ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1991

Seria: TRANSPORT z. 11 Nr kol. 995

Jacek MAĆKOWSKI
Instytut Transportu

Krystian WILK
Zakład Energetyki Paliwowej IEiUH

Politechnika Śląska

WYZNACZANIE CHWILOWEJ ENERGII WEWNĘTRZNEJ SUBSTANCJI ZNAJDUJĄCEJ SIĘ W CYLINDRZE

Streszczenie. Jednym z narzędzi badawczych, coraz bardziej wykorzystywanych w analizie procesów zachodzących w komorach spalania silników tłokowych, jest modelowanie matematyczne. Zakres prac prowadzonych w tym kierunku ogromnie zwiększył się w ostatnich latach. Wynika to z coraz lepszego zrozumienia możliwości wykorzystania modeli matematycznych oraz z jednoczesnego nieustannego rozwoju techniki komputerowej, umożliwiającej obecnie numeryczne rozwiązywanie skomplikowanych problemów. Dlatego autorzy postawili sobie za cel zebranie rozproszonych po literaturze informacji dotyczących modelowania oraz opracowania algorytmów nadających się do szerokiego wdrożenia. Ponieważ tak ujęty problem jest zagadnieniem bardzo obszernym, analizowaną całość podzielono na szereg podproblemów.

W artykule, rozpoczynającym cykl omawianych zagadnień, wyprowadzono sformułowane na podstawie bilansów energii podstawowe równania zerowymiarowego, dwustrefowego modelu silnika spalinowego. Równania wyznaczające chwilową energię wewnętrzną substancji znajdującej się w cylindrze przedstawiono dla wszystkich kolejno po sobie występujących elementarnych przemian. Ponieważ dokładność obliczeń musi stanowić wyważony kompromis pomiędzy przyjętymi do budowy modelu założeniami a nakładem pracy, w artykule zaproponowano do modelowania pracy silnika wykorzystanie obiegu częściowo wyidealizowanego.

1. Wstęp

Dalsze udoskonalanie silników spalinowych tylko na podstawie badań laboratoryjnych prototypów jest coraz droższe. W celu zmniejszenia kosztów badań doświadczalnych i ograniczenia ich pracochłonności wykonuje się szereg modeli, symulujących zjawiska zachodzące w czasie pracy silnika. Dopiero na podstawie analizy tak uzyskanych wyników podejmuje się decyzje dotyczące dalszych badań. Pierwsze prace podejmujące próbę stworzenia tak sformułowanego modelu przedstawił N.M. Głagojew [1] . W literaturze krajowej kompleksowe ujęcie stanu zagadnień związanych z modelowaniem wyczerpująco przedstawione jest w opracowaniach A. Kowalewicza [2], S. Wiśniewskiego [6] , T. Rychtera i A. Teodorczyka [4] . Nad budową modelu bardzo zaawansowane prace prowadzi również dr A. Sapiński z Instytutu Techn. Cieplnej Politechniki Warszawskiej oraz w różnym stopniu

są posunięte prace w innych ośrodkach naukowych.

Ponieważ procesem decydującym o poprawności pracy silnika jest proces spalania, jemu poświęca się najwięcej uwagi [3], [4], [5]. Brak jest natomiast w literaturze wyczerpujących modeli opartych na termodynamicznej analizie pełnego cyklu pracy silnika spalinowego.

Kompleksowe ujęcie zagadnień związanych z modelowaniem zjawisk zachodzących w tłokowym silniku spalinowym jest zagadnieniem bardzo obszernym. Dlatego analizowaną całość podzielono na szereg podproblemów. Ponieważ podstawowym równaniem w modelu zerowymiarowym jest równanie wyprowadzone z bilansu energii, dlatego od niego rozpoczęto cykl artykułów związanych z omawianymi zagadnieniami.

Celem tego artykułu jest wyprowadzenie przy różnym stopniu idealizacji obiegu wzorów określających przyrost energii wewnętrznej czynnika we wszystkich kolejno występujących etapach pracy silnika.

2. Bilanse energetyczne obiegu rzeczywistego

W pierwszej części opracowania przedstawiono próbę sformułowania termodynamicznego modelu działania silnika rzeczywistego (rys.1), uwzględniającego możliwie dużą liczbę parametrów decydujących o przebiegach procesów napełniania i wydechu.

Podczas formułowania równań bilansów energii rozpatrywano elementarne przemiany zachodzące w cylindrze podczas każdego etapu i zapisywano je w postaci:

$$E_d = \Delta E_u + E_w ,$$

gdzie:

E_d - energia doprowadzona do układu,

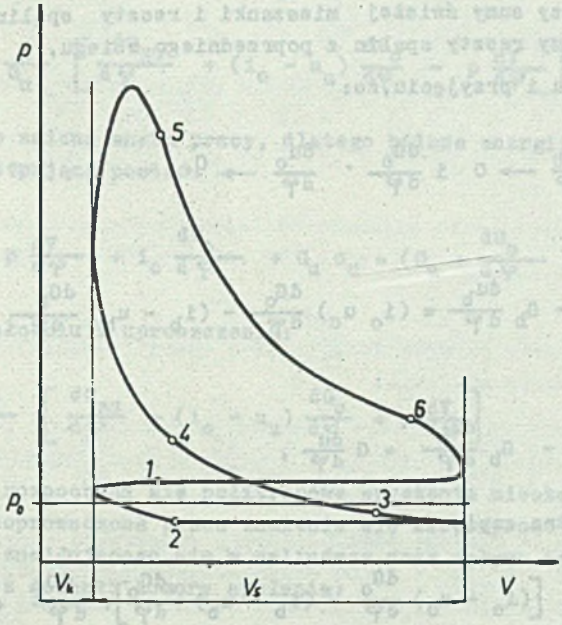
ΔE_u - przyrost energii układu,

E_w - energia wyprowadzona z układu.

