ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

JACEK MAĆKOWSKI

SYMULACJA PROCESŲ SPALANIA W SILNIKU O ZAPŁONIE ISKROWYM ZA POMOCĄ MODELU STREFOWEGO

TRANSPORT

Z. 20 GLIWICE 1992

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 1167



SYMULACJA PROCESU SPALANIA W SILNIKU O ZAPŁONIE ISKROWYM ZA POMOCĄ MODELU STREFOWEGO

GLIWICE

OPINIODAWCA Prof. dr hab. inż. Tadeusz Środulski Doc. dr hab. inż. Krystian Wilk

KOLEGIUM REDAKCYJNE

REDAKTOR NACZELNY REDAKTOR DZIAŁU SEKRETARZ REDAKCJI - Prof. dr hab. inż. Jan Bandrowski

- --- Dr inż. Barbara Maciejna
- Mgr Elżbieta Leśko

REDAKCJA Mgr Aleksandra Kłobuszowska



REDAKCJA TECHNICZNA Alicja Nowacka

Wydano za zgodą Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0209-3324

Wydawnictwo Politechniki Śląskiej ul. Kujawska 3, 44–100 Gliwice

 Naki. 150-83
 Ark. wyd. 7
 Ark. druk. 7,5
 Papier offsetowy ki.III,70x100,70g

 Oddano do druku 12.06.92
 Podpis. do druku 12.06.92
 Druk ukończ. w lipcu 1992

 Zam. 249/92
 Cena zł 9.800,--

Fotokopie, druk i oprawę

wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach

SPIS TRESCI

			Str.
PR	ZEDMOWA		9
WAG	ZNIEJSZE	OZNACZENIA I INDEKSY	14
	HODOHAT	STENTE	17
1 -	WPROWHL	//ENIE	17
	1.1. Sp	osoby modelowania procesu spalania	18
	1.2. Ce	el pracy	20
2.	SFORMUŁ	OWANIE MODELU	23
3.	STANOWI	ISKO DOŚWIADCZALNE I ZAKRES BADAŃ	33
4.	WARUNKI	BRZEGOWE	37
	4.1. Ap	proksymacja wykresu indykatorowego	37
	4.2. Pa	arametry weiściowe	40
	4.3. Pa	arametry poczatku spalapia	41
		3 1 Kat porzątku spalanja	41
	 A	3.2 Topporatura końca papelajapia TA i końca	
	···	S.Z. Temperatura konca napezinania ig i konca	42
		spręzania ig	42
	4.	3.3. Początkowa temperatura spalin	43
	4.4. Wy	/miana ciepła między czynnikiem roboczym	
	а	ściankami komory spalania	44
	4.	4.1. Współczynniki wnikania ciepła	44
	4.	4.2. Pola powierzchni tłoka, głowicy, tulei	
		cylindrowych i temperatury ścianek komory .	45

	4.5. Skład spalin z uwzględnieniem zjawiska dysocjacji	
	termicznej	47
	4.5.1. Wyznaczenie składu molowego spalin	
	zdysocjowanych	48
5.	BADANIE WPŁYWU WARUNKÓW POCZĄTKOWYCH I DANYCH	
	WEJŚCIOWYCH NA WYNIKI OBLICZEŃ MODELOWYCH	53
	5.1. Wpływ wartości początkowej temperatury strefy	
	spalonej Too	55
	5.2. Wpływ początkowej temperatury mieszanki Tuo	56
	5.3. Wpływ czasu indukcji	57
	5.4. Wpływ wartości opałowej mieszanki	57
	5.5. Wpływ współczynnika przejmowania ciepła	58
	5.6. Wpływ podmodelu wymiany ciepła	58
	5.7. Wpływ dysocjacji termicznej	60
	5.8. Wpływ metody oraz kroku rozwiązywania równań	
	różniczkowych	61
6.	PODSUMOWANIE I WNIOSKI	63
	LITERATURA	65
	STRESZCZENIA	75
	ZAŁĄCZNIKI	81

- 4 -

CONVERTS

DACE

PREFACE			. 9
MORE IMPORTANT DESIGNATIONS AND INDEXES .			. 14
i. INTRODUCTION			. 17
i.i. The ways of combustion process mo i.2. Purpose of this book	delling .		. 18 . 20
2. FORMULATING THE MODEL			. 23
3. THE WORK PLACE AND RANGE OF RESEARCH .	• • • • • • • • • • •		. 33
4. BOUNDARY CONDITIONS			. 37
 4.1. Approximation of the indicator ch 4.2. Entering parameters	mbustion combustion of fillin haust gas king mediu coefficien f the comb considerat	on ng and at um and the bustion tion on	. 37 . 40 . 41 . 41 . 42 . 43 . 44 . 44 . 45
thermal dissociation 4.5.i. Determining the molar composi dissociated exhaust gas	tion of th	he	· 47 · 48
5. TESTING THE BOUNDARY CONDITIONS AND ENT ON THE MODEL COMPUTING RESULT	ERING DATA	A INFLUENC	E . 53
5.1. The burning zone initial temperature influence	ture T _{uo} i	^r bo influence	· 55 · 56

5.3.	The	indu	ictic	n ti	ne	ini	Flu	end	ce								• •		• •				57
5.4.	1.20	8230	line	ble	nd	cal	or	ifi	ίc	va	uu	e i	inf	lu	en	¢€	÷ .						21
5.5.	The	surf	ace	film	CO	ndu	ict	and	ce.	ir	1£1	uer	706	÷.,	4.9				• •		• •		58
5.6.	The	heat	exc	pang	9 8	ubn	nod	e 1	11	af l	ue	nce	≱.	4.4					• 4		4 4		58
8.7.	The	dis:	ocia	tion	in	flt	len	се	•									•				• •	60
5.8.	The	* 3Y	and	step	in	80	lv	ing	3 (111	fe	rei	iti	al	e	qu	at	:1	on	L.			
	infl	uenc		* * * *		• • •	• •		•	• • •				• •	• •	• •	• •	•	• •	•	• •	• •	61
6. SUM	HARY	AND	CONC	LUSI	RC		• •				• •	• • •		• •	• •	• •	• •	•	••		•••	• •	63
THE	LIST	OF	LITE	RATU	RE				• • •		• •	• • •			•••			•	• •	•	•••	• •	65
THE	SUMM	ARY	of 1	HE T	SXT				• • •		• •	• • •			• •		• •			•	• •	• •	75
ANNI	exes						• •				•••	• • •		• •	• •		• •	P ⁴	• •		• •		81

СОДЕРЖАНИЕ

IIPE	ДИСЛОВІ	4E ••••••••••••••••••••••••••••••••••••	9
BAX	HENIINE	обозначения и индексы	14
1.	ВВЕДЕН 1.1. 1.2.	ИЕ Способы моделирования процесса сгорания Цель работы	17 18 20
2.	ФОРИУЈ	ШРОВКА МОДЕЛИ	23
3.	акспен	РИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД И ОБЪЕМ ИСПЫТАНИЙ	33
4.	KPAEBE 4.1. 4.2. 4.3. 4.4.	 ИЕ УСЛОВИЯ Аппрок симация индикаторной диаграммы Входные параметры Параметры начала сгорания 4.3.1. Угол начала сгорания 4.3.2. Температура конца наполнения и конца скатия 4.3.3. Начальная температура выхлопных газов Теплообмен между рабочим фактором и стенкамя камеры сгорания 4.4.1. Коэффициенты Теплоотдачи 4.4.2. Поля поверхности и температуры стенок камеры Состав выхлопных газов с учетом термической диссоциа ции 4.5.1. Определение молярного состава диссоцирован- ных выхлопных газов 	37 40 41 42 44 44 44 45 47 45
5.	ИСПЫТА РЕЗУЛН 5.1. 5.2.	ние влияния начальных условий и входных данных на отаты модельных расчетов влияние начальной стоимости температуры сгоренной зоны Влияние начальной температуры смеси Влияние времени инлукции	53 55 56 57
		mentanima - Lateration unstalleration and a second second	

	5.4.	Влияние теплотворной способности смеси	57
	5.5.	Влияние коэффициента теплоусвоения	58
	5.6.	Влияние подмодели теплообмена	58
	5.7.	Влияние диссоциации	60
	5.8.	Влияние метода и хода решения дифференциальных	
		уравнений	61
6.	подведи	ЕНИЕ ИТОГОВ И ВЫВОДЫ	63
	ЛИТЕРА	TYPA	65
	PESIONE		75
	ILIMIORI	ЕНИЕ	81

PRZEDMOWA

Praca niniejsza jest podsumowaniem dwunastu lat badań i dociekań autora nad procesami zachodzącymi w komorze spalania silnika o zapłonie iskrowym.

Rozmaite aspekty badań tej problematyki zostały przez autora zaplanowane i pod jego kierunkiem wykonane jako spójna i dość wyczerpująca całość w:

- pięćdziesięciu dwóch dyplomowych pracach magisterskich i inżynierskich,
- zrealizowanej w ramach problemu węzłowego 05.14 pracy naukowo-badawczej pt. "Diagnostyka procesu spalania w samochodowych silnikach o ZI" ,
- oraz obronionej w 1982 roku, pod kierunkiem prof.zw.dr hab.inż.
 Czesława Kordzińskiego, pracy doktorskiej na temat: "Ocena dynamiki procesu spalania metodami wibro-akustycznymi".

Rezultatem tych opracowań były 54 analityczne i syntetyczne publikacje dotyczące takich zjawisk zachodzących w komorze spalania pracującego silnika jak okres indukcji [48], dysocjącja [71,72], wielkości przepływających strumieni ciepła w obrębie i na zewnątrz komory spalania [68,69,70], geometria frontu płomienia [57], wartości chwilowych energii [63,64,66,67] itd.

W czasie badań zmieniano warunki cieplne, dodatki do paliw [50], stan techniczny silnika [46], wielkości podciśnienia w kolektorze dolotowym, kąt wyprzedzenia zapłonu [43], prędkość obrotową i obciążenie [49].Wszystkie te zmiany miały na celu ocenę wpływu wybranych parametrów operacyjnych silnika na sygnał diagnostyczny. Jako kryterium diagnostyczne służące do analizy procesu spalania wykorzystano przebieg ciśnienia [47], szybkość przejmowania ciepła przez czynnik roboczy [50,60], wielkości maksymalnych temperatur występujących w poszczególnych strefach [53],sprawność silnika, skład spalin, zużycie paliwa, a nawet sygnał wibroakustyczny [47].

Wymienione zagadnienia zostały zaprezentowane na różnych konferencjach silnikowych [44, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57, 58] i w czasopismach technicznych [43,70,73,74,75] oraz w czterech opracowaniach książkowych [42,48,49,59]

Istota ich sprowadzała się do stwierdzenia, że wadami silnika o zapłonie iskrowym jest obecnie niska sprawność cieplna,konieczność stosowania wysokooktanowych paliw oraz duże straty napełniania przy częściowym obciążeniu. Stan ten spowodowany jest szeregiem zjawisk występujących w czasie pracy silnika spalinowego zarówno w czasie napełniania, sprężania, pracy, jak i wydechu . Ponieważ jednak procesem decydującym o uzyskaniu pożądanych parametrów eksploatacyjnych jest proces spalania, jemu poświęcono najwięcej uwagi zarówno w opracowaniach teoretycznych, jak i w czasie badań.

Wiadomo, że czas przeznaczony na spalanie mieszanki w silniku o zapłonie iskrowym przy przeciętnie spotykanej prędkości obrotowej wynosi około trzech milisekund.

W tym czasie należy właściwie przygotować mieszankę, zapalić ją, utworzyć jądro płomienia oraz przeprowadzić kontrolowany proces spalania tak, aby nastąpiło spalanie całkowite i zupełne. Jak widać, są to wymagania niezwykle złożone.

W tych warunkach czynnikiem decydującym o sprawności procesu spalania jest rozkład pól temperatur czynnika roboczego przemieszczającego się w komorze spalania. Obniżenie maksymalnej temperatury frontu płomienia powoduje obniżenie dysocjacji termicznej, zmniejsza ilość ciepła przechodzącego do ścianek oraz obniża straty ciepła spowodowane odprowadzaniem gorących spalin. Dodatkowo obniżenie temperatury zmniejsza ilość powstających tlenków azotu oraz wymagania dotyczące liczby oktanowej paliwa. Z drugiej jednak strony obniżenie temperatury powoduje obniżenie efektu pirometrycznego, czyli wzrost entropii, która przyczynia się do spadku sprawności i wzrostu zużycia paliwa.

