

Jan FILIPCZYK
Bronisław SENDYKA

MODEL TWORZENIA MIESZANKI PALIOWO-POWIETRZNEJ W GAŹNIKU SILNIKA SPALINOWEGO

Streszczenie. W artykule zaprezentowano model tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej w gaźniku. Gaźnik potraktowano jako obiekt sterowany dwuparametrowo-układ automatycznej regulacji. Model składa się z dwóch bloków: powietrznego i paliwowego. Przepływ powietrza przez układ dolotowy opisano modelem zbudowanym na podstawie teorii przepływu masy. Przyjęty model oraz program obliczeniowy umożliwiają jakościową analizę porównawczą parametrów przepływu czynnika roboczego przez układ dolotowy oraz zmian jakości tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej. Przeprowadzono badania numeryczne zmian parametrów przepływu powietrza przez układ dolotowy dla różnych konstrukcji silnika przy różnych warunkach pracy. Określono wpływ zmian przepływu powietrza na jakość tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej.

1. Wstęp

Traktując gaźnik jako element określonego systemu urządzeń technicznych jakim jest pojazd, zagadnienie symulacji pracy gaźnika można rozpatrywać w trzech aspektach:

- przyjęcie modelu matematycznego zjawisk fizycznych zachodzących podczas działania gaźnika jako elementu składowego układu dolotowego,
- wybranie metody symulacyjnej,
- opracowanie informatyczne zagadnienia.

Poszczególne grupy zagadnień lub tylko niektóre z ich elementów były i są przedmiotem wielu badań i opracowań.

2. Założenia upraszczające

Do budowy algorytmu numerycznego przyjęto model składający się z dwóch bloków - powietrznego i paliwowego.

Przyjęto, że silnik jednocylindrowy zasilany jest z układu dolotowego, który poprzez gaźnik połączony jest z otoczeniem. W przypadku większej liczby cylindrów zasilanie silnika realizowane jest poprzez wspólny układ dolotowy z kolektorem wyrównawczym. Model obliczeniowy zbudowano wykorzystując teorię przepływu masy.

Biorąc pod uwagę złożoność procesów zachodzących podczas przepływu

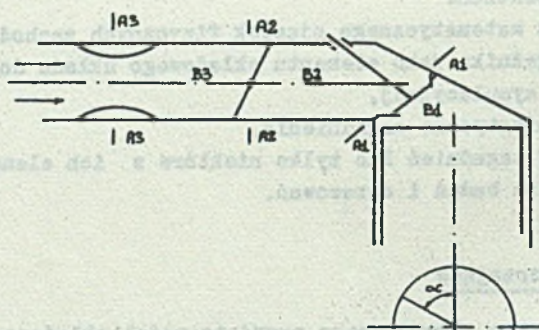
czynnika roboczego przez układ dolotowy przyjęto następujące założenia upraszczające:

- pominięto wymianę ciepła między ładunkiem a ściankami ograniczającymi elementy układu dolotowego, przepływ realizowany jest wg przemiany izentropowej,
- pominięto zjawiska falowe towarzyszące procesowi przepływu ładunku,
- w ramach kroku obliczeniowego przyjęto zachodzące procesy jako ustalone,
- czynnik roboczy jest gazem półdoskonałym o ciepłe właściwy zależnym wyłącznie od składu chemicznego,
- czynnik roboczy jest jednorodny,
- paliwo jest cieczą o pomijalnie małej lepkości,
- ścianki elementów układu dolotowego są doskonale sztywne, a zakrzywienia osi kanału dolotowego można opisać pomijalnie dużym promieniem,
- kanał dolotowy ma przekrój kołowy,
- różnice średnic poszczególnych przekrojów kanału dolotowego są pomijalnie małe.

3. Model obliczeniowy

Przyjęto, że przepływ czynnika ma miejsce w układzie dolotowym składającym się z objętości zmiennej B_1 - cylindra oraz dwóch stałych objętości B_2 i B_3 rys.1

Przekroje charakterystyczne gardzieli, przepustnicy, zaworu oznaczono odpowiednio A_3 , A_2 , A_1 .



Rys.1. Przyjęty model układu dolotowego
Fig.1 Accepted model of the inlet system

Chwilowa wartość objętości cylindra jest określona wzorem:

$$B_1 = \frac{\pi d^2}{4} r(1 - \cos \alpha_1 + 0.5 \lambda_t \sin^2 \alpha_1) + V_0, \quad (1)$$

gdzie:

r - ramię korby,

d - średnica cylindra,

λ_t - współczynnik konstrukcji układu dolotowego,

V_0 - objętość komory spalania,

α_1 - kąt obrotu wału korbowego

$$\alpha_{p2} \leq \alpha_1 < \alpha_{k2}$$

α_{p2} α_{k2} - kąty otwarcia i zamknięcia zaworu dolotowego.