Osłonę bilansową poprowadzono po wewnętrznych ściankach cylindra, tłoka i głowicy. Tak więc w rozpatrywanym układzie bilansowym energia układu, czy też jej przyrost stanowi energia wewnętrzna substancji znajdującej się wewnątrz osłony bilansowej oraz jej zmiany. Podczas etapu odpowiadającego odcinkowi 1 - 2 następuje przekrycie zaworów, czyli otwarte są zawory dolotowe i wydechowe. Etap ten podzielono na podetapy 1 - ZZP i ZZP - 2. Bilans energii dla pierwszego podetapu w funkcji kąta OWK przedstawia się następująco:

$$P\frac{dV}{d\varphi} + G_b\, {}_b + G_o\, {}_o + i_o\frac{dG_o}{d\varphi} + \frac{dQ_z}{d\varphi} = \left(G_b - \frac{dG_b}{d\varphi} \right)$$

$$\left(u_b - \frac{du_b}{d\varphi}\right) + \left(G_o + \frac{dG_o}{d\varphi}\right)\left(u_o + \frac{du_o}{d\varphi}\right) + i_b \frac{dG_b}{d\varphi},$$



Rys. 1. Rzeczywisty wykres indykatorowy silnika o zapłonie iskrowym z zaznaczeniem charakterystycznych etapów opisanych w tekście

Fig. 1. Actual indicator diagram of the spark ignition engine with characteristic stages described in the paper

gdzie:

G – masa substancji znajdującej się w cylindrze,

$\frac{dG}{d\varphi}$ – zmiany masy substancji znajdującej się w cylindrze podczas obrotu wału korbowego (OWK) o kąt $d\varphi$,

i – pełna entalpia substancji znajdującej się w cylindrze,

$p\frac{dV}{d\varphi}$ – praca doprowadzona w czasie obrotu wału korbowego o kąt $d\varphi$ (+) do ZZP lub praca wykonana (-) od ZZP,

u – energia wewnętrzna substancji znajdującej się w cylindrze,

$\frac{du}{d\varphi}$ – zmiany energii wewnętrznej substancji podczas OWK o kąt $d\varphi$,

$\frac{dQ_z}{d\varphi}$ – ciepło pobrane lub oddane do ścianek przez substancje znajdujące się w cylindrze podczas OWK o kąt $d\varphi$.

Indeksy:

b - dotyczy spalin,

o - dotyczy świeżej mieszanki,

u - dotyczy sumy świeżej mieszanki i reszty spalin,

rs - dotyczy reszty spalin z poprzedniego obiegu,

Po uproszczeniu i przyjęciu, że:

$$\frac{dG_b}{d\varphi} \cdot \frac{du_b}{d\varphi} \rightarrow 0 \quad i \quad \frac{dG_o}{d\varphi} \cdot \frac{du_o}{d\varphi} \rightarrow 0,$$

otrzymujemy:

$$G_o \frac{du_o}{d\varphi} - G_b \frac{du_b}{d\varphi} = (i_o\ u_o) \frac{dG_o}{d\varphi} - (i_b - u_b) \frac{dG_b}{d\varphi} + \frac{dQ_z}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi}$$

Oznaczając

$$G_o \frac{du_o}{d\varphi} - G_b \frac{du_b}{d\varphi} = G \frac{du}{d\varphi},$$

ostatecznie można zapisać:

$$\frac{du}{d\varphi} = \frac{1}{G} \left[(i_o - u_o) \frac{dG_o}{d\varphi} - (i_b - u_b) \frac{dG_o}{d\varphi}\right] + \frac{dQ_z}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi}$$

oraz przez analogię zmianę energii wewnętrznej substancji znajdującej się w cylindrze w podetapie ZZP - 2:

$$\frac{du}{d\varphi} = \frac{1}{G} \left[(i_o - u_o) \frac{dG_o}{d\varphi} - (i_b - u_b) \frac{dG_b}{d\varphi} + \frac{dQ_z}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi}\right],$$

Etap odpowiadający odcinkowi 2 - 3 przedstawia zasysanie świeżego ładunku zmieszanego z resztą spalin. W procesie tym ciepło pobierane od ścianek komory spalania, energia wewnętrzna substancji znajdującej się w cylindrze oraz entalpia świeżej mieszanki napełniającej cylinder zamieniane są na przyrost energii wewnętrznej substancji w cylindrze oraz wykonaną podczas tego procesu pracę.