Dlatego w celu uzyskania najkorzystniejszego przebiegu spalania należy tak kształtować jego przebieg, aby nie dopuszczając do wzrostu chwilowych temperatur maksymalnie podnieść średnia temperature płomienia. W praktyce proces taki zrealizować można przez uwarstwienie ładunku i prawidłowe jego zawirowanie. Ponieważ jednak w komorze spalania pracującego silnika występuje wiele wzajemnych powiązań i nie całkiem wyjaśnionych jeszcze zjawisk, dlatego dalsze usprawnianie procesu spalania bez dokładnej analizy wszystkich występujących zależności jest niemożliwe, a badanie ich na drodze doświadczalnej jest źmudne i nie zawsze jeszcze dostępne. Jak wiadomo, jednym z bardziej istotnych czynników wpływających na proces spalania jest zapłon mieszanki palnej, czyli okres, jaki upływa od przeskoku iskry do uformowania się jadra płomienia. Okazuje sie, że pierwsza faza rozwoju płomienia ma bardzo skomplikowany przebieg i nie jest w pełni wyjaśniona. Turbulentny przepływ ściśliwego czynnika roboczego w pobliżu elektrod świecy zapłonowej ma charakter przypadkowy i razem z fluktuacjami temperatury i gęstości, rozrzutem kąta wyprzedzenia zapłonu tym momencie składem mieszanki i przypadkowym W decyduje o cykliczności zmian kolejnych obiegów. Również 0 dalszym rozprzestrzenianiu się płomienia decydują ciągle nie wyjaśnione kinetyka reakcji chemicznych, jeszcze procesy, takie jak: turbulentny przepływ czynnika roboczego, czy procesy związane z oddawaniem ciepła do ścianek komory spalania.

Spowodowane jest to niesłychanie skomplikowanym ich charakterem, np. kinetyka utleniania nawet takiego prostego weglowodoru, jakim jest metan, wymaga dla pełnego opisu ponad 45 podstawowych reakcji chemicznych [23]. Dlatego w modelach globalnymi współczynnikami kinetycznymi. Te zastepuje się ją i inne uproszczenia powodują, że obecnie budowane modele oprócz podstawowych pewnych zalet płynących z uproszczonego opisu zależności, mają liczne wady, które bardzo ograniczają zakres ich stosowania i stawiają pod znakiem zapytania wiarygodność tak uzyskiwanych wyników. Natomiast wyciąganie na ich podstawie

wniosków mających służyć projektowaniu czy nawet tvlko przewidywaniu zachowania się silnika po zmianie parametrów stanu, bardzo iest zadaniem niepewnym. Dzieki najnowszym technikom pomiarowym, charakter tych zjawisk. jak już wcześniej zaznaczono, jest intensywnie badany. Jednak wyprowadzanie na podstawie badań empirvcznych zależności ciacle jeszcze wymaga stosowania korekcyjnych współczynników w celu osiągnięcia zadowalających wyników. Z tego też powodu budowe modeli nie wymagających wsadu danych empirycznych (tzw. . Inf literaturze modelami kompletnymi) należy odłożyć na dalszy plan, a obecnie należy skoncentrować się na wyjaśnieniu szeregu zjawisk występujących w czasie pracy silnika spalinowego, na przedstawieniu ich wzajemnych powiązań, a nastepnie na matematycznym ich ujeciu.

Ponieważ w ramach tego opracowania nie było możliwe przedstawienie wszystkich zagadnień, jakie należało poruszyć w celu stworzenie pełnego obrazu zjawisk zachodzacych w komorze spalania, zdecydowano się omówić bliżej tylko te zagadnienia, które zdaniem autora, z różnych powodów są ważne. Dlatego układ opracowania ukształtowany został w ten sposób, aby niektóre wiadomości, szczególnie zawarte w publikacjach autora [44,46,60, 61,65], przedstawić w wielkim skrócie lub w oqóle pominać. Natomiast szerzej omówić tylko te problemy, które w istotny sposób wpływają na wyniki obliczeń. Problemy przedstawiono w układzie rzeczowo-chronologicznym zwracając uwagę na ich wielorakość. Takie podejście przy nałożonych ograniczeniach objetościowych pracy spowodowało brak wymaganej spójności i pożądanych proporcji pomiędzy poszczególnymi rozdziałami. Autor zdaje sobie sprawę, że stworzenie pełnego obrazu wszystkich zjawisk zachodzących w komorze spalania, a nawet podjęcie próby takiego opracowania byłoby dowodem braku rozeznania w stosunku do aktualnych możliwości,nie traci jednak nadziei, że proponowane zmiany przyczynią się do precyzyjniejszego formułowania podmodeli oraz do dokładniejszego przyjmowania warunków brzegowych.

- 12 -

Wszystkim, którzy wykazali zainteresowanie i nie szczędzili krytycznych uwag podczas wykonywania badań oraz obliczeń i opracowań bardzo serdecznie dziękuję. Natomiast panu doc.dr hab.inż. Krystianowi Wilkowi z Instytutu Transportu Politechniki Śląskiej wyrażam szególną wdzięczność za cierpliwość i cenne wskazówki.

WAZNIEJSZE OZNACZENIA I INDEKSY

A	-	powierzchnia
D	-	średnica tłoka
F	-	powierzchnia grzybka zaworowego
F(x)	-	wartość dokładna funkcji
G	-	masa
I	-	entalpia
M	-	masa molowa, liczba węzłów
MR	-)	uniwersalna stała gazowa
0	-	ciepło przepływające pomiędzy strefami
Qz	-	ciepło przepływające do ścianek komory
R	-	indywidualna stała gazowa, średni błąd aproksymacji
R ²	- 1	wapółczynnik zbieżności teoretycznej i empirycznej
т		temperatura
U	-	energia wewnętrzna
Vi	-	chwilowa objętość komory spalania
Vk	-	objętość komory sprężania
Vs	-	objętość skokowa
Wa	-	wartość opałowa mieszanki
Υ	-	współrzędna położenia tłoka
a	-	udział molowy CD wspalinach zdysocjowanych,
		odległość pierwszego pierścienia od denka tłoka
ъ	-	udział molowy COz w spalinach zdysocjowanych, ilość
		kilomoli spalin powstałych z jednego kilomola
		mieszanki

С	-	udział molowy Oz
Cp,C'	v-	ciepła właściwe
Cer	-	średnia prędkość tłoka
d	-	udział molowy Hz w spalinach zdysocjowanych
e	-	udział molowy HzO w spalinach zdysocjowanych
f	-	udział molowy OH w spalinach zdysocjowanych
f(x)	-	wartość funkcji aproksymującej
f'	-	wartość średnia funkcji dokładnej
9	-	udział molowy H w spalinach zdysocjowanych, udział
		masowy
h	-	udział molowy O w spalinach zdysocjowanych
i	-	udział molowy ND w spalinach zdysocjowanych
j	-	udział molowy Nz w spalinach zdysocjowanych
k	-	stosunek C do H w spalinach niezdysocjowanych
ks	-	współczynnik kształtu tłoka
k z	_	współczynnik zależny od ciepła wnikania
1	-	stosunek O do H w spalinach niezdysocjowanych
m	-	wykładnik politropy sprężania, stosunek N do H
		w spalinach niezdysocjowanych
n	-	prędkość obrotowa, ilość kilomoli
0	-	udział masowy tlenu
р	-	chwilowe ciśnienie
r	-	promień wykorbienia
Wm	-	laminarna prędkość spalania
Wt	- 1	turbulentna prędkość spalania
×	L	stopień wypalenia paliwa, udział molowy
α	_	współczynnik wnikania ciepła
r	-	współczynnik reszty spalin
ε	-	stopień sprężania
ηv	-	współczynnik napełnienia
Θ	-	czas indukcji

- 15 -

λ	-	współczynnik nadmiaru powietrza	
λk	-	współczynnik korbowodowy	
τ	-	współczynnik zależny od ilości suwów pracy silnik	a
φ	-	chwilowy kat obrotu wału korbowego	
ød	-	kąt dynamiczny wyprzedzenia zapłonu	
φp	-	kąt początku spalania	
øst	-	kąt statyczny wyprzedzenia zapłonur	
Øvz	-	chwilowy kat wyprzedzenia zapłonu	
		INDEKSY	
0	-	wartati nazzatkawa	

INDEKSY

0	-	wartość początkowa
1	-	tłok
2	~	głowica
3	-	tuleja cylindrowa
A	-	koniec ładowania
B	-	koniec sprężania
ь	-	spaliny
dys	-	zdysocjowane
9	-	czynnik roboczy
i	-	wartość chwilowa
0	-	świeża mieszanka
ot	-	otoczenia
pow	-	powietrze
rs	-	reszta spalin
si	-	ścianki
u	-	mieszanka z resztą spalin
255	-	zawór ssący
zwy	-	zawór wydechowy
,	-	mieszanka
	_	spaliny

Rozdział 1

WPROWADZENIE

Oprocz badań eksperymentalnych udoskonaleniu silników spalinowych zawsze towarzyszyły badania modelowe. Początkowo, ze trudności obliczeniowe, względu па modelowe badania matematyczne ograniczały się do prostych obliczeń cieplnych [6,7,12,18,22,42,48,50,91,104]. Z biegiem czasu, dzięki rozwojowi komputerów i metod numerycznych, bliczenia cieplne przekształciły się w skomplikowane modele matematyczne uwzględniające coraz precyzyjniej znaczna ilość zjawisk występujących podczas pracy silnika spalinowego [1,3,5,11,28,34,36,40,45,81,87,88,89,92,94,97,98]. Sprzyjało to uzyskiwaniu coraz lepszej zgodności wyników obliczeń matematycznvch 7 wynikami badań eksperymentalnych [4,8,10,13,14,16,35,41,78]. W ostatnim okresie rozwój techniki motoryzacyjnej, duża konkurencja wśród Światowych samochodów, producentów rosnace wymagania do CO zużycia paliwa i czystości spalin odprowadzanych z silników do atmosfery wpłynęły na znaczny rozwój modelowania procesów przebiegających w silnikach. Celem modelowania jest wsparcie procesu doskonalenia silników spalinowych, jego przyspieszenie oraz obniżenie kosztów tego procesu przez wyeliminowanie choćby w pewnym stopniu wytwarzania i badania prototypów.

1.1. Sposoby modelowania procesu spalania

Sposoby modelowania procesu spalania mieszanki w cylindrze silnika z zapłonem iskrowym spotykane w literaturze motna podzielić na dwie grupy. Do pierwszej zalicza się modele [31.51.55,57.79,82,100,101], dla formulowania których podstawą jest wyodrębnienie w cylindrze w najprostszym przypadku dwóch jednorodnych stref - jednej wypełnionej nie spaloną mieszanką i drugiej, zawierającej produkty spalania. Strefy oddzielone są od siebie nieskończenie cienkim frontem spalania. W trakcie spalania front płomienia przemieszcza się, na skutek tego procesu oraz na skutek ruchu tłoka objętości obu stref ulegają zmianie. zasadnicze równania modelu otrzymuje się przez Dlatego sformułowanie bilansów substancji i eneraii dla strefy mieszanki i strefy spalin. Jedyna zmienna niezależna w modelach strefowych jest czas, a poszukiwanym rozwiązaniem przebieg w czasie temperatur panujących w strefach, średniego ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze oraz wykonanej pracy i ciepła odprowadzonego do ścianek.

Druga grupa modeli, zwanych wielowymiarowymi [2,9,17,23,26,30, 84,90], polega na podzieleniu chwilowej objętości cylindra na objętości elementarne, dla których podstawowe równania formułuje się zgodnie z prawem ciągłości przepływu, zasada zachowania ilości ruchu, pierwszą zasadą termodynamiki i zasadą zachowania ilości substancji. Otrzymuje się więc tyle układów równań, na ile elementów podzieli się objętość cylindra. Zmiennymi niezależnymi w tym przypadku są czas i współrzędne geometryczne. Rozwiązaniem jest przebieg w czasie lokalnych wartości parametrów wymienionych wyżej oraz lokalnych wartości prędkości czynnika roboczego. Do rozwiązania tych modeli potrzeba największych istniejących komputerów i można w przybliżeniu oszacować, że wzrost czasu obliczeń jest proporcjonalny do ilości założonych elementarnych objetości.