Zgodnie z równaniem izentropy zmiana ciśnienia w cylindrze p_1 , spowodowana zmianą objętości, wyraża się zależnością:

$$p_1 = p_{(1-1)} \left(\frac{B_1}{B_1^1} \right)^{\chi_{(1-1)}}, \quad (2)$$

Przyjmując, że zmiana objętości w cylindrze występuje równomiernie z procesem dolotu czynnika ciśnienie średnie wyraża wzór:

$$p_{\acute{s}r1} = 0.5 (p_1 + p_{(1-1)}), \quad (3)$$

a średnią temperaturę czynnika roboczego w cylindrze zależność:

$$T_{\acute{s}r1} = T_{(1-1)} \left(\frac{p_{\acute{s}r1}}{p_{(1-1)}} \right)^{\frac{\chi_{(1-1)} - 1}{\chi_{(1-1)}}}, \quad (4)$$

Zgodnie z równaniem stanu gazu średnia gęstość wyraża się zależnością:

$$\rho_{\acute{s}r} = \frac{p_{\acute{s}r}}{R_{(1-1)} T_{\acute{s}r1}}, \quad (5)$$

gdzie:

$R_{(1-1)}$ - stała gazowa mieszaniny powietrza ze spalinami z kroku poprzedniego (przy założeniu, że dla kroku pierwszego R równe jest stałej gazowej (dla spalin).

Jeżeli chwilowe ciśnienie średnie jest mniejsze lub równe ciśnieniu w objętości B2 układu dolotowego uzupełnionemu w kroku poprzednim

$$P_{\text{śri}} \leq P_{uB2}(1-1), \quad (6)$$

następuje zjawisko przepływu medium w kierunku cylindra lub brak przepływu.

Na podstawie równania Bernoulliego dla gazów ściśliwych, z warunków przepływu izentropowego, prędkość przepływu podkrytycznego wynosi:

$$v_2 = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P_1}{\rho_1} \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right) + v_1^2}, \quad (7)$$

gdzie zgodnie z przyjętymi założeniami upraszczającymi człon v_1 jest pomijalny.

Przepływ podkrytyczny w rozpatrywanym modelu ma miejsce w przypadku spełnienia zależności:

$$P_{\text{śri}} > P_{\text{kr}}$$

gdzie:

$$P_{\text{kr}} = P_{u(B2)} (1-1) \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (8)$$

Wówczas prędkość przepływu czynnika w przekroju zaworu można wyrazić zależnością:

$$v_{(A1)1} = - \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} RT \left[1 - \left(\frac{P_{\text{śri}}}{P_{u(B2)}(1-1)}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]}. \quad (9)$$

gdzie znak "-" oznacza przepływ w kierunku cylindra.

Zgodnie z zależnością

$$\dot{m} = \rho_2 v_2 A_2 \quad (10)$$

strumień masy wyraża wzór:

$$\dot{m} = A_2 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \rho_1 P_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]}. \quad (11)$$

Prędkość przepływu krytycznego przez zawór (przekrój A1) w przyjętym modelu układu dolotowego wyraża zależność:

$$v_{A11} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa+1} RT} \quad (12)$$

Wypływ z cylindra ma miejsce w przypadku spełnienia warunku:

$$P_{\acute{s}r1} > P_{uB2} (i-1)$$

W tym przypadku przepływ krytyczny z prędkością

$$v_{A11} = \sqrt{\frac{2\kappa(i-1)}{\kappa(i-1)+1} R_1 T_{\acute{s}r1}} \quad (13)$$

występuje, jeśli spełniona jest nierówność:

$$P_{uB2} (i-1) \leq P_{kr} = P_{\acute{s}r1} \left(\frac{2}{\kappa(i-1)+1} \right)^{\frac{\kappa(i-1)}{\kappa(i-1)-1}} \quad (14)$$

Prędkość przepływu podkrytycznego wyraża się wzorem:

$$v_{A11} = \sqrt{\frac{2\kappa(i-1)}{\kappa(i-1)-1} R_1 T_{\acute{s}r1} \left[1 - \left(\frac{P_{uB2}(i-1)}{P_{\acute{s}r1}} \right)^{\frac{\kappa(i-1)-1}{\kappa(i-1)}} \right]}, \quad (15)$$

Wartość strumienia masy w przekroju zaworu dla przepływu w kierunku cylindra określa zależność:

$$\dot{m}_{A11} = v_{A11} A_1 \mu_{A1} \rho_{uB2} (i-1) \quad (16)$$

gdzie:

μ_{A1} - współczynnik przepływu przez zawór dolotowy,

A_1 - pole gniazda zaworu dolotowego,

$\rho_{uB2}(i-1)$ - gęstość uzupełniona w objętości B2 w kroku poprzednim (dla kroku pierwszego) przyjmuje się:

$$\rho_{uB2} (i-1) = \rho_0 .$$

W przypadku przepływu zwrotnego strumień masy w rozpatrywanym przekroju wyraża się zależnością:

$$\dot{m}_{A11} = v_{A11} A_1 \mu_{A1} \rho_{\acute{s}r1} \quad (17)$$

Masę dopływającą do cylindra określa równanie:

$$m_{B1i} = m_{A1i} \Delta t, \quad (18)$$

gdzie Δt - czas trwania przepływu.