Ze względu na czytelność zapisu odcinek 2 - 3 podzielono na podetapy 2 - WZP i WZP - 3. Dla podetapu 2 - WZP bilans energii przemiany elementarnej można zapisać następująco:

$$\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} + i_o \frac{dG_o}{d\varphi} + G_u\ u_u = \left(G_u + \frac{dG_o}{d\varphi}\right)\left(u_u + \frac{du_u}{d\varphi}\right) + p \frac{dV}{d\varphi}$$

Po przekształceniach i przyjęciu $\frac{dG_o}{d\varphi} \cdot \frac{du_u}{d\varphi} \longrightarrow 0$

otrzymujemy:

$$\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left[\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} + (i_o - u_u)\frac{dG_o}{d\varphi} - p\frac{dV}{d\varphi}\right]$$

W WZP następuje zmiana znaku pracy, dlatego bilans energii dla etapu WZP - 3 ma następującą postać:

$$\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} + p\frac{dV}{d\varphi} + i_o\frac{dG_o}{d\varphi} + G_u u_u = (G_u + \frac{dG_o}{d\varphi})(u_u + \frac{du_u}{d\varphi}),$$

a po przekształceniu i uproszczeniu:

$$\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left[\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} + (i_o - u_u)\frac{dG_o}{d\varphi} + p\frac{dV}{d\varphi}\right]$$

W punkcie 3 rozpoczyna się politropowe sprężenie mieszanki. W procesie sprężania doprowadzona praca zamienia się na przyrost energii wewnętrznej ładunku znajdującego się w cylindrze oraz wpływa na ilość ciepła przejętego przez ścianki komory spalania:

$$p\frac{dV}{d\varphi} + G_u u_u = G_u(u_u + \frac{du_u}{d\varphi}) + \frac{dQ_{zu}}{d\varphi}$$

Po przekształceniu otrzymuje się równanie przedstawiające zmianę energii wewnętrznej mieszaniny resztek spalin i świeżej mieszanki w czasie sprężania:

$$\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left(-\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} + p\frac{dV}{d\varphi}\right)$$

W punkcie 4 rozpoczyna się zauważalny na wykresie indykatorowym przyrost ciśnienia, który świadczy o rozpoczęciu procesu spalania. Dla tego etapu, odpowiadającego odcinkowi 4 - 5, w cylindrze wyróżniono dwa obszary, obszar niespalonej mieszanki i obszar spalin, przedzielone frontem płomienia. Przyjęto, że wartości temperatur w obu obszarach są jednorodne T_u w obszarze mieszanki i T_b - w obszarze spalin. Ciśnienie w obu strefach jest równe. Ze względu na zmianę znaku pracy w ZZP etap 4 - 5 podzielono na dwa podetapy: 4 - ZZP i ZZP - 5.

Bilans energii elementarnej przemiany w obszarze mieszanki dla podetapu 4 - ZZP ma następującą postać:

$$p\frac{dV_u}{d\varphi} + G_u u_u = \left(G_u - \frac{dG_u}{d\varphi}\right)\left(u_u - \frac{du_u}{d\varphi}\right) - \frac{dG_u}{d\varphi} \cdot i_u + \frac{dQ_{zu}}{d\varphi},$$

która po przekształceniach

$$p\frac{dV_u}{d\varphi} + G_u u_u = G_u u_u - G_u\frac{du_u}{d\varphi} - \frac{dG_u}{d\varphi} u_u + \frac{dG_u}{d\varphi} \cdot \frac{du_u}{d\varphi} - \frac{dG_u}{d\varphi} \cdot$$
$$\cdot i_u + \frac{dQ_{zu}}{d}$$

i przyjęciu:

$$\frac{dG_u}{d\varphi} \cdot \frac{du_u}{d\varphi} \longrightarrow 0$$

prowadzi do równania określającego zmianę energii wewnętrznej mieszanki w cylindrze w czasie spalania:

$$\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left[\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} - (i_u + u_u)\frac{dG_u}{d\varphi} - p\frac{dV_u}{d\varphi}\right].$$

W równaniu tym i_u - oznacza pełną entalpię substancji doprowadzonej do czoła płomienia, a $\frac{dG_u}{d\varphi}$ - ilość doprowadzonej tam substancji.
Bilans energii elementarnej przemiany w obszerze mieszanki dla podetapu ZZP - 5 ma postać:

$$-p\frac{dV_u}{d\varphi} + G_u u_u = \left(G_u - \frac{dG_u}{d\varphi}\right)\left(u_u - \frac{du_u}{d\varphi}\right) - \frac{dG_u}{d\varphi} \cdot i_u + \frac{dQ_{zu}}{d\varphi}$$

skąd po przekształceniu otrzymuje się:

$$\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left[\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} - (i_u + u_u)\frac{dG_u}{d\varphi} + p\frac{dV_u}{d\varphi}\right]$$