Obydwie grupy wymagają jeszcze sformułowania warunków

początkowych i brzegowych oraz równań pomocniczych, które jednocześnie są najczęściej warunkami rozwiązania. W literaturze przedmiotu opisy te nazywa się podmodelami i można tu wymienić następujące przykłady tych zagadnień:

- proces tworzenia mieszanki (czy na początku rozważań mieszanka jest homogeniczna, czy heterogeniczna),
- wymiana ładunku w cylindrze i skład początkowy zawartości cylindra (proporcja świeżej mieszanki i resztek spalin),
- zapłon mieszanki i związane z tym zdefiniowanie warunków początku obliczeń,
- turbulencja czynnika roboczego w cylindrze wpływająca na prędkość frontu płomienia oraz na przepływ ciepła do ścianek,
- przyjęcie modelu reakcji chemicznych wspierającego bilanse substancji,
- przyjęcie sposobu traktowania czynika roboczego jako gazu półdoskonałego lub rzeczywistego i związane z tym postacie równania stanu i funkcji kalorycznych,
- opis przepływu ciepła do ścianek komory spalania.

Zagadnień takich można wymienić jeszcze więcej, ale wymienione wyżei wyda ja sie najważniejsze. W modelowaniu spotykanym literaturze zagadnienia te opisywane sa za DOMOCA moc no lat . uproszczonych podmodeli, co w przypadku modeli wielowymiarowych spowodowane jest w części ograniczoną pojemnością komputerów.

Obecnie należy główną uwagę skupić na zwiększeniu dokładności fizykalnego opisu wymienionych zjawisk, gdyż dokładność podmodeli wywiera istotny wpływ na jakościowe, a szczególnie ilościowe rezultaty obliczeń modelowych. Wydaje się, że W pierwszej kolejności można tę dokładność podwyższyć w modelach, których W skromniejsza objętość równań zasadniczych pozwala na rozbudowanie sformułowań podmodeli.W związku z tym proponuje się nastepujacy sposób postępowania. Z zarejestrowanego przebiegu ciśnienia które jak wiadomo, jest skutkiem wszystkich spalania. rzeczywistych procesów zachodzących, w silniku należy wyznaczyć przebieg wydzielania się energi jako skutek wypalania się paliwa,

a jednocześnie rejestrując dodatkowo szereg możliwych do uchwycenia parametrów formułować pozostałe podmodele,czyniąc cały model bardziej precyzyjnym.

1.2. Cel pracy

modeli Zadaniem opisujących proces spalania zachodzący w silniku spalinowym jest przewidywanie zachowania się określonych parametrów termodynamicznych czynnika roboczego. Niestety. pomijając tutaj dokładność rozwiązania matematycznego i możliwości obecnie głównym powodem uniemożliwiającym komputerów. prognozowanie np. przebiegu ciśnienia jest, jak juž wcześniej. brak peł nego zaznaczono poznania zjawisk towarzyszących spalaniu. Ponieważ dalsza poprawa procesu spalania bez stworzenia fundamentalnego opisu tego jest niemożliwa, zachodzi konieczność prowadzenia, procesu intensywnych prac mających na celu dokładniejsze opisanie zjawisk występujących podczas spalania. Dokładność ta jest niezbędna dla uzyskania wiarygodniejszych wyników obliczeń. Wiadomo, że o dokładności całego modelu decyduje najmniej poprawnie zbudowany podmodel, dlatego największą uwagę kierować należy na te zagadnienia, które do tej pory były przyjmowane bardzo ogólnie albo w ogóle pomijane. Autor pracy budując modele procesu spalania uwzględniające coraz precyzyjniejsze podmodele, jak dysocjacje czy funkcje kaloryczne zależne również od ciśnienia. doszedł do wniosku, że na etapie, w jakim obecnie znajduje sie rozwój zerowymiarowych modeli procesu spalania, należy 346 czasie modelowania uwzględniać również ciepło, które przepływa od frontu płomienia do strefy mieszanki.

Jak wiadomo, każda próba stworzenia modelu obrazującego cał okształ t zjawisk zachodzących w komorze spalania stwarza konieczność ustalenia właściwych – kryteriów pozwalających z jednej strony na osiagniecie pożadane j wielostronności, a z drugiej strony na otrzymanie prawidłowych rozwiązań. Blatego w zamierzeniu niniejszego opracowania leżała chęć stworzenia nie stosowanego dotychczas kryterium umożliwiającego ograniczenie

ilości błędnych wyników, o które szczególnie łatwo przy symulacyjnych badaniach komputerowych.

Cel postawiony w pracy osiagnieto przez dokładniejsze opisanie występujących w czasie spalania zjawisk. W konkretnva polegały przypadku one na wyeliminowaniu zał ożenia o adiabatyczności płomienia. Wyeliminowanie tego założenia spowodowało uściślenie znanego w literaturze układu równań [106]. Uściślenie to polegało na wprowadzeniu dodatkowego równania różniczkowego określającego wartość ciepła przechodzącego ze strefy płomienia do strefy mieszanki. Jak wiadomo, ze względu na krótki czas trwania procesu spalania i dużą szybkość rozchodzenia się frontu płomienia, nie są to ilości duże, jednak ze względu na. znaczną różnicę temperatur, sięgającą około 1500 K, należało ją w obliczeniach uwzględnić.

Tak opracowany model powinien, w zakresie naukowo-poznawczym, służyć do określenia wpływu warunków początkowych oraz sposobów formułowania podmodeli na przebieg parametrów termodynamicznych czynnika roboczego.

Następnie w celu sprawdzenia poprawności funkcjowania tak nałożonego ograniczenia opracowano teoretyczno-doświadczalny model procesu spalania przebiegającego w komorze spalania pracującego silnika oraz przeprowadzono numeryczne badanie parametrów czybnika roboczego w różnych zmieniających się warunkach brzegowych.

Rozdział 2

SFORMUŁOWANIE MODELU

W proponowanym modelu komorę spalania dzieli się na dwie strefy świeżej mieszanki i spalin. Strefy te oddzielone są od siebie nieadiabatycznym frontem płomienia (rysunek 2.1). Przy budowie modelu poczyniono ponadto następujące założenia:

- wydzielanie ciepła następuje w czole płomienia,
- temperatura spalin jest równa temperaturze frontu płomienia,
- strumień cieplny generowany we froncie płomienia przepływa do nie spalonej mieszanki,
- ciśnienie w obu strefach jest jednakowe, a jego przyrost nie ma charakteru falowego,
- temperatury w obszarach stref są jednorodne: To w obszarze mieszanki i To w obszarze spalin,
- czynnik roboczy traktuje się jako gaz półdoskonały,
- w modelowaniu nie uwzględnia się wpływu ścianek otaczających przestrzeń spalania na prędkość przemieszczania się płomienia,
- czynnik gazowy jest homogeniczny w poszczególnych strefach,
- dysocjacja termiczna uzależniona jest od współczynnika nadmiaru powietrza, temperatury i ciśnienia,
- spaliny znajdują się w stanie równowagi chemicznej,

 zawirowanie ładunku oraz straty ciepła spowodowane nieszczelnościami itd. uwzględnione są w przebiegu ciśnienia. Wobec tych założeń bilans energii dla strefy niespalonej w elementarnym kącie dø DWK przedstawia się następująco. Energię doprowadzoną do układu (rys.2.1) stanowi ciepło dopływające z frontu płomienia.Natomiast energię wyprowadzoną określa się jako sumę ciepła odpływającego do ścianek komory spalania, energię zużytą na wykonanie pracy oraz entalpię porcji mieszanki dopływającej do frontu płomienia. Zakłada się również przyrost energii wewnętrznej układu.



Rys.2.1. Schemat dwustrefowego modelu spalania z zaznaczeniem wielkości spotykanych w tekście

Fig.2.1. Scheme of two-zone combustion model with notes of datas meeting in text

Równanie bilansu strefy niespalonej dla kąta dø DWK można zatem napisać w następujący sposób:

dQ=dUu+dQzu+dIu+p+dVu

(2.1)

Bilans energii dla strefy spalonej w czasie obrotu wału korbowego o kąt d¢ zakłada, że do układu dopływa porcja spalin niosąc ze sobą entalpię, następuje przyrost energii wewnętrznej spalin, zostaje wykonana praca oraz ciepło odpływa z układu do ścianek komory spalania. Obrazuje to równanie:

dIb=dUb+dQzb+p+dVb

(2.2)

Wyjaśnienia wymaga fakt zaliczenia pdVu i pdVb do energii wyprowadzonej z układu. W okresie od rozpoczęcia spalania do ZZP różniczki dVu i dVb mają znak ujemny, wobec czego również człony pdVu i pdVb są ujemne, czyli faktycznie stanowią energię doprowadzoną do układu, co jest zgodne z rzeczywistością, ponieważ do ZZP zostaje wykonana praca nad czynnikiem roboczym. Odwrotnie wygląda sytuacja od ZZP do końca spalania, dVu i dVb mają znak dodatni i gazy wykonują pracę.

Ponieważ dla frontu płomienia poczyniono założenie, że temperatura spalin jest równa temperaturze płomienia, cały strumień ciepła generowany we froncie płomienia dopływa tylko do mieszanki.

Założenie to umożliwia wyznaczenie omawianego ciepła jako różnicy entalpii porcji mieszanki dopływającej do frontu dlu i odpływającej z płomienia entalpii porcji spalin dlъ dla kąta d¢ według równania:

dQ=dIu-dIb

(2.3)

Przedstawiony układ zawiera osiem niewiadomych: Tu , To , Gu , Go , Vu , Vo , x oraz ciepło Q. W celu ich wyznaczenia należy wprowadzić pięć brakujących równań wiążących wyżej wymienione parametry. Są to: - równanie stanu gazu

dla strefy mieszanki

p#Vu=Gu#Ru#Tu

(2.4)

dla strefy spalin

ϼ≉Vь≕Бь≈Rь≈⊺ь	(2.5)
– równanie opisujące objętość komory spalania	
Vu+Vb=Vi	(2.6)
- zasada zachowania masy	
Gu +G⊳≈5	(2.7)
- równanie określające stopień wypalenia mieszanki	
x=67/2	(2.8)
odzie:	
dO – ciepło wygenerowane we froncie płomienia dUu – przyrost energii wewnętrznej mieszanki, dUb – przyrost energii wewnętrznej spalin,	9
dQzu- ciepło odprowadzone do ścianek komory	spalania ze
dQzb- ciepło odprowadzone do ścianek komory strefy zajętej przez spaliny.	spalania ze
₩ obliczeniach ilości ciepła przekazywanego do ś	cianek komory
przyjęto,że są one proporcjonalne do objętości za	jmowanej przez
odpowiednie strefy:	
$dQ_{zu} = (V_u/V_i) * dQ_z , \qquad dQ_{zb} = (V_b/V_i) * dQ_{zb}$	tQ _z
gdzie:	

- 26 -

- dQz całkowita ilość ciepła przejęta przez ścianki komory spalania,
- p#dVu praca wykonana przez mieszankę,
- pedVo praca wykonana przez spaliny,
 - dlu entalpia porcji mieszanki dopływającej do frontu płomienia,

dlo - entalpia porcji spalin odpływająca z frontu płomienia,

- p chwilowe ciśnienie występujące w komorze spalania,
- Vi chwilowa objętość komory spalania,
- Vu, Gu, Ru objętość, masa i indywidualna stała gazowa strefy mieszanki,
- Vb,Gb,Rb objętość, masa i indywidualna stała gazowa strefy spalin,
 - 6 --- całkowita masa czynnika roboczego w komorze spalania.