Masa ładunku w kolejnych krokach obliczeniowych po dopłynięciu masy m_{B1i} będzie równa:

$$m_{c1} = m_{c(i-1)} - m_{B1i},$$

a jego gęstość:

$$\rho_{c1} = \frac{m_{c1}}{B1},$$

przy założonym przepływie w kierunku cylindra oznaczonym znakiem "-".

Chwilową wartość stałej gazowej R_1 , ciepła właściwego c_{v1} , temperatury T_1 , wykładnika izentropy κ_1 i ciśnienia p_1 dla mieszaniny świeżego ładunku i resztek spalin określają odpowiednie wzory:

$$R_1 = \frac{R(i-1) m_{c(i-1)} - R m_{B1i}}{m_{c1}}, \quad (19)$$

$$c_{v1} = \frac{c_{v(i-1)} m_{c(i-1)} - c_v m_{B1i}}{m_{c1}}, \quad (20)$$

$$T_1 = \frac{c_{v1} T_{sri} m_{c(i-1)} - c_v T m_{B1i}}{m_{c1} c_v}, \quad (21)$$

$$\kappa_1 = 1 + \frac{R_1}{\rho_1}, \quad (22)$$

$$p_1 = \rho_{c1} R_1 T_1. \quad (23)$$

Jeżeli w przekroju zaworu A1 następuje przepływ zwrotny, wówczas chwilową temperaturę ładunku i ciśnienie bieżące wyrażają wzory:

$$T_1 = T_{sri} \left(\frac{\rho_{c1}}{\rho_{sri}} \right)^{\kappa_1(i-1) - 1} \quad (24)$$

$$p_1 = \rho_{c1} R_{i-1} T_{c1} \quad (25)$$

Ubytek masy z kanału dolotowego (B2) można określić zależnością:

$$m_{b(B2)i} = m_{uB2(i-1)} + m_{B1i}. \quad (26)$$

gdzie:

m_{ub2} - masa uzupełniona w objętości B2 w kroku poprzednim (dla kroku pierwszego $m_u(B2)_1$ jest równa masie powietrza w objętości B2 w warunkach otoczenia).

Bieżąca gęstość czynnika w objętości B2 wynosi:

$$\rho_{b(B2)_1} = \frac{m_{b(B2)_1}}{B2}, \quad (27)$$

natomiast bieżące ciśnienie czynnika w objętości B2 wyraża wzorem:

$$P_{b(B2)_1} = \rho_{b(B2)_1} R T, \quad (28)$$

Ze względu na to, że wpływ masy z objętości B3 odbywa się równocześnie z jej dopływem do objętości B2, można obliczyć ciśnienie średnie:

$$P_{b(B2)\acute{s}r1} = 0,5 (P_{b(B2)_1} + P_{u(B3)} (i-1)), \quad (29)$$

gdzie:

$P_{u(B3)} (i-1)$ - ciśnienie uzupełnione w objętości B3 w kroku poprzednim, dla kroku pierwszego przyjmowane jako ciśnienie otoczenia.

Dla przepływu w kierunku cylindra, jeżeli spełniony jest warunek:

$$P_{b(B2)\acute{s}r1} \leq P_{u(b3)} (i-1),$$

następuje przepływ z prędkością podkrytyczną

$$V_{(A2)_1} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} R T \left[1 - \left(\frac{P_{b(B2)\acute{s}r1}}{P_{u(B3)} (i-1)} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}, \quad (30)$$

Jeżeli warunek nie jest spełniony, prędkość przepływu w kierunku do cylindra wyraża się wzorem:

$$V_{(A2)_1} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} R T \left[1 - \left(\frac{P_{u(B3)} (i-1)}{P_{b(B2)\acute{s}r1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]}, \quad (31)$$

Strumień masy dopływającej do cylindra w przekroju A2 jest określony zależnością:

$$\dot{m}_{(A2)_1} = V_{(A2)_1} A2 \mu_{A2} \rho_{u(B3)} (i-1), \quad (32)$$

gdzie:

$\rho_u(B_3)_{(i-1)}$ - gęstość czynnika uzupełniona w objętości B_3 w kroku poprzednim.

W przypadku przepływu zwrotnego wzór określający strumień masy w przekroju A_2 przybiera postać:

$$\dot{m}_{(A_2) i} = v_{A_2} \mu_{A_2} \rho_b(B_2)_{i-1} \quad (33)$$

gdzie:

$\rho_b(B_2)_{i-1}$ - gęstość bieżąca ładunku w objętości B_2 .