Natomiast bilans energii dla spalin podczas ich elementarnej przemiany na odcinek 4 - ZZP można zapisać równaniem:

$$p\frac{dV_b}{d\varphi} + \frac{dG_b}{d\varphi} i_b + G_b u_b = \left(G_b + \frac{dG_b}{d\varphi}\right)\left(u_b + \frac{du_b}{d\varphi} + \frac{dQ_{zb}}{d\varphi}\right),$$

skąd po przekształceniach i przyjęciu

$$\frac{dG_b}{d\varphi} \cdot \frac{du_b}{d\varphi} \longrightarrow 0$$

otrzymuje się:

$$\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left[-\frac{dQ_{zb}}{d\varphi} + (i_b - u_b)\frac{dG_b}{d\varphi} + p\frac{dV_b}{d\varphi}\right],$$

Bilans energii w obszarze spalin na odcinku ZZP - 5 ma postać:

$$-p\frac{dV_b}{d\varphi} + \frac{dG_b}{d\varphi}\cdot i_b + G_b u_b = (G_b + \frac{dG_b}{d\varphi})(i_u + \frac{du_b}{d\varphi}) + \frac{dQ_{zb}}{d\varphi},$$

która po przekształceniach prowadzi do równania określającego zmianę energii wewnętrznej spalin podczas OWK o kąt $d\varphi$:

$$\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left[-\frac{dQ_{zb}}{d\varphi} + (i_b - u_b)\frac{dG_b}{d\varphi} - p\frac{dV_b}{d\varphi}\right]$$

W czasie etapu 5 - 6 zachodzi rozprężanie spalin w cylindrze. Bilans energii elementarnej przemiany dla tego etapu można zapisać w postaci:

$$G_b u_b = G_b\left(u_b - \frac{du_b}{d\varphi}\right) + p\frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_{zb}}{d\varphi},$$

skąd otrzymujemy:

$$\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left(\frac{dQ_{zb}}{d\varphi} + p\frac{dV}{d\varphi}\right),$$

Natomiast bilans energii elementarnej dla etapu 6 - 1, opisującego usuwanie spalin, podzielono na dwa podetapy: 6 - WZP i WZP - 1. Bilans energii dla podetapu 6 - WZP jest następujący:

$$G_b u_b = (G_b - \frac{dG_b}{d\varphi})(u_b - \frac{du_b}{d\varphi}) + \frac{dQ_{zb}}{d\varphi} + \frac{dG_b}{d\varphi} i_b + p\frac{dV}{d\varphi},$$

a po przekształceniach i uproszczeniu:

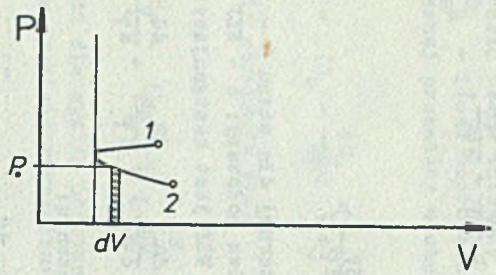
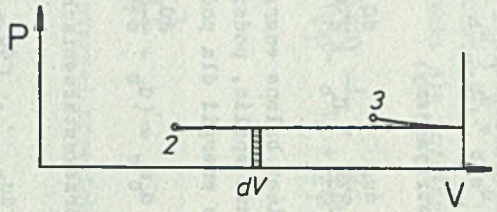
$$\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left[\frac{dQ_{zb}}{d\varphi} + (i_b - u_b)\frac{dG_b}{d\varphi} + p\frac{dV}{d\varphi}\right].$$

Zmianę energii wewnętrznej dla podetapu WZP - 1 można przez analogię zapisać następująco:

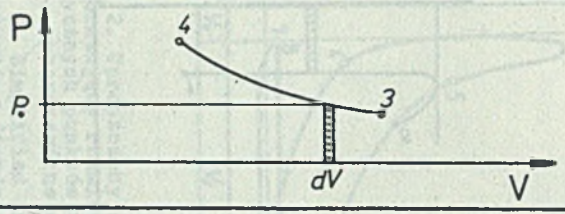
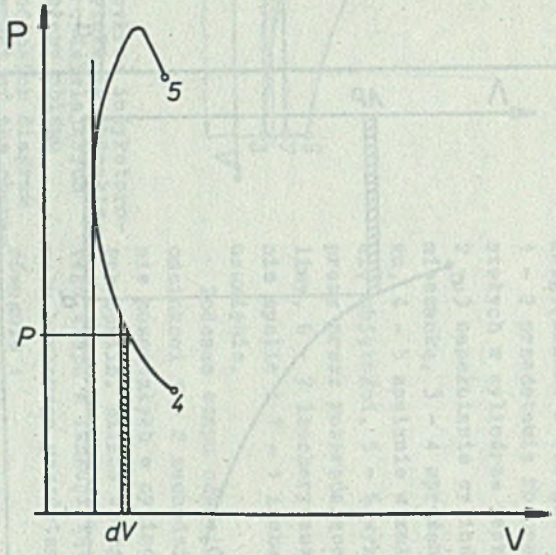
$$\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left[\frac{dQ_{zb}}{d\varphi} + (i_b - u_b)\frac{dG_b}{d\varphi} - p\frac{dV}{d\varphi}\right]$$