W celu określenia chwilowej temperatury mieszanki Tu i temperatury spalin To z układu równań 2.1 ... 2.3 wyznacza się różniczki dTu oraz dTo. W tym celu równanie 2.3 podstawiono do równania 2.1, skąd po uproszczeniu otrzymano;

$$-dI_b = dQ_{zu} + p = dV_u + dU_u$$
(2.9)

Do określenia poszczególnych składników występujących w równaniu (2.9) wykorzystano wynikające z bilansu masy wyrażenia:

6u=(1-x)*6 , 6b=x*6

Ponieważ, jak wiadomo, entalpia spalin wynosi:

Ib=Gb*ib=G*x*cpb*(Tb-To) (2.10)

gdzie:

ib – właściwa entalpia spalin

Cpb - średnie ciepło właściwe spalin

To - temperatura otoczenia

to po zróżniczkowaniu równania (2.10) po zmiennej x otrzymano wyrażenie w którym różniczka określana jest dla danej temperatury Tb, dla której cpb jest wartością stałą, stąd jedyną zmienną w równaniu (2.10) jest x.

dIb=G*cpb*(Tb-To)*dx

(2.11)

Energię wewnętrzną mieszanki określono następująco:

$$U_u = G_u + U_u = G_u + (1 - x) + [W_u + C_{v_u} + (T_u - T_o)]$$
 (2.12)

Ponieważ analizowana energia wewnętrzna dotyczy całej strefy mieszanki, występującą w równaniu (2.9) różniczkę energii wewnętrznej mieszanki wyznaczono dla zmieniającej się masy i temperatury.

Uzależniając ilość traconego ciepła z poszczególnych stref od objętości zajmowanych przez te strefy oraz wykorzystując równanie stanu gazu dla strefy mieszanki (2.4), chwilową ilość ciepła traconego z tej strefy można wyznaczyć z następującego wzoru:

W celu wyznaczenia chwilowej zmiany objętości strefy zajętej przez mieszankę z równań (2.4, 2.7, 2.8) wyznacza się:

a następnie określa się jej różniczkę:

$$dV_{u} = [-G*R_{u}*T_{u}/p]*dx + [(1-x)*G*R_{u}/p]*dT_{u} - [(1-x)*G*R_{u}*T_{u}/p^{2}]*dp$$
(2.16)

Podstawiając równania (2.11, 2.13, 2.14, 2.16) do (2.9) otrzymuje się:

skąd po ugrupowaniu wyrazów, podzieleniu przez masę G wykorzystaniu zależności cp=cv+R i matematycznym przekształceniu polegającym na dodaniu i odjęciu po lewej stronie równania wyrażenia Ru*(Tu-To) otrzymano:

Po dokonaniu podstawienia:

$$W1 = W_u - C_p b \neq (T_b - T_o) + C_p u \neq (T_u - T_o) + R_u \neq T_o$$

$$(2.19)$$

Ostatecznie równanie (2.1) otrzymano w postaci

Dla równania (2.2), tak jak wyżej, określa się poszczególne składniki, a po wykorzystaniu znanych zależności termodynamicznych, definiujących poszczególne wielkości (przedstawionych szerzej w pracach [51,65,107]), układ ten można zapisać w postaci:

$$-W^{2*}dx = x = c_{pb} + dT_{b} + x = R_{b} = T_{b} / (p = V) = dG_{2} - x = R_{b} = T_{b} / (p = V) = T_{b}$$

gdzie:

W2=Rb+To (2.22)

Wu – wartość opałowa mieszanki

Kolejnym krokiem jest określenie stopnia wypalenia mieszanki. Wyznacza się go przekształcając równanie (2.4) oraz wykorzystując równania (2.5 – 2.8), po uproszczeniu otrzymuje się:

$$x = [p * V/G - R_0 * T_0] / [R_0 * T_0 - R_0 * T_0]$$
(2.23)

skąd określa się różniczkę zupełną dx wyznaczając pochodne cząstkowe funkcji x po zmiennych: p, V, Tu i Tb;

```
dx=Ep*V/G* (dp/p+dV/V)/(Rb*Tb-Ru*Tu)]-[(1-x)*Ru/(Rb*Tb-Ru*Tu)]*
*dTu-Ex*Rb/(Rb*Tb-Ru*Tu)]*dTb (2.24)
```

Fo podstawieniu równania (2.24) do rownań (2.20) i (2.21), uporządkowaniu i przekształceniu dochodzi się do następujących równań:

$$(1-x) * EW1 * R_u / W5 + c_{pu} * dT_u + x * EW1 * R_b / W5] * dT_b =$$

= EW1 / W5* (p*V/G) + (1-x) * W3] * dp/p+EW1 / W5* (p*V/G) * dV/V+
- (1-x) * W3/ (p*V) * dQz (2.25)

-(1-x)*[W2*rv/W5]*dTv+x*[-W2*Rs/W5+cpb]*dTb= =[-W2/W5*(p*V/G)+x*W4]*dp/p-[W2/W5*(p*V/G)]*dV/V-x*W4/ /(p*V)]*dGz (2.26)

gdzie:

W3=Ru#Tu	(2.27)
₩4=Rъ*Tь	(2.28)
WS=Ru+Tu-Rb+Tb	(2,29)

Następnie układ równań różniczkowych (2.25) i (2.26) przekształca się tak, aby uzyskać jawną postać różniczek dTu i dTu:

```
dTu={ [-x*W1*W4*Rb+(1-x)*(W3*W5*cpb-W2*W3*Rb)]*G(V-dp-dDz)+
+[W1*cpb*p*V]*(V*dp+p*dV) } / { (1-X)*G*p*V*[W5*cpu*cpb+
+W1*cpb*Ru-W2*cpu*Rb] }
(2.30)
```

```
dTb=( [(1-x)*W2*W3*Ru+x*(W4*W5*cpu+W2*W4*Ru)]*G*(V*dp-dQz)+
-[W2*cpu*p*V]*(V*dp+p*dV) } / { x*G*p*V*[W5*cpu*cpb+
+W1*cpb*Ru-W2*cpu*Rb] }
(2.31)
```

gdzie:

 $dp = p' (\phi) * d\phi$ $dV = V' (\phi) * d\phi$ $dQ_z = Q_z' (\phi) * d\phi$

W równaniach (2.30) i (2.31) poszczególne zmienne określa się następująco:

- chwilową wartość ciśnienia p określa się za pomocą funkcji aproksymującej (rozdz.4.1),
- różniczkę dp określa się analitycznie z wyznaczonej wcześniej funkcji ciśnienia,
- chwilową objętość komory spalania określa się wg wzoru;

 $\forall i = \forall k = \{1+0, 5 = (c-1) [1-\cos(\phi) + 0.5 = \lambda k + \sin^{2}(\phi)]\}$ (2.32)

- różniczkę dV określa się analitycznie, na podstawie wzoru;

$$dV = V_k * 0.5 * (\varepsilon - 1) * [sin(\phi) * (1 + \lambda_k * cos(\phi))] * d\phi$$
(2.33)

 podmodel wymiany ciepła między czynnikiem roboczym i ściankami komory spalania przedstawiono w rozdziale 4.4, przy czym średnią temperaturę czynnika wyliczono ze wzoru:

$$T_{a=1}(1-x) = C_{va} = T_{a+x} = C_{vb} = T_{b}] / [(1-x) = C_{va} + x = C_{vb}]$$
(2.34)

a wymianę ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym a ściankami komory spalania określono wzorem (4.13). Do wyliczenia masowego i molowego ciepła właściwego mieszanki i spalin konieczne jest określenie udziałów masowych i molowych poszczególnych składników. Szerzej zagadnienia te poruszono w pracach [59,63,66]. Tam też zdefiniowano podmodele wyznaczające funkcje kaloryczne. Natomiast w rozdziale 4 przedstawiono te wartości, które występowały w obliczeniach.

W celu wyznaczenia przebiegu zmian temperatury strefy mieszanki Tu i strefy spalin To należy posłużyć się jedną ze znanych metod rozwiązywania równań różniczkowych. W pracy wykorzystano dwie metody: Adamsa-Bashfortha (trapezów), opisaną w pracach [27,37,], oraz metodę Rungego-Kutty 4 rzędu (opisaną w pracach [85,99]). Wpływ metody oraz wielkości przyjętego kroku na dokładność otrzymanych wyników przedstawiono w rozdziale 5.9, a omówiono w pracy [107].

Rozdział 3

STANOWISKO DOŚWIADCZALNE I ZAKRES BADAŃ

Ze względu na zaproponowaną w rozdziale 1.1 metodykę postępowania, celem badań doświadczalnych było określenie warunków początkowych niezbędnych do prowadzenia obliczeń symulacyjnych.

Obszerne dane pomiarowe dotyczące badań i obliczeń procesu spalania zachodzącego w silniku gromadzono i analizowano laboratorium silników spalinowych Instytutu ы Transportu Politechniki Śląskiej. Niektóre z nich przedstawiono IN . pracach [43,47,45], Jako obiekt badań wybrano silnik samochodu Polski Fiat 126p. Wynikało to ze znacznej liczby tego typu silników znajdujących sią w eksploatacji.

Badania laboratoryjne przeprowadzono na specjalnie do teao celu zaprojektowanym i wykonanym stanowisku badawczym wyposażonym wszystkie niezbędne instalacje i przyrządy (rys. 3.1). MP Do oceny procesu spalania zbudowano układ pomiarowy, którego przedstawiono na rys. 3.2. Przystosowanie schemat blokowy seryjnego silnika badań laboratoryjnych polegato do na wprowadzeniu do komory spalania czujnika ciśnienia. W czasie montażu zwrócono uwagę, aby przepona czujnika pokrywała sie z zarvsem ścianek komory spalania. Tak wbudowany do komory spalania piezoelektryczny przetwornik zamieniał ciśnienie na sygnał y wzmocnieniu rejestrowane bvł v które na elektryczne. po oscylografie pętlicowym firmy Honeywell za pomocą petlicy o częstotliwości własnej 7000 Hz. Ponadto na taśmie oscylografu rejestrowano w funkcji kąta obrotu wału korbowego położenie zwrotu zapłonu i sygnał czasu. Dodatkowo zewnetrznego. chwile



Rys.3.1. Schemat stanowiska badawczego i połączenia przyrządów kontrolnych

Fig.3.1. Scheme of research work place and control devices conections

1-manometr Recknagla, 2-zbiornik wyrównawczy, 3-dmuchawa,

4-czujnik temperatury w dolocie, 5-czujnik podciśninia w dolocie, 6-wskaźnik temperatury w dolocie, 7-wskaźnik podciśnienia w dolocie, 8-zawór elektromagnetyczny, 9-miernica do pomiaru zużycia paliwa, 10-zbiornik paliwa, 11-barograf, 12-wilgotnościomierz, 13-termometr do pomiaru temperatury otoczenia, 14-termopara temperatury spalin 1 cylindra, 15-wskaźnik temperatury spalin 1 cylindra, 16-wskaźnik temperatury 2 spalin cylindra, 17-termopara temperatury spalin 2 cylindra, 18-obrotomierz cyfrowy. 19-przetwornik fotoelektryczny, 20-obrotomierz stroboskopowy, 21-badany silnik, 22-czujnik ciśnienia oleju, 23-wskaźnik ciśnienia oleju, 24-wskaźnik temperatury oleju, 25-czujnik temperatury oleju, 26-licznik motogodzin, 27-czujnik motogodzin, 28-hamulec elektryczny, 29-waga, 30-odbiornik prądu, 31-amperomierz fazowy, 32-woltomierz wielozakresowy, 33-watomierz, 34-wskaźnik prądu wzbudzenia, 35-stoper elektryczny



Rys.3.2. Blokowy schemat układu pomiarowego

1-badany silnik, 2-sonda analizatora, 3-przetwornik ciśnienia, 4-czujnik chwili zapłonu, 5-czujnik położenia tłoka, 6-obrotomierz, 7-wzmacniacz ładunku elektrometr typ.219A, 8-wzmacniacz Accdata 174 firmy Philips, 9-oscylograf pętlicowy Visicorde 2206 AC marki Honeywell, 10-analizator spalin firmy Testoterm RFN, 11-ocsyloskop 0KD 505

Fig.3.2. The block scheme of meter circuit

1 -testing engine, 2 -sounder of analyzer, 3 -pressure converter, 4 -sensor of ignition moment, 5 -pistonposition sensor, 6 -rev-counter, 7 -charge amplifier electrometer type 219A, 8 -Philips amplifier Accdata 174, 9 -Honeywell's loop oscillograph Vvisicorde 2206 AC, 10-testoterm's exhaust gas analyser, 11 oscilloskope 0KD 505.

w przewodach łączących głowicę silnika z kolektorem wydechowym umieszczono sondę zachodnioniemieckiego analizatora spalin firmy Testoterm. Przyrząd ten dokonywał pomiaru temperatury spalin za pomocą termoelementu typu NiCr-Ni oraz pomiaru zawartości w spalinach tlenu, tlenku węgla i tlenków azotu, a ponadto opierając się na tych pomiarach automatycznie obliczał zawartość dwutlenku węgla.