Masę czynnika wpływającą do przestrzeni B_2 wyraża zależność:

$$m_{(B_2) i} = \dot{m}_{(A_2) i} - \Delta t, \quad (34)$$

Jest to ilość czynnika roboczego częściowo uzupełniająca masę w przestrzeni B_2 , z której wcześniej część masy czynnika roboczego wypłynęła do cylindrów.

Masa czynnika w objętości B_2 po uzupełnieniu wynosi:

$$m_u(B_2)_{i-1} = m_b(B_2)_{i-1} - m_{(B_2) i} \quad (35)$$

natomiast gęstość wyraża się wzorem:

$$\rho_u(B_2)_{i-1} = \frac{m_u(B_2)_{i-1}}{B_2}, \quad (36)$$

przy ciśnieniu

$$P_u(B_2)_{i-1} = \rho_u(B_2)_{i-1} R T, \quad (37)$$

Czynnik wpływający do przestrzeni B_2 zmniejsza się w elemencie B_3 do wartości:

$$m_b(B_3)_{i-1} = m_u(B_3)_{(i-1)} + m_{(B_2) i}, \quad (38)$$

co prowadzi do zmiany gęstości i ciśnienia w objętości B_3 zgodnie z zależnościami:

$$\rho_b(B_3)_{i-1} = \frac{m_b(B_3)_{i-1}}{B_3}, \quad (39)$$

$$P_b(B_3)_{i-1} = \rho_b(B_3)_{i-1} R T, \quad (40)$$

Ciąnienie średnie w przestrzeni B3 wyraża zależność:

$$P_{b(B3)} \bar{\epsilon} r_1 = 0,5 (P_{b(B3)} + P_0) , \quad (41)$$

Jeżeli dla przekroju A3 spełniony jest warunek:

$$P_{b(B3)} \bar{\epsilon} r_1 \leq P_0 ,$$

wówczas prędkość przepływu w kierunku cylindra jest równa:

$$v_{(A3)} = - \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} R T \left[1 - \left(\frac{P_{b(B3)} \bar{\epsilon} r_1}{P_0} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \right]} , \quad (42)$$

Jeżeli warunek nie jest spełniony, to prędkość przepływu zwrotnego wynosi

$$v_{(A3)} = - \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} R T \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_{b(B3)} \bar{\epsilon} r_1} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \right]} , \quad (43)$$

Strumień masy przepływu w kierunku cylindra w przekroju A3 wyraża się wzorem:

$$\dot{m}_{(A3)} = v_{(A3)} A_3 \mu_{A3} \rho_0 , \quad (44)$$

gdzie: ρ_0 - gęstość powietrza w warunkach otoczenia.

Strumień masy przepływu zwrotnego w rozpatrywanym przekroju wynosi:

$$\dot{m}_{(A3)} = v_{A3} A_3 \mu_{A3} \rho_{b(B3)} \quad (45)$$

Masę czynnika przepływającego przez przekrój A3 można wyrazić wzorem:

$$m_{(B3)} = \dot{m}_{(A3)} \Delta t , \quad (46)$$

natomiast masę czynnika w obszarze B3 po uzupełnieniu można określić jako:

$$\rho_{ui} B_3 = m_{b(B3)} - m_{(B3)} , \quad (47)$$

Gęstość czynnika i ciśnienia w obszarze B3 po uzupełnieniu wynoszą odpowiednio:

$$\rho_{u(B3)} = \frac{m}{B3} \cdot \frac{1}{i}, \quad (48)$$

$$P_{u(B3)} = \rho_{u(B3)} \cdot R \cdot T, \quad (49)$$

Algorytm opisowy przyjętego modelu przepływu czynnika roboczego przez układ dolotowy ilustruje rys.2.

Przyjmując model podstawowego układu wypływu paliwa zgodny ze schematem zamieszczonym na rys. 3. przy nie uwzględnieniu oporów przepływu przez układ paliwowy oraz zakładając, że paliwo jest cieczą o pomijalnie małej lepkości, zgodnie z prawem Bernoulliego, można zapisać:

$$\rho_{pal} g h_o + P_o = \rho_{pal} g h_y + P_y + P_y + \frac{\rho_{pal} v^2}{2}, \quad (50)$$

gdzie:

h_o - wysokość słupa cieczy w komorze pływakowej,

h_y - wysokość słupa cieczy od poziomu odniesienia

a - a do poziomu dyszy $y - y$,

ρ_{pal} - gęstość paliwa,

g - przyspieszenie ziemskie,

P_o - ciśnienie otoczenia,

P_y - całkowite ciśnienie w przekroju $y - y$,

w_{pal} - prędkość wypływu paliwa z dyszy.