Tabela 1

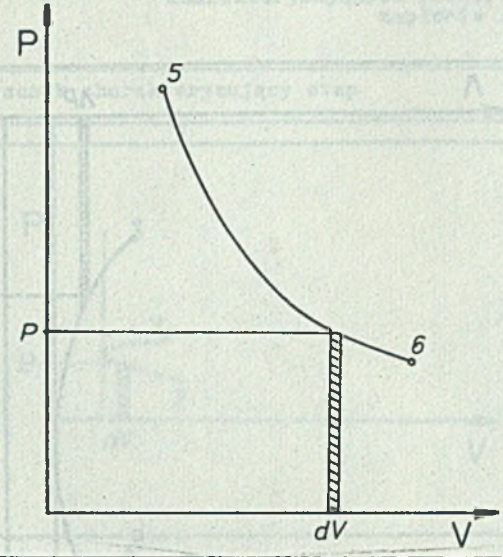
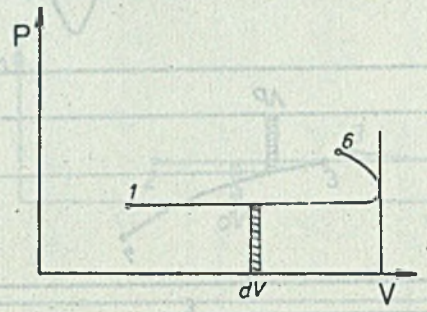
Zestawienie wzorów i rysunków dotyczących etapów charakteryzujących rzeczywisty obieg silnika o zapłonie iskrowym

Lp.	E t a p	Rysunek charakteryzujący etap	Zmiana energii wewnętrznej substancji
1	2	3	4
1	1 - 2 Przykrycie zaworów		do ZZP $\frac{du}{d\varphi} = \frac{1}{G}\left[(i_o - u_o)\frac{dG_o}{d\varphi} + \frac{dQ_z}{d\varphi} + p\frac{dV}{d\varphi} - (i_b - u_b)\frac{dG_b}{d\varphi}\right]$ po ZZP $\frac{du}{d\varphi} = \frac{1}{G}\left[(i_o - u_o)\frac{dG_o}{d\varphi} - (i_b - u_b)\frac{dG_b}{d\varphi} + \frac{dQ_z}{d\varphi} - p\frac{dV}{d\varphi}\right]$
2	Napełnianie cylindra świeżym ładunkiem		do WZP $\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left[\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} + (i_o - u_u)\frac{dG_o}{d\varphi} - p\frac{dV}{d\varphi}\right]$ po WZP $\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left[\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} + (i_o - u_u)\frac{dG_o}{d\varphi} + p\frac{dV}{d\varphi}\right]$

cd. tabeli 1

1	2	3	4
3	3 - 4 Sprężanie mieszanki		$\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left(-\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} + p\frac{dV}{d\varphi}\right)$
4	4 - 5 Spalanie mieszanki		Strefa niespalona do ZZP $\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left[\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} - (i_u + u_u)\frac{dG_u}{d\varphi} - p\frac{dV_u}{d\varphi}\right]$ po ZZP $\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left[\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} - (i_u + u_u)\frac{dG_u}{d\varphi} + p\frac{dV_u}{d\varphi}\right]$ Strefa spalona do ZZP $\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left[-\frac{dG_{zb}}{d\varphi} - (i_b - u_b)\frac{dG_b}{d\varphi} + p\frac{dV_b}{d\varphi}\right]$ po ZZP $\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left[-\frac{dG_{zb}}{d\varphi} - (i_b - u_b)\frac{dG_b}{d\varphi} - p\frac{dV_b}{d\varphi}\right]$

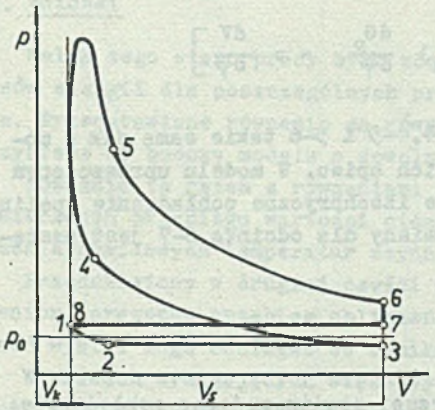
cd. tabeli 1

1	2	3	4
5	5 - 6 Rozprężanie spalin		$\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left(\frac{dQ_{zb}}{d\varphi} + p\frac{dV}{d\varphi}\right)$
6	6 - 1 Usuwanie spalin z cylindra		do WZP $\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left[\frac{dQ_{zb}}{d\varphi} + (i_b - u_b)\frac{dG_b}{d\varphi} + p\frac{dV}{d\varphi}\right]$ po WZP $\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left[\frac{dQ_{zb}}{d\varphi} + (i_b - u_b)\frac{dG_b}{d\varphi} - p\frac{dV}{d\varphi}\right]$

W tabeli 1 przedstawiono graficzne schematy analizowanych podmodeli z podaniem końcowych wzorów opisujących zmiany energii wewnętrznej w poszczególnych etapach obiegu rzeczywistego. Wyprowadzone w tej części opracowania równania określające zmianę energii wewnętrznej substancji w kolejno występujących elementarnych przemianach znacznie komplikują obliczenia i nie stanowią wyważonego kompromisu pomiędzy osiąganą dokładnością obliczeń a przyjmowanymi w czasie budowy modeli założeniami. Dlatego na obecnym etapie budowy modelu obiegu termodynamicznego silnika bardziej słuszne wydaje się korzystanie z obiegu częściowo wyidealizowanego.