W czasie badań zmieniano: prędkość obrotową, obciążenie, kąt wyprzedzenia zapłonu, rodzaj paliwa, skład mieszanki, luz zaworowy, odległość przerw na świecy, stan techniczny silnika itd. Ogółem zgromadzono znaczną ilość danych doświadczalnych.

Opracowanie wyników pomiarowych przeprowadzonych obserwacji,

ze względu na probabilistyczny charakter występujących zjawisk, wymagało zastosowania rachunku prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej [19,33], np. stopień niepowtarzalności oceniono na podstawie pięćdziesięciu zagęszczonych wykresów indykatorowych. Przykład histogramu zamieszczono w pracy [76]. Natomiast na rys. (3.3) przedstawiono kilka przykładów zarejestrowanych i uśrednionych przebiegów ciśnienia.

Grafy badań, wzorcowanie układu pomiarowego, sposób opracowania wyników, warunki pomiarowe, ocena wpływu wybranych warunków pracy oraz analiza błędów szeroko zostały omówione w pracach [4,7,43]. Natomiast w przedstawionym opracowaniu wykorzystano tylko te wyniki, które umożliwiły symulowanie skutków zamierzonych decyzji. Były nimi przebiegi ciśnienia spalania, zarejestrowane dla konkretnych parametrów operacyjnych silnika.





Fig.3.3. Exempe of average indicator charts noticed during research
Rozdział 4

WARUNKI BRZEGOWE

Analiza celu pracy i wymuszony przez nią tok obliczeń wymagał wprowadzenia precyzyjnych warunków brzegowych. W opracowaniu są nimi przebieg ciśnienia, parametry mieszanki i spalin oraz warunki określające początek spalania. W większości zagadnienia te są znane i szeroko przedstawione w literaturze. Jednak różnorodność podejść i opracowań wymagała ustosunkowania się do pewnych sugestii w nich zawartych oraz wstępnego ich przygotowania.

4.1. Aproksymacja wykresu indykatorowego

Jak wspomniano we wstępie, do oceny dokładności formułowania podmodeli dogodnie jest wykorzystać zarejestrowany wykres indykatorowy silnika rzeczywistego, dzięki czemu niektóre niewiadome stają się danymi do obliczeń. Ponieważ jednak w czasie spalania (a szczególnie w okresie formułowania jadra płomienia) oddziałuje na siebie szereg zjawisk, otrzymane doświadczalne wykresy indykatorowe, będące podstawa oceny, znacznie różnia się od siebie. Zachodzi zatem konieczność wygładzenia zarejestrowanego dyskretnie zbioru punktów funkcją ciągłą. Problem zapisu indykatorowego przebiegu ciśnienia funkcją ciągłą pojawił się razem z rozwojem matematycznego modelowania

procesu spalamia. Już w 1971 roku G.Schwarzbauer i D.Gruden £911 aby zarejestrowany oscylografie zaproponowali. na wykres indykatorowy zapisać Łukami parabol i elips. Zatem proces zastępowania rzeczywistego przebiegu zmian ciśnienia pewną funkcją odbywał się na zasadzie podobieństwa wykresu analizowanej funkcji do pewnych znanych funkcji. Dążono przy tym, aby funkcje te miały stosunkowo prostą postać. W omawianym przypadku były to łuki paraboli drugiego i trzeciego stopnia oraz łuk krzywej eliptycznej.

Po wyborze postaci wzoru należało określić wartości liczbowe występujących w nim parametrów, tak aby przybliżenie wyników eksperymentalnych było jak najlepsze.

wiadomo, wygładzenia wyników otrzymanych w czasie badań, Jak można dokonać pomoca wielu rodzajów funkcji [75,76,77]. za ш wymienionych pracach zdecydowano otrzymane wyniki zastąpić ze względu na prostotę wielomianami różnych stopni tych wyników. Zbadano również możliwości aproksymacji wielomianami trygonometrycznymi ze względu na okresowość funkcji, a także zastosowano do aproksymacji otrzymanych wyników funkcje sklejone. które ostatnio znajdują uniwersalne zastosowanie w technice. Przeprowadzona analiza wykazała, że na obecnym etapie dokładności modelowania wystarczy aproksymacja średniokwadratowa funkcji wykładniku eksponencjalnej 0 siódmego stopnia. która zastosowano w obliczeniach. Zbyt mały stopień wielomianu powodował duże odstępstwa od przebiegu wykresu indykatorowego. Przy stopniu zbyt dużym zaczynała ujawniać się wada metody W postaci "falowania" wykresu. W granicznym przypadku, qdy stopień wielomianu był równy ilości punktów wziętych do aproksymacji, aproksymacyjny wielomian pokrywał sie z wielomianem interpolacyjnym, którego zastosowanie jest niesłuszne. gdyż z założenia przechodzi on przez wszystkie punkty, co przy punktach z pomiaru obarczonych błędem nie zapewnia eliminacji tego błędu i nie uzyskuje się wygładzenia wykresu.

Ponieważ w praktyce jakość dopasowania funkcji aproksymującej

$$R = \left\{ \sum_{i=0}^{M} [F(x_i) - f(x_i)]^2 \right\}^{0.5}$$
(4.1)

gdzie:

F(xi) - wartość funkcji dokładnej w węzłach xi
 (dane z wykresu indykatorowego)
f(xi) - wartości funkcji aproksymującej

Funkcja aproksymująca tym lepiej oddawała przebieg funkcji aproksymowanej, im średni błąd aproksymacji był mniejszy.

Innym wskaźnikiem dopasowania, który brano pod uwagę, był współczynnik zbieżności empirycznej i teoretycznej [38].

$$R^{2} = \left\{ \sum_{i=0}^{M} [F(x_{i}) - f^{2}] \right\} / \left\{ \sum_{i=0}^{M} [f(x_{i}) - f^{2}] \right\}$$
(4.2)

gdzie:

$$f' = \left[\sum_{i=0}^{\infty} F(x_i)\right] / (M+1)$$
 (4.3)

f' - wartość średnia z punktów odczytanych z wykresu indykatorowego.

W tym wypadku dopasowanie funkcji aproksymującej było tym lepsze, im współczynnik zbieżności empirycznej i teoretycznej był bliźszy jedności.

Jakość dopasowania funkcji aproksymującej do punktów z pomiaru, można również analizować na podstawie błędów względnych w węzłach czy też maksymalnego błędu bezwzględnego. Szerzej zagadnienia te poruszono w pracach [75,76,77].

4.2. Parametry wejściowe

Jak już wcześniej wspomniano, badania laboratoryjne miały па celu zebranie niezbędnych danych wejściowych potrzebnych do funkcjonowania modelu. Oprócz omówionego w punkcie 4.1 przebiegu ciśnienia były nimi takie parametry podlegające rejestracji. iak: predkość obrotowa wału korbowego, dawka paliwa przypadająca na jeden cykl, masa mieszanki napływającej do cylindra. kat wyprzedzenia zapłonu, współczynnik nadmiaru powietrza, niektóre temperatury oraz skład spalin. Do grupy tej zalicza się również zmierzone i zaczerpnięte z literatury wielkości parametrów konstrukcyjnych silnika oraz termodynamiczne parametry powietrza bioracego udział w przemianie.

Drugą grupę stanowiły parametry wejściowe, jakie należało przyjąć do obliczeń. Do tych parametrów zalicza się założony skład chemiczny paliwa i odpowiadającą mu wartość opałową, formułę korelacyjną określającą stratę niedopału chemicznego, skład spalin, udziały masowe i molowe tlenu w powietrzu oraz jego skład chemiczny. W skrypcie pt. Obliczenia cieplne silników spalinowych zasilanych paliwami alternatywnymi jedno- i wieloskładnikowymi [42] zagadnienia te przedstawiono szerzej.

Trzecią grupę parametrów wejściowych stanowiły wielkości wyznaczone na podstawie dwóch poprzednich zbiorów. Należą do nich: masa cząsteczkowa, stała gazowa oraz wartość opałowa mieszanki, udziały molowe i masowe poszczególnych składników spalin, stałe gazowe i masy cząsteczkowe spalin, współczynnik resztek spalin itd. Wielkości te wyznaczono na podstawie algorytmów zamieszczonych w pracy [93]. Należy zaznaczyć. że wystapiła również grupa parametrów wejściowych, którą ze względu na skomplikowany charakter pomiaru i brak odpowiedniej – aparatury nie można było wyznaczyć na posiadanym stanowisku. Do tych wielkości zalicza się chwilowe temperatury występujące na powierzchni poszczególnych elementów komory spelania oraz turbulentną prędkość płomienia. Wartości temperatur zaczerpnięto

z OBR w Bielsku Białej, natomiast turbulentną prędkość płomienia wyznaczono na podstawie algorytmu zamieszczonego w pracy prof. A.Kowalewicza [40].

4.3. Parametry początku spalania

4.3.1. Kąt początku spalania

Bardzo istotnym problemem w modelowaniu procesu spalania jest określenie kąta początku spalania,gdyż rozgranicza on etap sprężania od etapu spalania, w których mają zastosowanie inne modele opisujące pracę silnika.

Kąt początku spalania można określić jako różnicę kąta wyprzedzenia zapłonu i okresu indukcji 0.

$$\phi_{\mathsf{P}} = \phi_{\mathsf{VZ}} - \Theta \tag{4.4}$$

Kąt wyprzedzenia zapłonu przedstawia się jako sumę statycznego i dynamicznego kąta wyprzedzenia zapłonu:

$$\phi_{vz} = \phi_{st} + \phi_d \tag{4.5}$$

Ponieważ istnieje wiele metod wyznaczania czasu indukcji, w niniejszej pracy zdecydowano posłużyć się sposobem opisanym szerzej w pracy [40].

$$\Theta = (6 + n/w_{t}) + (0.0015 + V_{s}/\Pi)^{0.999} [^{0} OWK]$$
 (4.6)

gdzie:

n - prędkość obrotowa,
 Vs- objętość skokowa,
 wt- prędkość turbulentna.

Turbulentną prędkość płomienia wylicza się z zależności podanej w pracy [40].

 $w_t = (1+0, 002*n)*w_n \quad [m/s]$ (4.7)

gdzie:

wn~prędkość laminarna płomienia, określa się z wykresów zależności prędkości laminarnej od składu mieszanki i jej temperatury początkowej.

4.3.2. Temperatura końca napełniania Ta i końca sprężania Ta

Świeży ładunek napływający do cylindra jest podgrzewany od ścianek komory spalania i od pozostałych z poprzedniego cyklu resztek spalin. Temperaturę świeżego ładunku oblicza się z bilansu energetycznego dla świeżego ładunku zasysanego do cylindra o temperaturze Tład i resztek spalin o temperaturze Tre przy założeniu takich samych ciepeł właściwych. Prowadzi to do następującego wzoru:

$$T_{A} = (T_{lad} + \gamma * T_{rs}) / (1 + \gamma)$$

$$(4.8)$$

Temperaturę końca sprężania oblicza się korzystając z równań politropy:

$$T_{B}=T_{A}+\varepsilon^{(m-1)}$$
(4.9)

gdzie:

 $m = \frac{1}{1} \frac{g_{Pb} - lg_{Pa}}{g_{Va} - lg_{Vb}}, \qquad (4.10)$ $\varepsilon = \frac{1}{2} \frac{g_{Pb} - lg_{Pa}}{g_{Va} - lg_{Vb}}, \qquad (4.10)$

4.3.3. Początkowa temperatura spalin Tbo

W celu przeprowadzenia obliczeń konieczne jest określenie warunków początkowych, do których należy zaliczyć oprócz kąta początku spalania ϕ_p i temperatury początkowej strefy mieszanki Tuo również temperaturę początkową strefy spalin Tbo. Kąt początku spalania oraz temperaturę początkową strefy mieszanki oblicza sią na podstawie wzorów: (4.4 i 4.9), (przy czym Tuo=Tø). Natomiast wartość początkową temperatury strefy spalin Tbo oblicza się następująco z bilansu energii:

Wu+Cpu(Tuo)*Tuo-Cpu(To)*To = [Cpb(Tbo)*Tbo-Cpb(To)*To]*b (4.11)

Z równania (4.11) wyznacza się temperaturę, jaką osiągną spaliny po spaleniu mieszanki o wartości opałowej Wu, cieple właściwym cpu i temperaturze Tuo, w komorze adiabatycznej. Ponieważ mieszanka oddaje część ciepła, jego temperatura będzie niższa od adiabatycznej, dlatego drugi koniec tego przedziału wyznacza temperatura kalorymetryczna obliczona z wzoru:

Wu=[cpb(Tbo)*Tbo~cpb(To)*To]*D (4.12)

Warunki początkowe określone w sposób opisany powyżej stanowią jedynie wskazówki, w okół jakich wartości poszukiwać należy rzeczywistych warunków początkowych Too. W czasie badań stwierdzono, że wartość początkowej temperatury, którą należy przyjąć do obliczeń, leży w pobliżu średniej arytmetycznej tych dwóch temperatur.