Prędkość wypływu paliwa z dyszy głównej "D" wyraża się wzorem:

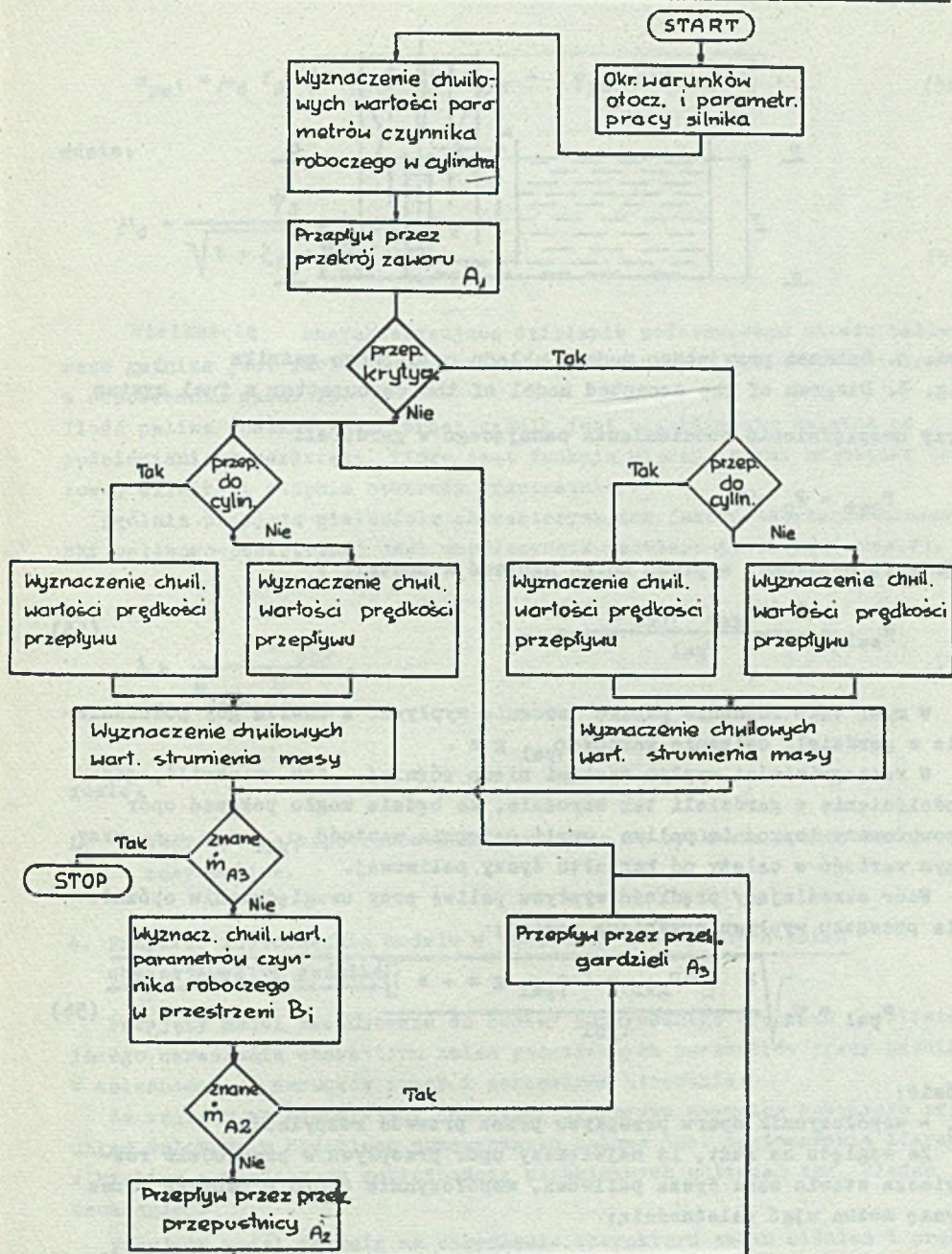
$$w_{pal} = \sqrt{2 \left[g (h_o - h_y) + \frac{(P_o - P_y)}{\rho_{pal}} \right]}, \quad (51)$$

Przy uwzględnieniu ciśnienia w przekroju $y - y$

$$P_y = P_1 + \rho_{pal} g (h_o - h_y + z), \quad (52)$$

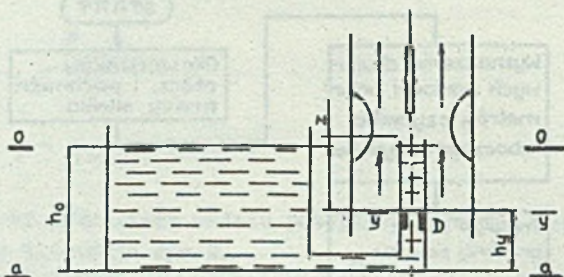
równanie prędkości wypływu przybiera postać :

$$w_{pal} = \sqrt{2 \left[g (h_o - h_y) + \frac{P_o - P_1 - (h_o - h_y + z) \rho_{pal} g}{\rho_{pal}} \right]}. \quad (53)$$



Rys.2 Algorytm opisowy modelu przepływu czynnika roboczego przez układ dolotowy

Fig.2. Descriptive algorithm of the model of working medium flow through the inlet system



Rys. 3. Schemat przyjętego modelu układu paliwowego gaźnika
 Fig. 3. Diagram of the accepted model of the carburettor's fuel system
 Przy uwzględnieniu podciśnienia panującego w gardzieli

$$P_{gar} = P_0 - P_1$$

równanie prędkości wypływu można napisać w postaci :

$$w_{pal} = \frac{2 (\Delta P_{gar} - \rho_{pal} g z)}{\rho_{pal}}, \quad (55)$$

W myśl tego równania paliwo zacznie wypływać z chwili gdy podciśnienie w gardzieli osiągnie wartość $\rho_{pal} g z$.