3. Bilanse energii obiegu uproszczonego

Do fenomenologicznego opisu zasadniczych procesów zachodzących w poszczególnych fazach roboczego cyklu silnika wykorzystano częściowo wyidealizowany wykres indykatorowy [7]. Rysunek 2 przedstawia rozmieszczenie charakterystycznych punktów rozdzielających poszczególne etapy uwzględnione w obiegu. Odcinek 1 - 2 przedstawia rozprężanie pozostałych w cylindrze resztek spalin, 2 - 3 napełnianie cylindra świeżą mieszanką, 3 - 4 sprężanie ładunku, 4 - 5 spalanie w zmieniającej się objętości, 5 - 6 wykonanie pracy przez rozprężające się spaliny, 6 - 7 izochoryczne ochłodzenie spalin i 7 - 1 izobaryczne ich usunięcie.



Rys. 2. Uproszczony wykres indykatorowy obrazujący rozmieszczenie charakterystycznych punktów rozdzielających poszczególne etapy obiegu

Fig. 2. Simplified indicator diagram illustrating displacement of the characteristic points separating particular stages of the cycle

Podczas etapu odpowiadającego odcinkowi 1 - 2 zachodzi rozprężanie pozostałych w cylindrze resztek spalin. Bilans energii dla tego etapu w funkcji kąta obrotu wału korbowego przedstawia się równanie :

$$G_{rs}\, u_{rs} = G_{rs} \left(u_{rs} - \frac{du_{rs}}{d\varphi} \right) + \frac{dQz_{rs}}{d\varphi} + p\,\frac{dV}{d\varphi}$$

Po przekształceniu równanie to charakteryzuje zmianę energii wewnętrznej resztek spalin podczas OWK o kąt $d\varphi$

$$\frac{du_{rs}}{d\varphi} = \frac{1}{G_{rs}} \left(\frac{dQz_{rs}}{d\varphi} + p\frac{dV}{d\varphi}\right)$$

Etap odpowiadający odcinkowi 2 - 3 przedstawia zasysanie przy stałym ciśnieniu świeżej mieszanki i mieszanie się jej z resztką spalin. W czasie tego etapu ciepło pobierane od nagrzanych ścianek cylindra i entalpie świeżej mieszanki dopływającej do cylindra ulegają zmianie na przyrost energii wewnętrznej substancji znajdującej się w cylindrze oraz na wykonanie pracy. W równaniu bilansu energii sformułowanym niżej wykorzystano również równanie bilansu substancji:

$$\frac{dQz_u}{d\varphi} + i_o\frac{dG_o}{d\varphi} + G_u u_u = \left(G_u + \frac{dG_o}{d\varphi}\right)\left(u_u + \frac{du_u}{d\varphi}\right) + p\frac{dV}{d\varphi}$$

Po przekształceniu i pominięciu jako małego członu $\frac{dG_u}{d\varphi} \cdot \frac{du_u}{d\varphi}$ otrzymuje się równanie przedstawiające zmianę energii wewnętrznej substancji w cylindrze podczas napełniania:

$$\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left[\frac{dQz_u}{d\varphi} + (i_o - u_u)\frac{dG_o}{d\varphi} - p\cdot\frac{dV}{d\varphi}\right]$$

Ponieważ etapy odpowiadające odcinkom 3-4,4-5 i 5-6 takie same jak w modelu rzeczywistym, nie powtarzano tutaj ich opisu. W modelu uproszczonym założono, że podczas etapu 6-7 ma miejsce izochoryczne ochładzanie spalin. Dlatego bilans energii elementarnej przemiany dla odcinka 6-7 jest następujący:

$$G_b u_b = G_b\left(u_b - \frac{du_b}{d\varphi}\right) + \frac{dQz_b}{d\varphi}$$

skąd określa się zmiana energii wewnętrznej spalin podczas ochłodzenia:

$$\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\frac{dQz_b}{d\varphi}$$

Podczas etapu 7 - 1 zachodzi usuwanie spalin z cylindra. Bilans energii elementarnej przemiany dla tego etapu można zapisać równaniem:

$$p\frac{dV}{d\varphi} + G_b u_b = \left(G_b - \frac{dG_b}{d\varphi}\right)\left(u_b - \frac{du_b}{d\varphi}\right) + \frac{dQz_b}{d\varphi} + \frac{dG_b}{d\varphi}\cdot i_b$$

skąd po przekształceniach:

$$p\frac{dV}{d\varphi} + G_b u_b = G_b u_b - G_b\frac{du_b}{d\varphi} - u_b\frac{dG_b}{d\varphi} + \frac{dG_b}{d\varphi}\cdot\frac{du_b}{d\varphi} + \frac{dQz_b}{d\varphi} + \frac{dG_b}{d\varphi}\cdot i_b$$

i pominięciu

$$\frac{dG_b}{d\varphi} \cdot \frac{du_b}{d\varphi} \rightarrow 0$$

otrzymuje się równanie określające zmianę energii wewnętrznej spalin podczas wydechu:

$$\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b} \left[\frac{dQz_b}{d\varphi} + (i_b - u_b) \frac{dG_b}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} \right],$$

gdzie:

$\frac{dG_b}{d\varphi}$ – masa usuniętej elementarnej porcji spalin podczas OWK o kąt $d\varphi$.