4.4. Wymiana ciepła między czynnikiem roboczym i ściankami komory spalania

Ogólna ilość ciepła przekazywana do ścianek komory spalania jest sumą ciepła przejętego przez tłok, tuleję cylindrową i głowice. W obliczeniach wyznacza się ją w funkcji obrotu wału korbowego, uzależniając ilość ciepła od prędkości obrotowej silnika i wykorzystując znany wzór Newtona.

 $dQ_z/d(\phi) = 1/(6*n) * \{ \sum_{i=1}^{i=3} \alpha_i(\phi) * A_i(\phi) * [T_g(\phi) - T_{ai}] \}$ (4.13) i=i

[J/°OWK]

qdzie:

 $\alpha_i(\phi) = chwilowy współczynnik wnikania ciepła,$ $Ai(\phi) = chwilowe pole powierzchni scianek komory spalania,$ $T_g(\phi) = chwilowa temperatura czynnika roboczego,$ T_{ai} = temperatura ścianek komory spalania.

indeks i = 1 - tłok, 2 - głowica, 3 - tuleja cylindrowa.

4.4.1. Współczynniki wnikania ciepła

Bardzo duże znaczenie przy obliczaniu ciepła przejmowanego przez ścianki komory spalania ma wybór współczynnika wnikania ciepła. W pracy analizowano wzory określające współczynniki podane przez czterech autorów, szerzej omówione w pracach [68,69,70].

wg Woschniego [105]

$$\alpha w = 0.068* (cer*p)^{0.78} * D^{-0.22} * T_q^{-0.52} [W/(m*K)] (4.14)$$

wg Eihelberga [103]

 $\alpha E = 0.0067*(p*T_q*C_{*r})^{0.5}$ [W(m²*K)] (4.15)

wg Hohenberga [32]

 $\alpha H = 0.013 * V_i^{-0.06} * p^{-0.6} * T_g^{-0.4} * (1.4 + c_{sr})^{0.6} [W/(m^2 * K)] (4.16)$

wg Swiatka [95,96]

$$\alpha s = 0.00458*(p*T_q)^{0.5}$$
 [W/(m²*K)] (4.17)

gdzie:

- p,Tg chwilowe ciśnienie [Pa] i temperatura [K] czynnika roboczego,
- Vi chwilowa objętość [m³] komory spalania,
- car średnia prędkość tłoka,
- D średnica tłoka.
- 4.4.2. Pole powierzchni tłoka, głowicy, tulei cylindrowych i temperatury ścianek komory

Przy określaniu pola powierzchni tłoka Ai uwzględnia się pole powierzchni występujące pomiędzy górną krawędzią tłoka a pierwszym pierścieniem uszczelniającym. Zakłada się ponadto, że ze względu na występującą tam mniejszą prędkość przepływu czynnika roboczego oraz niższą temperaturę, wartość współczynnika wnikania jest o około 60% mniejsza niż dla pozostałej powierzchni tłoka. Wobec powyższego pole powierzchni tłoka wyraża się następującym wzorem:

$$A_{4} = k_{4} + (\pi + D^{2}/4) + k_{2} + \pi + a + D \quad [m^{2}] \qquad (4.18)$$

gdzie:

- k: współczynnik zależny od kształtu tłoka
- kz współczynnik zależny od procentowej wielkości współczynnika wnikania, kz=(0.3 - 0.4) [32]
- a odległość górnej krawędzi tłoka od pierwszego pierścienia uszczelniającego

Pole powierzchni głowicy Az określa się na podstawie bezpośrednigo pomiaru.

Fole powierzchni tulei cylindrowej jest funkcją kąta OWK, określa się ją z następującego wzoru:

$$A_3 = \pi * D * Y [m^2]$$
 (4.19)

gdzie:

Y - funkcja drogi tłoka wyznaczona wg wzoru

$$Y = r(1 - \cos\phi + 0.5\lambda k + \sin^2 \phi)$$
 (4.20)

Temperaturę tłoka i tulei cylindrowej określa się jako średnią temperaturę z pomiarów. Przy określaniu średniej temperatury głowicy korzysta się z poniżej podanego wzoru uwzględniającego wpływ temperatury zaworów na temperaturę głowicy:

$$T = [T_{zvy} + F_{zvy} + T_{zss} + F_{zss} + T_{s2} + (A_2 - F_{zvy} - F_{zss})]/A_2 \qquad (4.21)$$

gdzie:

Tzvy, Tzes, Tez - temperatury zaworów wydechowego, ssącego oraz głowicy

Fzvy,Fzmm,A2 - powierzchnie zaworów wydechowego, ssącego oraz głowicy (razem z zaworami)

4.5. Skład spalin z uwzględnieniem zjawiska dysocjacji termicznej

W punkcie 4.2 zakładano stały skład spalin, w którym występują tylko cztery składniki: CO2,H2O,G2,N2.Natomiast podczas spalania paliwa przy współczynniku X<1 odejmowano od wartości opałowej mieszanki stratę niedopału chemicznego, a w obliczeniach uwzględniono CO. Przyjmując, że w strefie spalin osiągnięta jest dla każdej temperatury chwilowa równowaga chemiczna, zakłada się występowanie tam 12 składników, tj. oprócz już wymienionych jeszcze Hz,NO oraz wolnych atomów H,O i grupy hydroksylowej OH. Ponieważ skład spalin jest zależny od temperatury i ciśnienia, pociąga to za sobą konieczność określenia wartości opałowej,ciepła właściwego i stałej gazowej spalin dla zmieniającego się składu.

Model uwzględniający zjawisko dysocjacji opisano układem równań (2.1...2.8) zastępując (cpb,cvb,Rb,Tbo przez cpbdye,cvbdye, Rbdye,Tbdye). Wyprowadzenie różniczek dTu oraz dTb przebiega tak jak w rozdziale 2.1, przy czym należy uwzględnić wartość opałową spalin zdysocjowanych we wzorach określających entalpię oraz energię wewnętrzną spalin zdysocjowanych.

dIbdys = 6dx[Wbdys+Cpbdys(Tbdys-To)] (4.22)

dUbdys = 6dx[Wbdys+cvbdys(Tbdys-To)]+6x*cvbdys*dTbdys (4.23)

W efekcie tego we wzorach końcowych na dTu i dTo wystąpiła inna postać formuły (2.19): W1dys=[(Wu-Wbdys)-Cpbdys*(Tbdys-To)+Cpu*(Tu-To)+Ru*To] (4.24)

Wbdys - wartość opałowa spalin zdysocjowanych, Wbdys = [(a*MWCO+d*MWHz+f*MWDH+g*MWH+h*MWD+i*MWND)/Mbdys] [MJ/kg spalin] (4.25)

a,d,f,g,h,i – udziały molowe palnych składników spalin zdysocjowanych, MWCO,MWHz.... – molowe wartości opałowe palnych składników spalin,

Mbdys – masa cząsteczkowa spalin zdysocjowanych (określa się analogicznie jak Mb).

4.5.1. Wyznaczanie składu molowego spalin zdysocjowanych

Założono, że po spaleniu paliwa w powietrzu przy danym współczynniku nadmiaru powietrza powstają spaliny,które w temperaturze T i przy ciśnieniu p osiągają stan równowagi chemicznej [21]. W przypadku gdy temperatura spalin jest wyższa od 1500K, składniki spalin ulegają dysocjacji zgodnie z równaniami:

reakcja dysocjacji dwutlenku węgla na tlenek węgla i tlen:

 $CO_2 \longrightarrow CO + 1/2 O_2$ (4.26)

dwie reakcje dysocjacji pary wodnej:

-na wodór i tlen

 $H_{2}O \longrightarrow H_{2} + 1/2 O_{2}$ (4.27)

- na wodór i rodník wodorotlenkowy

reakcja dysocjacji wodoru:

$$1/2 H_2 \longrightarrow H$$
 (4.29)

reakcja dysocjacji tlenu:

$$1/2 \text{ Oz} \longrightarrow 0$$
 (4.30)

reakcja tworzenia tlenku azotu:

$$1/2 N_2 + 1/2 O_2 ---> NO$$
 (4.31)

a w temperaturach powyżej 3000K dysocjacja azotu:

$$1/2 N_2 ---> N$$
 (4.32)

Ponieważ spaliny nie osiągają temperatury wyższej niż 3000K, w dalszych rozważaniach ostatnią reakcję pominięto.

Dla założonego składu spalin należy rozwiązać następujący układ równań [21]: -równania stałych równowagi reakcji chemicznych:

dla równania (4.26)

$$k_{xx} = p^{\circ, 5} = [xCO = (xO_2)^{\circ, 5}] / xCO_2$$
(4.33)

dla równania (4.27)

 $k_{x2=0}^{0.5} = [xH_{2} = (xO_{2})^{0.5}]/xH_{2}O$ (4.34)

dla równania (4.28)

kxa=p^{0.5}*[(xHz)^{0.5}*xOH)/xHz0 (4.35)

$$k_{x4} = p^{0.5} * xH/(xH2)^{0.5}$$
(4.36)
dla równania (4.30)

$$k_{x5} = p^{0.5} * xD/(xO_2)^{0.5}$$
(4.37)
dla równania (4.31)

$$k_{xd} = xND/\Gamma(xN_2)^{0.5} * (xO_2)^{0.5}$$
(4.38)
- równania bilansowe substancji dla pierwiastków: C, H2, O2 oraz
N2, które przyjmują postać:

$$nC^2 = nC^{22} = ns^{22} * (xCD + xCO_2)$$
(4.39)

nHz'=nHz''=ns''*(xHz+xHz0+0.5*x0H+0.5*xH) (4.40)

 $nO_2'=nO_2''=nO_2''=ne^{-1} + (0.5*xCO+xCO_2+xO_2+0.5*xH_2O+0.5*xO+0.5*xNO)$ (4.41)

$$nN_{2}'=nN_{2}''=n_{0}''*(xN_{2}+0.5*xN_{0})$$
(4.42)

- równania sumy udziałów molowych

dla równania (4.29)

$$xC0+xC0_2+x0_2+xH_2+xH_20+x0H+xH+x0+xN0+xN_2=1$$
 (4.43)

W celu ułatwienia zapisu wprowadza się następujące oznaczenia: a=xCO, b=xCO2, c=xO2, d=xH2, e=xH2O, f=xOH, g=xH, h=xO, i=xNO, j=xN2 oraz kxi=ki, gdzie i=1...6.

W ten sposób układ równań przedstawia się następująco:

k₁≖p ^{0.5} eaec ^{0.5} /b	(4,44)
k₂=p ^{0.5} *d*c ^{0.5} /e	(4.45)
ka≃p ^{0.5} ¢f¢d ^{0.3} /e	(4.46)
k∢≃p ^{0.5} ⊕g/d ^{0.5}	(4.47)
ks=p ^{0.5} ⊕h/c ^{0.5}	(4.48)
ka=i/(c ^{0.5} €j ^{0.5})	(4.49)
nC''=ne''*(a+b)	(4.50)
nH''=2«nHz''=ne''*(2«d+2«@+f+g)	(4.51)
nO''=2@nOz''=ne''@(a+2@b+2@c+e+f+h+i)	(4.52)
nN''= 2 *nNz''=na''*(i+2*j)	(4.53)

a+b+c+d+e+f+g+h+i+j=1 (4.54)

Układ równań 4.41...4.54 można rozwiązać jedynie metodą przybliżoną. Poniżej przedstawiono sposób jego rozwiązania (przy opracowaniu algorytmu pozwalającego wyliczyć udziały molowe składników spalin zdysocjowanych wprowadzono następujące pomocnicze zmienne: β=nH''/ne'', k=nC''/nH'', l=nO''/nH'', m=nN''/nH''), gdzie nC'',nD'',nH'',nN'' określają wzory 4.40...4.42 i 4.51...4.53.