W rzeczywistości wypływ nastąpi nieco później, tzn. w chwili, gdy podciśnienie w gardzieli tak wzrośnie, że będzie mogło pokonać opór spowodowany lepkością paliwa, czyli osiągnie wartość $\rho_{pal} g z + e$, przy czym wartość e zależy od kształtu dyszy paliwowej.

Wzór określający prędkość wypływu paliwa przy uwzględnieniu opóźnienia początku wypływu przybiera postać:

$$w_{pal} = \varphi_1 \sqrt{\frac{2 [\Delta P_{gar} - (\rho_{pal} g z + e)]}{\rho_{pal}}}, \quad (56)$$

gdzie:

φ_1 - współczynnik oporu przepływu przez przewód rozpylacza.

Ze względu na fakt, iż największy opór przepływu w przewodzie rozpylacza stawia sama dysza paliwowa, współczynnik oporu przepływu przez dyszę można ująć zależnością:

$$\varphi_d = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi + \epsilon_d \frac{l_d}{d}}}, \quad (57)$$

$$\dot{m}_{\text{pal}} = \mu_d f_d \sqrt{2 \rho_{\text{pal}} [\Delta p_{\text{gar}} - (\rho_{\text{pal}} \xi z + e)]}, \quad (58)$$

gdzie:

$$\mu_d = \frac{\psi_d}{\sqrt{1 + \xi_d + \frac{100}{w_{\text{pal}}} \frac{1}{d^2}}} \quad (59)$$

Wielkością charakteryzującą działanie podstawowego układu paliwego gaźnika jest zdolność do dostarczania mieszanki paliwowo-powietrznej o odpowiednim składzie.

Ilość paliwa dostarczanego przez gaźnik jest bezpośrednio zależna od podciśnienia w gardzieli, które jest funkcją między innymi prędkości obrotowej silnika i stopnia otwarcia przepustnicy.

Ogólnie przyjętą wielkością charakteryzującą jakość tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej jest współczynnik nadmiaru powietrza (rys.4).

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{\text{pow}}}{\dot{m}_{\text{pal}} L_o}, \quad (60)$$

gdzie:

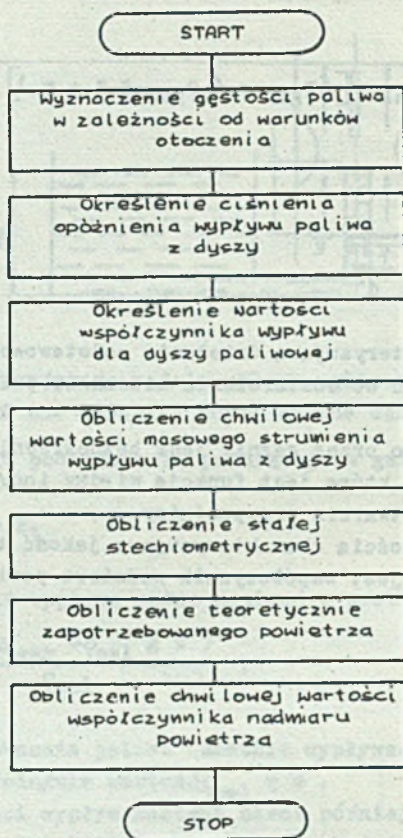
L_o - teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania jednostkowej masy paliwa.

4. Przykład zastosowania modelu w badaniach numerycznych zmian charakterystyk gaźnika

Przyjęty model zastosowano do budowy numerycznego programu umożliwiającego określenie charakteru zmian podstawowych parametrów pracy gaźnika w zależności od warunków pracy i parametrów otoczenia.

Ze względu na niestabilny charakter przepływu czynnika roboczego przez układ dolotowy w badaniach numerycznych celowe jest zastosowanie iteracji z krokiem ograniczonym dokładnością uzyskiwanych obliczeń tzw. błędem zaokrąglenia.