W tabeli 2 przedstawiono graficzne schematy analizowanych podmodeli z podaniem końcowych wzorów opisujących zmiany energii wewnętrznej w poszczególnych etapach obiegu wyidealizowanego.

4. Wnioski

Celem tego etapu pracy było sformułowanie równań wynikających z bilansów energii dla poszczególnych przemian zachodzących w cylindrze silnika. Przedstawione równania są równaniami elementarnymi i mogą być wykorzystane do budowy modelu o dowolnym stopniu złożoności.

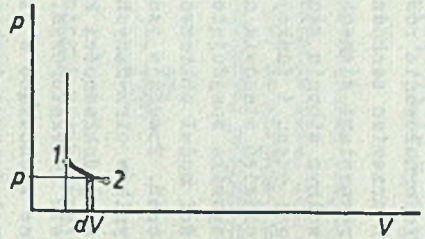
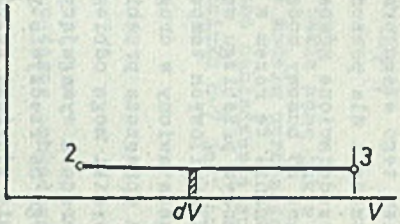
Równania te razem z równaniami stanu i funkcjami kalorycznymi przy zmierzonym przebiegu wartości ciśnień stanowią układy potrzebne do wyznaczenia chwilowych temperatur czynnika znajdującego się w cylindrze.

Przedstawiony w drugiej części model obliczeniowy dzięki swoim założeniom upraszcza przebieg obliczeń. Powoduje jednak, że otrzymane z obliczeń wyniki mogą odbiegać od wyników otrzymanych z badań stanowiskowych.

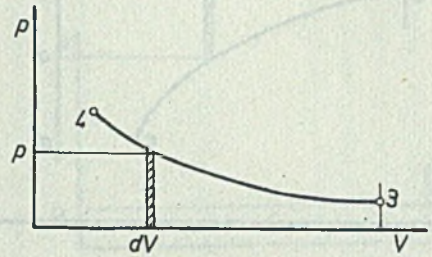
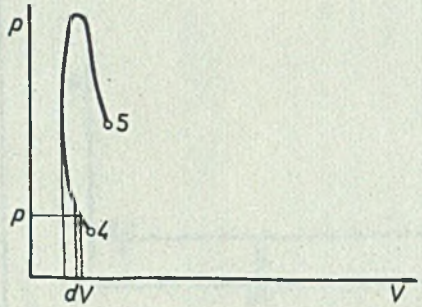
W pracach wymagających większej dokładności korzysta się z modelu opartego na rzeczywistym wykresie indykatorowym. W tym przypadku uwzględnia się zjawiska gazodynamiczne zachodzące w silniku podczas wymiany czynnika roboczego. Uwzględnienie tych procesów stanowi o ciągłości obliczeń temperatury czynnika roboczego znajdującego się w cylindrze i przyczynia się do zwiększenia dokładności obliczeń, np. średniej temperatury powierzchni. Żeby to jednak było możliwe, należy rozwiązać wyczerpująco szereg problemów, między innymi zagadnienia określania funkcji termodynamicznych (entalpii i energii wewnętrznej) czynnika podlegającego przemianie. Zagadnienia te będą przedmiotem oddzielnego opracowania.

Tabela 2

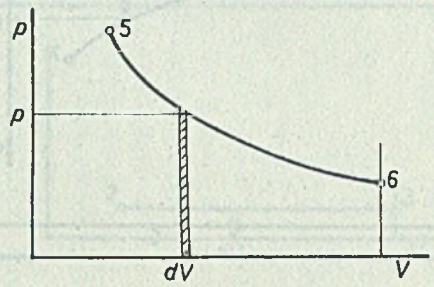
Zestawienie wzorów i rysunków dotyczących etapów charakteryzujących uproszczony obieg silnika o zapłonie iskrowym

Lp	E t a p	Rysunek charakteryzujący etap	Wzór opisujący etap
1	2	3	4
1	1 - 2 Rozprężenie pozostałych w cylindrze spalin		$\frac{du}{d\varphi} = \frac{1}{G_{rs}} \left[\frac{dQ_{zrs}}{d\varphi} + p \frac{dV}{d\varphi} \right]$
2	2 - 3 Napełnianie cylindra świeżym ładunkiem		$\frac{du_w}{d\varphi} = \frac{1}{G_u} \left[\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} + (i_o - u_u) \frac{dG_o}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} \right]$