W celu wyznaczenia udziałów składników spalin zakłada się wartość "jo" i przyjmuje wartość "do". Oblicza się wtedy kolejno:

- 51 -

```
X = (k_2/d)^2/p
Y = 2* (k+m) + 1+ (k+m+1)*k_2/(d^{0.5}*p^{0.5}) + k_2*k_5/(d*p)
Z = (k+m+1)*k_4*d^{0.5}/p^{0.5} + [2*(k+m)+1]*d-(j+1)
e = [-Y+(Y^2-4*X*Z)^{0.5}]/(2*X)
c = (e*k_2/d)^{0.5}/p
f = e*k_3/(d^{0.5}*p^{0.5})
g = k_4*d^{0.5}/p^{0.5}
h = k_5*c^{0.5}/p^{0.5}
h = k_5*c^{0.5}/p^{0.5}
h = k_5*(j(k+1)(c^{0.5}*p^{0.5})]
b = k*(j(k+1)(c^{0.5}*p^{0.5})]
b = k*(j(k+1)(c^{0.5}*p^{0.5})]
i = k_6*c^{0.5}*j^{0.5}
G = 1*j
S = a + 2*b + 2*c + e + f + h + i
```

i sprawdza, czy: Q-S=0.Jeśli nie, to przyjmuje się nową wartość do i prowadzi obliczenia do stanu, gdy Q-S będzie równe zero lub mniejsze od założonej dokładności. Następnie sprawdza się, czy: a+b+c+d+e+f+q+h+i+j-1=0

Jeśli warunek ten nie jest spełniony, to zmienia się wartość jo i prowadzi się obliczenia, aż powyższe wyrażenie będzie równe zero lub mniejsze od założonej wartości. Gdy to nastąpi, to ostatnio przyjęte wartości jo i do oraz wyliczone a,b,c,,e,f,g,h,i są rozwiązaniem układu.

Danymi wejściowymi w powyższym algorytmie określania składu molowego spalin zdysocjowanych są: ciśnienie pi, stałe równowagi reakcji chemicznych ki – ko oraz wzpółczynniki k,l,m.

Rozdział 5

BADANIE WPŁYWU WARUNKÓW POCZĄTKOWYCH I DANYCH WEJSCOWYCH NA WYNIKI OBLICZEŃ MODELOWYCH

Warunki początkowe niezbędne do obliczeń modelowych procesu spalania w silniku ZI przyjmuje się z pewnych zbiorów wartości mieszczących się w zakresach zdefiniowanych wokół orientacyjnie określonych wartości tych warunków. Ten fakt oraz uproszczenia wprowadzone w niektórych podmodelach sprawiają, że jako wynik obliczeń modelowych można uzyskać znaczne ilości zbiorów rozwiązań. Poszukiwanie właściwego zbioru rozwiązań, w którym analizowane parametry przyjmowałyby wartości nie sprzeczne z fizykochemicznym sensem zjawisk zachodzących w komorze spalania silnika oraz odpowiadałyby zarejestrowanym przebiegom ciśnienia, iest znacznie utrudnione. Konieczne jest sformuławanie pewnych ograniczeń wyników obliczeń, które zapewniłyby ich zgodność z wynikami badań eksperymentalnych.

Wyniki przykładowych obliczeń modelowych przedstawiono na wykresach w postaci zależności wymienionych niżej wielkości od kąta DWK:

- temperatura strefy mieszanki - Tu,

- temperatura strefy spalin Tb,
- stopień wypalenia paliwa x,
- wartości chwilowe ciepła płynącego do ścianek komory spalania dQz,
- całkowite ciepło (suma wartości chwilowych) przekazywane do

ścianek komory - Oz,

 wartości chwilowe ciepła przepływającego od płomienia (frontu spalania) do strefy mieszanki - dū.

Jako obliczeniowy początek spalania przyjmuje się stan, w którym po pojawieniu się iskry uległa spaleniu pewna elementarna porcja mieszanki, tzn. stan, w którym obok mieszanki w cylindrze znajduje się już pewna porcja spalin, a stopień wypalenia ma wartość xo>0.

W modelu dwustrefowym przyjmuje się następujące warunki początkowe:

- kat początku spalania $\phi_{\rm P}$,
- wartość początkowa stopnia wypalenia paliwa xo,
- wartość początkowa temperatury strefy mieszanki Tuo,
- wartość początkową strefy spalin Too.

W trakcie prowadzonych obliczeń modelowych wprowadzono pewne ograniczenia wartości wielkości kontrolowanych:

- temperatura strefy mieszanki nie powinna przekroczyć wartości 1050 K w przypadku, gdy wykres indykatorowy nie wykazuje spalania detonacyjnego (ograniczenie poprzez wartość temperatury samozapłonu mieszanki), w niektórych przypadkach podwyższono wartość ograniczenia do 1200 K w celu zaobserwowania przebiegu wartości innych kontrolowanych parametrów,
- temperaturę strefy spalin ograniczono "od góry" wartością 3000 K,
- wartości stopnia wypalenia paliwa powinny zawierać się w przedziale xoć x <1, gdzie xo>0, zaś zależność stopnia wypalenia x od kąta OWK powinna być funkcją rosnącą,
- wartości elementarnych porcji ciepła dQz przekazywanego do ścianek komory, jak również ich suma Qz=ΣdQz powinny być nie mniejsze od zera dQz≥O,
- strumień ciepła przepływający od frontu płomienia do strefy mieszanki powinien być nie mniejszy od zera dQ≥0, strumień ten określa się za pomocą równania:

 $dD = dIu-dIb = \{ [Wu+cpu(Tu)*Tu-cpu(Tot)*Tot] + - [Wb dys+cpb(Tb)*Tb-cpb(Tot)*Tot] \}*G*dx$ (5.1)

Zbiór rozwiązań spełniających warunki (bez ostatniego) jest zbyt liczny i dlatego wprowadzenie nowego warunku pozwala uściślić obszar poszukiwanych rozwiązań.

W kolejnych podrozdziałach przedstawiono wpł yw wartości poszczególnych warunków początkowych na przebiegi parametrów termodynamicznych czynnika roboczego. Ponadto przeanalizowano wpł yw wartości opałowej mieszanki, współczynnika przejmowania ciepła oraz podmodelu wymiany ciepła między czynnikiem roboczym a ściankami komory spalania na wyżej wspomniane parametry termodynamiczne. Dla porównania dokonano obliczeń dla tych samych warunków początkowych hez i z dysocjacją. Porównano również zbieżność wyników obliczeń w zależności od kroku oraz metody rozwiązywania równań różniczkowych.

5.1. Wpływ wartości początkowej temperatury strefy spalonej Tbo

Do oceny wpływu wartości początkowej temperatury Tbo strefy spalin wyznaczono przebiegi wielkości Tu, Tb, x, dQ, dQz, Qz w funkcji kąta OWK. Wyniki obliczeń przedstawiono na wykresach (rys. 5.1.1 – 5.1.6) dla dziesięciu wartości Tbo=2220-2400 K, tak dobranych, by ilustrowały wszystkie możliwe do uzyskania charaktery krzywych. Ponadto po wstępnych próbach do obliczeń przyjęto fup=-18° OWK oraz Tuo=590 K. Analizując przedstawione wykresy można stwierdzić bardzo silny wpływ początkowej wartości Tbo na przebieg temperatury mieszanki Tu, temperatury spalin Tb oraz ciepła dQ przepływającego z frontu spalania do mieszanki. Obserwuje się mały wpływ Tbo na stopień wypalenia x oraz na ciepło dQz i Qz płynące do ścianek komory spalania.

Aby właściwie dobrać wartość początkową temperatury Too

- 55 -

strefy spalin, należy analizować jej wpływ na przebiegi wszystkich wymienionych wyżej wielkości. Jednakże w czasie badań okazało się, że wpływ ten jest najsilniejszy na wartość wielkości Tu i d0,dlatego analizę ograniczono w tym przypadku tylko do tych dwóch wielkiści. Ponieważ wcześniej sformułowano ograniczenia wartości tych wielkości do Tu≤1050 K i dQ≥0 to z warunku Tu≤1050 K wynika, że Tbo≥2267 K, a z warunku dQ≥0 wynika, ze Tbo≤2267 K i w ten spoób z dokładnością do 1 K została określona wartość Tbo.

5.2. Wpływ początkowej temperatury mieszanki Tuo

W celu przedstawienia wpływu temperatury początkowej strefy mieszanki na poszczególne parametry termodynamiczne, tak jak w poprzednim podrozdziałe, przeprowadzono obliczenia ze zmiennym krokiem dla dziesięciu temperatur zmieniających się w przedziałe Tuo=540 - 650 K. Obliczeń dokonano dla takich samych warunków początkowych, jak w punkcie 5.1., przy czym przyjęto Tbo=2267 K. Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunkach 5.2.1 - 5.2.4.

Otrzymane wykresy Tu można rozgraniczyć wykresem Tuo=590 K, którego przebieg należy uznać za najwłaściwszy, przyjmując za kryterium następujące warunki Tu<1050 K, dQ>0 i Teo=2267 K. Dla coraz niższych wartości Tuo wykresy Tu obniżają się oraz ulegają załamaniu. Ze zmniejszaniem się Tuo maksima Tu osiągają mniejsze wartości i wypadają wcześniej. Wykresy dQ (rys.5.2.2) dla malejącej Tuo przebiegają coraz niżej przyjmując po przekroczeniu Tuo=590 K wartości ujemne.

Wykresy Tb rys.5.2.3. zaczynają się w punkcie Tbo i przebiegają dla zmieniającej się Tuo prawie równolegle. Wzrost Tuo powoduje obniżenie wykresu Tb.Maksymalna wartość osiągana jest dla kąta DWK 12°. Dla Tuo=590 K wykres Tb osiąga maksimum wynoszące Tbmox=2723 K.

Wykresy x dla różnych Tuo przebiegają równolegle, wzrost

- 56 -

temperatury Tuo powoduje wcześniejsze wypalenie się paliwa (wykres 5.2.4). Ponieważ zmiana Tuo nie wpływa istotnie na wartości dQz i Qz, wyników ich nie przedstawiano.

5.3. Wpływ czasu indukcji

Obliczenia prowadzono przy takich samych warunkach, jak w rozdziałach poprzednich Tuo=590 K Too=2267 K, zmieniając okres indukcji co 1°OWK w przedziale /p=~20...-16° OWK. Wyniki obliczeń przedstawiają rys. 5.3.1. i 5.3.2., z wykresów x, d0z, Tb, Oz zrezygnowano, gdyż ich wartości są zbliżone do wartości otrzymanych w pkt. 5.1. i 5.2. i nie wnoszą istotnych informacji. Z wykresu 5.3.1. wynika, że mimo nałożonych ograniczeń możliwe do zaakceptowania są krzywe odpowiadające 🖣 otszym czasom indukcji, np. $\phi_{P} = -19^{\circ}$ DWK. Natomiast analiza rys. 5.3.2. wzkazuję, że wykresy funkcji d0 dla wydłużającego się okresu indukcji są położone coraz wyżej, świadcząc o intensywniejszej wtedy wymianie ciepła pomiędzy strefami, jednak czasy krótsze od $\phi_{\rm P}$ =~18 $^\circ$ DWK nie powinny wchodzić do rozważań. Zostaje wiec bardzo waski obszar umożliwiający wyznaczenie zakresu zmian czasu indukcji.

5.4. Wpływ wartości opałowej mieszanki

Wartość opałową paliwa określa się ze wzorów przybliżonych zakładając, że jest ona sumą iloczynu wartości opałowych poszczególnych pierwiastków przez ich udziały. Dodatkowy błąd w obliczeniu wartości opałowej paliwa wprowadza przyjęcie elementarnego składu paliwa. Dlatego badania wpływu zmian wartości opałowej w granicach -2% do +2% wartości określonej dla danych wejściowych jest uzasadnione. Wyniki obliczeń przedstawiają rysunki 5.4.1 - 5.4.4.