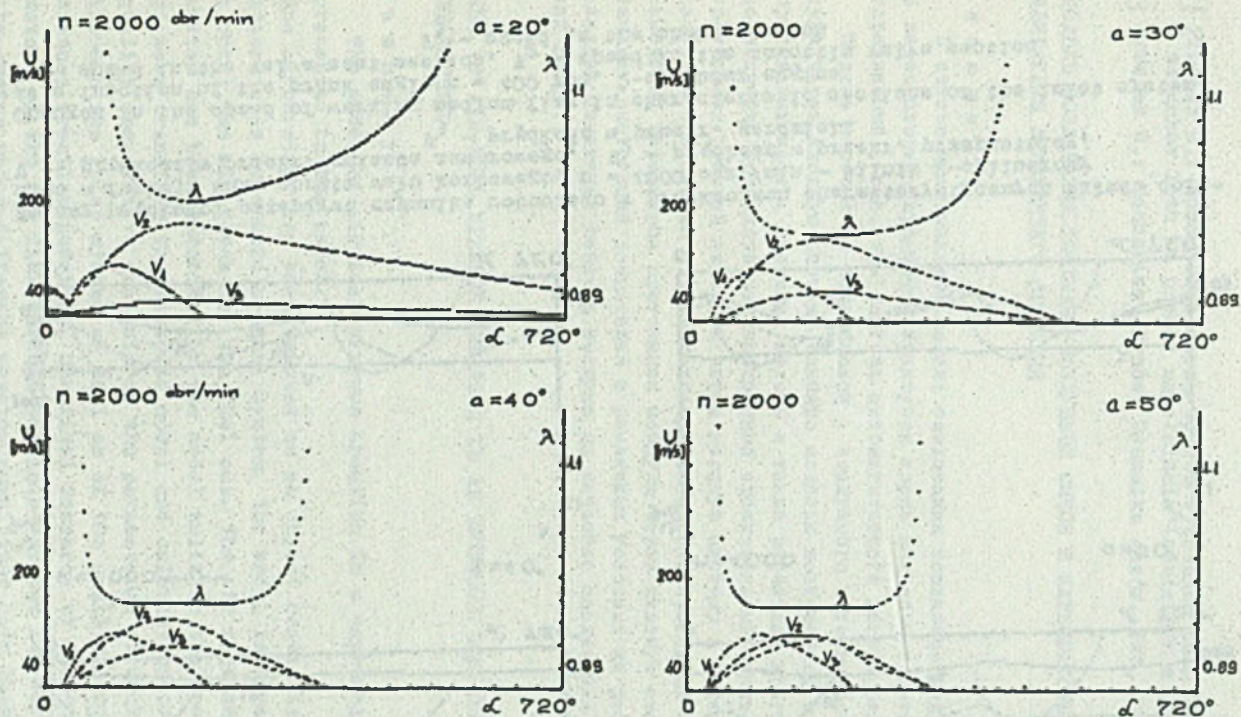
Przyjęty model pozwala na określenie charakteru zmian ciśnień i prędkości w charakterystycznych przekrojach układu dolotowego oraz współczynnika nadmiaru powietrza w funkcji kąta obrotu wału korbowego zarówno dla silników jedno- jak i wielocylindrowych (rys.5 i 6).



Rys.4. Algorytm opisowy wyznaczenia współczynnika nadmiaru powietrza
Fig.4. Descriptive algorithm of the excess air number determination