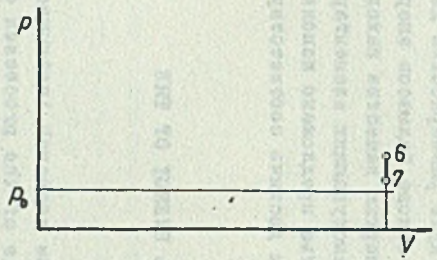
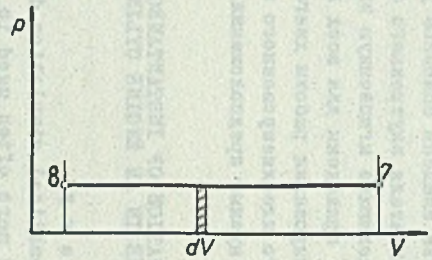
cd. tabeli 2

1	2	3	4
3	3 - 4 Politropowe sprężanie mieszanki		$\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left[-\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} + p\frac{dV}{d\varphi}\right]$
4	4 - 5 Spalanie mieszanki		Strefa niespalona do ZZP $\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left[\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} - (i_u + u_u)\frac{dG_u}{d\varphi} - p\frac{dV_u}{d\varphi}\right]$ po ZZP $\frac{du_u}{d\varphi} = \frac{1}{G_u}\left[\frac{dQ_{zu}}{d\varphi} - (i_u + u_u)\frac{dG_u}{d\varphi} + p\frac{dV_u}{d\varphi}\right]$

cd. tabeli 2

1	2	3	4
			Strefa spalona do ZZP $\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left[-\frac{dQ_{zb}}{d\varphi} - (i_b - u_b)\frac{dG_b}{d\varphi} + p\frac{dV_b}{d\varphi}\right]$ po ZZP $\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left[-\frac{dQ_{zb}}{d\varphi} - (i_b - u_b)\frac{dG_b}{d\varphi} - p\frac{dV_b}{d\varphi}\right]$
5	5 - 6 Rozprężanie spalin		$\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left[\frac{dQ_{zb}}{d\varphi} + p\frac{dV}{d\varphi}\right]$

od. tabeli 2

1	2	3	4
6	6 - 7 Wydech przy stałej objętości		$\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b} \frac{dQ_{zb}}{d\varphi}$
7	7 - 8 Usuwanie spalin z cylindra		$\frac{du_b}{d\varphi} = \frac{1}{G_b}\left[\frac{dQ_{zb}}{d\varphi} + (i_b - u_b)\frac{dG_b}{d\varphi} - p\frac{dV}{d\varphi}\right]$

LITERATURA

[1] N.M. Głagojew: Roboczije procesy dwigatielej wnutrennowo zgoranija, MASZGIZ, Moskwa 1950.

[2] A.Kawalerowicz: Systemy spalania szybkoobrotowego tłokowych silników spalinowych, WKŁ, Warszawa 1980.

[3] K. Prescher: Zwei-Zonen-Rechenmodell die Verbrennung im Ottomotor unter Berucksichtigung der Gasdissoziation ATZZ, 1983.

[4] T. Rychter, A. Teodorczyk: Modelowanie matematyczne procesów spalania w silnikach tłokowych. Autotechnika Motoryzacyjna, 1984 Nr 12 i 1986 Nr 3.

[5] H. Wannemacher, W. Müller: Numerische Modelle zur Berechnung des Brennverlaufs in Vorkarumer - Dieselmotoren MTZ 6, 1987.

[6] S. Wiśniewski: Obciążenia cieplne silników tłokowych WKŁ, Warszawa 1972.

[7] J. Zawada: Calkulation of toxic components cernount produced in otto engine while driving the europan cycle, Fuel and combustion in otto endines. Papers, Kragujevac, 1985.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МГНОВЕННОЙ ВНУТРЕННЕЙ ЭНЕРГИИ
ВЕЩЕСТВ НАХОДЯЩИХСЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Р е з ю м е

В статье введены основные уравнения с нуль размерностью двузонной модели двигателя внутреннего сгорания на основе балансов энергии. Уравнения определяющие мгновенную внутреннюю энергию вещества находящегося в цилиндре, приведены для всех поочередно выступающих элементарных перемен. Для моделирования работы двигателя в статье предложено использование частичного идеализированного цикла, чтобы достичь соответствующую точность и учесть нужные предположения.

DETERMINATION OF INSTANTANEOUS INTERNAL ENERGY OF THE
SUBSTANCE IN AN ENGINE CYLINDER

S u m m a r y

Mathematical simulation is one of the research instruments which are more and more often used in the analysis of the processes occurning in piston engine combustion chambers. The scope of work conducted in this direction has increased enormously in the recent years. It results from better and better understanding of the possibility of using mathematical models and from simultaneous continual development of computer technology which now makes it possible to solve complicated problems numerically. Because of the fact that the problem formulated in this way is very extensive the analysed issue has been divided into the series of sub-problems. Some basic equations of the zerodimensional, two-zone model of an internal combustion engine formulated on the basis of energy balance have been derived in the paper starting a series of discussed problems.

The equations determining instantantaneous internal energy of the substance in an engine cylinder have been presented for the all successive elementary transformations. Since the accuracy of calculations must be a compromise between the assumptions accepted for the model construction and work expenditure the use of partly idealized cycle for modelling the engine running has been suggested in the paper.