zasilanego paliwem EDZ i pracującego przy  $n = 1400\text{obr/min}$  i  $M_e = 168\text{ Nm}$ .



Rys. 10. Rzeczywisty, rozwinięty wykres indykatorowy silnika AD3.152, zasilanego paliwem EDZ i pracującego przy  $n = 1400\text{obr/min}$  i  $M_e = 168\text{ Nm}$

Fig. 10. The effective developed indicator diagram for AD3.152 EDZ-powered engine, working at  $n = 1400\text{rev/min}$  and  $M_e = 168\text{ Nm}$



Rys. 11. Rzeczywisty, zamknięty wykres indykatorowy silnika AD3.152 zasilanego paliwem EDZ i pracujący przy  $n=1400\text{obr/min}$  i  $M_e = 168\text{ Nm}$

Fig. 11. The effective closed indicator diagram for AD3.152 EDZ-powered engine, working at  $n=1400\text{rev/min}$  and  $M_e = 168\text{ Nm}$



## 6. Podsumowanie

Przedstawiona w niniejszym referacie problematyka termodynamiki cykli pracy czterosuwowych tłokowych silników spalinowych i zaproponowane w nim metody analizy i obliczeń cykli pracy tych silników, wskazuje na celowość i potrzebę wykorzystania do obliczeń teoretycznych i analizy rzeczywistych cykli pracy, zaproponowanego uogólnionego cyklu pracy silnika. Umożliwia to wyznaczenie najbardziej racjonalnych ze względu na właściwości użytkowe silnika jego parametrów konstrukcyjnych oraz parametrów istotnie wpływających na przebieg i organizację cyklu pracy (proces spalania), jak również stwarza możliwości oceny przydatności zastosowania do zasilania silników paliw pochodzenia mineralnego lub innego np. roślinnego.

Do cenniejszych metod zaproponowanych w niniejszym referacie można zaliczyć:

- metodykę wyznaczania parametrów termodynamicznych w charakterystycznych punktach uogólnionego cyklu pracy silnika, jego sprawności teoretycznej, średniego teoretycznego ciśnienia cyklu, wartości maksymalnego ciśnienia cyklu i sposobów oddziaływania na wartości wskazanych wielkości oraz metodykę obliczeń takich podstawowych wskaźników pracy silnika jak: sprawność, moc indykowana, jednostkowe zużycie paliwa itp.,
- uściśloną metodę wyznaczania wartości stopnia napełnienia cylindra,
- metodykę wyznaczania maksymalnej temperatury cyklu i temperatury czynnika roboczego w chwili otwarcia zaworu wylotowego,
- metodykę wyznaczania efektywnego współczynnika wydzielania ciepła podczas procesu spalania,
- sposób wyznaczania parametrów początku i końca procesu spalania, kąta opóźnienia samozapłonu oraz sporządzania charakterystyki względnej ilości wydzielającego się ciepła, umożliwiającej ocenę i analizę dwóch faz procesu spalania tj. spalania przebiegającego według mechanizmu kinetycznego i mechanizmu spalania dyfuzyjnego,
- sposób wyznaczania ilości ciepła przekazanego przez czynnik roboczy do ścianek cylindra w czasie trwania procesu spalania, wykorzystując do tego celu rzeczywisty wykres indykatorowy i parametry zidentyfikowanego, uogólnionego cyklu pracy silnika.

## Literatura

- [1] Ambrozik A., Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych. Wyd. Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2003.
- [2] Ambrozik A., Marcenko A. P., Poniewski M., Szokotow N. K., Analiza energetyczna silników spalinowych. Wyd. Politechnika Świętokrzyska, Kielce, 1998.