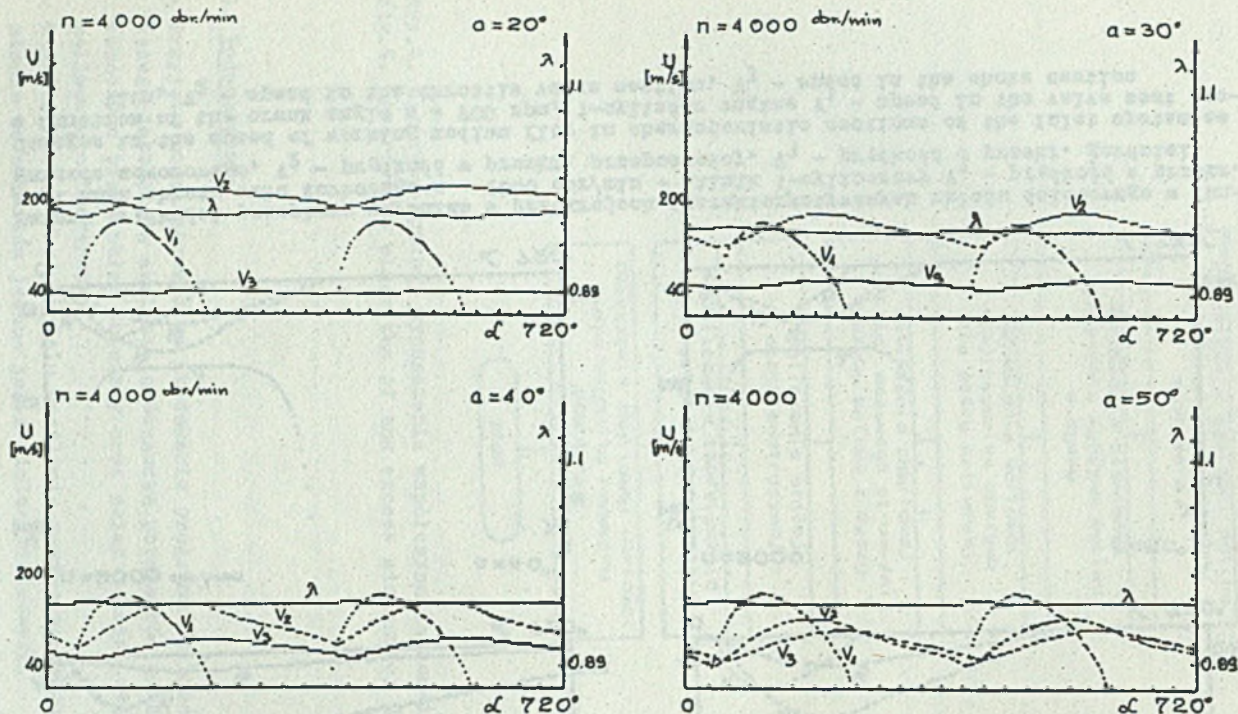
5. Podsumowanie

- Przyjęty model pozwala na zbudowanie programu obliczeniowego umożliwiającego jakościową analizę porównawczą parametrów przepływu czynnika roboczego przez układ dolotowy oraz zmian jakości tworzonej mieszanki paliwowo-powietrznej.
- Modułowa konstrukcja modelu umożliwia zastosowanie go zarówno w odniesieniu do silników jedno- jak i wielocylindrowych.
- Parametry wynikowe uzależnione są od 31 zmiennych wejściowych charakteryzujących warunki pracy badanego układu.



Rys. 5. Zmiany prędkości przepływu czynnika w przekrojach charakterystycznych układu dolotowego w funkcji kąta obrotu wału korbowego $n = 2000$ obr/min - silnik 1-cylindrowy V_1 - prędkość w przekr. gniazda zaworowego, V_2 - prędkość w przekr. przepustnicy, V_3 - prędkość w przekr. gardzieli

Fig. 5. Changes in the speed of working medium flow in characteristic sections of the inlet system as a function of the crank angle $n = 200$ rpm, 1-cylinder engine V_1 - speed in the valve seat section, V_2 - speed in the throttle valve section, V_3 - speed in the choke section



Rys. 6. Zmiany prędkości przepływu czynnika roboczego w przekrojach charakterystycznych układu dolowego w funkcji kąta obrotu wału korbowego, $n = 4000$ obr./min - silnik 2-cylindrowy
 V_1 - prędkość w przekr. gniazda zaworowego, V_2 - prędkość w przekr. przepustnicy,
 V_3 - prędkość w przekr. gardzieli

Fig. 6. Changes in the speed of working medium flow in characteristic sections of the inlet system as a function of the crank angle $n = 400$ rpm, 2-cylinder engine
 V_1 - speed in the valve seat section, V_2 - speed in the throttle valve section
 V_3 - speed in the choke section

LITERATURA

- [1] Prociak R.: Numeryczna ocena wpływu wybranych cech konstrukcyjnych i warunków lotu na proces napełniania lotniczych silników tłokowych.
- [2] Proszak W.: Mechanika płynów. Dynamika gazów. PWN, Warszawa 1971.

МОДЕЛЬ СОЗДАВАНИЯ ТОПЛИВНО-ВОЗДУШНОЙ СМЕСИ В КАРБЮРАТОРЕ
ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Р е з ю м е

В статье представлена модель создания топливно-воздушной смеси в карбюраторе. Карбюратор трактуется здесь как объект дупараметрически управляемый, т.е. как система автоматического регулирования.

Модель состоит из двух блоков: воздушного и топливного. Течение воздуха через входную систему описано моделью построенной на основе теории протекания массы. Принятая модель а также расчетная программа дает возможность проводить количественный сравнительный анализ параметров протекания рабочей жидкости через входную систему а также изменения качества создавания топливно-воздушной смеси. Проведены численные расчеты изменений параметров протекания воздуха через входную систему для различных конструкций двигателей в различных условиях их работы. Определено влияние изменений течения воздуха на качество создавания топливно-воздушной смеси.

MODEL OF AIR-FUEL MIXTURE CREATION IN AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE'S
CARBURETTOR

S u m m a r y

The model of air-fuel mixture creation in a carburettor has been presented in the paper.

The carburettor has been treated as an object controlled with two parameters - an automatic control system. The model is consisted of two blocks; the air block and the fuel one. The air flow through the inlet system has been described by the model built on the basis of the theory of mass transfer. The accepted model and calculation program make a quality comparative analysis of the parameteres of working medium flow through the inlet system as well as of the quality changes in air-fuel mixture creation possible. Numerical research of changes in the parameters of the air flow through the inlet system for various designs of the engine under different working conditions have been carried out. The influence of the air flow changes on the air - fuel mixture creation quality has been determined.