Wzrost wartości opałowej mieszanki powoduje zmiany w przebiegach temperatury Tu oraz strumienia ciepła dQ, tak jak obbiżanie się temperatury Teo. Analiza rysunku 5.4.1 świadczy o możliwej do przyjęcia mniejszej wartości opałowej nawet do 2%. Nakomiast analiza rysunku 5.4.2 wyklucza ten wariant. Wykresy temperatury Te rys. 5.4.3 oraz stopnia wypalenia mieszanki X (rys. 5.4.4) w początkowej fazie przebiegają identycznie, a następnie rozchodzą się nieznacznie. Wzrost wartości opałowej powoduje wzrost Te oraz obniżenie x. Zmiana wartości opałowej nie wpływa zauważalnie na dOz i Oz, dlatego w opracowaniu nie przedstawiono tych zależności.

5.5. Wpływ współczynnika przejmowania ciepła

obliczenia Przeprowadzono dla czterech współczynników przez Woschniego, przejmowania ciepła wyznaczonych Hohenberga, Eihelberga i Świątka. Wyniki obliczeń przedstawiają rvsunki 5.5.1. - 5.5.6.Analizując przedstawione wykresy opracowane dla poszczególnych współczynników wnikania ciepła widać, że współczynniki a mają bardzo duży wpływ na przebieg parametrów termodynamicznych czynnika. Poszukiwania warunków poczatkowych. dla których przebiegi parametrów termodynamicznych spełniałyby ograniczenia opisane w poprzednich rozdziałach, należy rozpocząć właściwego wyboru podmodelu przejmowania od ciepła. bowiem on najsilniej wpływa na wyniki końcowe. Ζ zaoadnieniem tym zwiazany jest również sposób określania ciepła przejmowanego przez ścianki komory, omówiony w nastepnym rozdziale.

5.6. Wpływ podmodelu wymiany ciepła

W celu podkreślenia wpływu podmodelu wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym a ściankami komory spalania, porównano dwa sposoby prowadzenia obliczeń. Pierwszy z nich (opisany w rozdziałe 2) we wzorze określającym dGz wykorzystuje średnią temperaturę czynnika roboczego wg wzorów znanych z literatury [8,82]:

ilość ciepła traconego z każdej ze stref określają tak, jak poprzednio równania:

$$d\Omega_{zu} = [V_u/V_v] * d\Omega_z \quad \text{oraz} \quad d\Omega_{zv} = [V_v/V_v] * d\Omega_z \quad (5.4)$$

Podejście drugie zakłada, że w wyrażeniu na d0z podstawia się nie średnią temperaturę czynnika roboczego Tg, a odpowiednio Tu 👘 i To. Metoda ta sprowadza się więc do obliczenia ilości ciepła przejętego przez ścianki komory spalania przy założeniu, że wypełniona w całości raz przez mieszanke iest ona o temperaturze Tu, a raz przez spaliny o temperaturze Tb. Oczywiście ilość ciepła traconego z każdej ze stref wyznaczona 5.4. przy czym całkowita ilość ciepła jest wo równań traconego do ścianek komory spalania jest tak jak poprzednio sumą dOzu i dOzb. Wyniki obliczeń przedstawiają rysunki 5.6.1 - 5.6.6.

Różnice występujące w omawianych metodach widać wyraźnie na wszystkich wykresach. Jednak najwyraźniej wpływ analizowanego podmodelu można zaobserwować na wykresie zbiorczym dOz, dOzu, dOzb dla obu metod (rys.5.6.5 i 5.6.6). Widać z niego, że dla drugiego podmodelu (wykorzystującego temperatury Tu iTb) ilość ciepła traconego ze strefy mieszanki jest ponad trzykrotnie mniejsza w stosunku do ilości ciepła obliczonego wg podmodelu pierwszego. Fakt zmniejszonego odpływu ciepła ze strefy mieszanki odpowiada faktycznie występującej w tej strefie temperaturze Tu. W początkowej fazie spalania temperatura strefy mieszanki jest mniejsza od średniej temperatury głowicy, co powoduje, że wartość strumienie dūzu przyjmuje ujemne wartości; w metodzie drugiej ciepło przepływa od głowicy do czynnika roboczego. Z kolei wartości strumienia dūzt w metodzie drugiej przebiegają wyżej niż w metodzie pierwszej. Analogicznie zachowuje się całkowity strumień dūz. Wyższe wartości strumienia dūzt w metodzie drugiej są zbieżne z obniżeniem temperatury strefy spalin – – większe straty ciepła z tej strefy. Podobne uwagi można sformułować dla całkowitego ciepła przejętego przez ścianki komory spalania Oz, Ozo, Ozo (wynika to z warunku: Oz = ΣdOz).

5.7. Wpływ dysocjacji termicznej

W przykładzie tym porównano wyniki obliczeń parametrów termodynamicznych czynnika roboczego wg modelu dwustrefowego bez uwzględniania i z uwzględnieniem zjawiska dysocjacji termicznej. Wyniki te przedstawiono na rysunkach 5.7.1 - 5.7.6.

Jako warunek Too wprowadzono temperaturę powstałą z obniżenia Too=2267 K z tytułu uwzględnienia zjawiska dysocjacji uzyskując Thodys = 2212 K. Temperatura Tu (rys.5.7.1) wyznaczana z uwzględnieniem dysocjacji początkowo przebiega tak samo,przy 5°0WK przed ZZP zaczyna się oddałać, a następnie po osiągnięciu maksimum gwałtownie spada, osiągając temperaturę Tuo około 10°OWK po ZZP. Podobnie zachowuje się strumień ciepła dQ (rys.5.7.2), który po przekroczeniu 5°0WK przed ZZP zmiania znak na ujemny i szybko spada w dół. W związku z nałożonymi ograniczeniami w miejscu tym zostały przerwane obliczenia. Temperatura Todys (rvs.5.7.3) przebiega poniżej T6. W poczatkowej fazie przebiea jej jest równoległy do temperatury Tb, a po przekroczeniu ZZP nieznacznie odbiega w dół. wypalenia Wykres stopnia mieszanki xdys (rys.5.7.4). początkowo przebiega poniżej wykresu x. Dla 3° OWK przed ZZP opisywane wykresy przecinają się i xdys przebiega ponad x. Przebiegi dGzdye (rys.5.7.5) oraz Gzdye niewiele się różnią na

omawianym odcinku od dQz oraz Qz.W przykładzie przedstawiono wpływ dysocjacji na przebiegi parametrów termodynamicznych dla takich warunków początkowych, dla których były prawidłowe przebiegi nie uwzględniające dysocjacji. Wykresy uwzględniające dysocjację dla tych warunków początkowych osiągały graniczne wartości (Tu<Tuo, dQ<0) dla $\phi < \phi_{konc}$.

W celu wyznaczania prawidłowych przebiegów parametrów termodynamicznych dla modelu uwzględniającego dysocjację należy znaleść inne warunki początkowe. Wobec tego stwierdzić należy, że porównanie modelu bez i z dysocjacją dla tych samych warunków początkowych jest niemożliwe. Bowiem zmiany spowodowane dysocjacją są tak samo silne, jak skutki stosowania różnych podmodeli przejmowania ciepła przez ścianki komory spalania. Natomiast bardzo czuły model uniemożliwia dokonanie porównania wyników bez zmiany warunków początkowych.

5.8. Wpływ metody oraz kroku rozwiązywania równań różniczkowych

W celu wyznaczenia wpływu metody rozwiązywania równań różniczkowych oraz wielkości kroku przyjętego do obliczeń przeprowadzono porównanie dwóch metod rozwiązywania równań metody Adamsa-Bashfortha oraz Rungego-Kutty różniczkowych. 4 rzędu. Dokonano także obliczeń według każdej z tych metod przy różnych krokach obliczeniowych: 0.5°, 1° i 3° OWK (rys.5.8.1 i 5.8.2). Analizując wyniki obliczeń można stwierdzić, że metoda Rungego-Kutty dla analizowanych kroków oraz metoda Adamsa-Bashfortha dla kroku 0.5° nieznacznie odbiegają od siebie. W metodzie Adamsa-Bashfortha ze zwiększeniem się kroku z 0.5° na 1° i 3°0WK wyniki coraz bardziej odbiegają od metod: R-K oraz A-B krok=0.5°0WK. Można stąd wysunąć następujące wnioski: w analizowanym przedziałe kroku metoda R-K jest mniej czuła na zmianę kroku, jednak jest czterokrotnie dłuższa niż odpowiadająca jej pod względem dokładności otrzymanych wyników metoda A-B

- 61 -

z krokiem 0.5°. Poszukując zatem kompromisu pomiędzy szybkością a dokładnością obliczeń należy zdecydować się na metodę R-K z krokiem 3° lub metodę A-B z krokiem 0.5°. Jednak mając na uwadze analizę wyników w postaci wykresów, lepsza jest metoda A-B z krokiem 0.5°, gdyż uzyskuje się większą liczbę punktów do rysowania wykresów, uzyskując w ten sposób gładki jego przebieg. Dla przykładu można podać, że obliczenie 50 kroków dla metody Adamsa-Bashfortha zajmuje około 30 sek bez dysocjacji i około 12 min z dysocjacją przy dokładności obliczania udziałów molowych składników spalin 0.001.

Rozdział 6

PODSUNOWANIE I WNIOSKI

W pracy została przedstawiona oryginalna metoda teoretycznodoświadczalna umożliwiająca opracowanie bardzo czułego modelu symulującego proces spalania przebiegający w silniku spalinowym o zapłonie iskrowym. W metodzie tej, w porównaniu ze 👘 znanymi modelami, wprowadzono dodatkowe założenia o nieadiabatyczności porównaniu z przebiegiem ciśninia płomienia. **które** lei. doświadczalnie zarejestrowanego wykresu indykatorowego umożliwiło stworzenie narzędzia służącego do dość dokładnego ilościowego jakościowego opisu parametrów termodynamicznych czynnika i. roboczego.

Do oryginalnych osiągnięć w pracy należy zaliczyć w szczególności:

- stworzenie kryterium umożliwiającego ograniczenie ilości otrzymywanych rozwiązań,
- wprowadzenie do równań bilansowych ciepła przepływającego pomiędzy strefami,
- opacowanie ogólnej formuły umożliwiającej wyznaczenie wartości parametrów czynnika roboczego,
- wyprowadzenie równań umożliwiających wyznaczenie przyrostów temperatur w poszczególnych strefach,
- opracowanie algorytmu obliczeń i stworzenie programu komputerowego umożliwiającego symulację procesu spalania przebiegającego w silnikach o ZI,
- opracowanie nowego sposobu obliczania ciepła przechodzącego do

ścianek komory spalania,

- opracowanie metody umożliwiającej wyznaczenie przybliżonej poczatkowej temperatury strefy spalania,
- stworzenie podstaw do formułowania modeli n-strefowych oraz ukazanie możliwości ich dalszej rozbudowy,
- wykonanie badań eksperymentalnych i zgromadzenie banku danych.

Opracowany model cechujący się dużą wiarygodnością powiniem dyskusję nad celowością rozwijania modeli strefowych. ożywić W pracy przedstawiono naukowo-poznawcze możliwości wykorzystania modelu do numerycznego przewidywania wpływu warunków brzegowych oraz sposobu definiowania niektórych zjawisk przebiegających w komorze spalania na wyniki obliczeń parametrów termodynamicznych czynnika roboczego. Uzyskane wyniki powinny stymulować rozwój tych modeli w kierunku uwzględniania kolejnych zjawisk, a następnie w budowywaniu ich do modelu wiodącego w postaci kolejnych podmodeli. Pamietać trzeba przy tym, że o dokładności całego modelu decyduje podmodel najmniej dokładny lub jego brak. Można przewidywać że w najbliższej kolejności zostaną sformułowane modele uwzględniające jako kolejne strefy: płomień. ogniska samozapłonu, warstwy przygraniczne występujące zarówno w strefie spalin, jak i mieszanki, a niezależnie od ilości powstających fenomenologicznie stref zostaną sformułowane podmodele precyzujące coraz dokładniej kolejne zjawiska, jak: okres indukcji, turbulencję, geometrię frontu płomienia, przechodzenie ciepła z płomienia do strefy spalin itd., przez co bliższe stanie się stworzenie modelu kompletnego.

LITERATURA

- Abraham J., Bracco F.W.: Comparisons of Computed and Measured Remixed Charge Engine Combustion. Combustion and Flame 60, 1995.
- Ahmadi-Befrui B., Brandstatter W., Pitcher G., Troger CH., Wigley G.: Simulationsmodell zur Berechnung der Luftbewegung in Zylindern von Verbrennungsmotoren. MTZ 10,1990.
- 3. Alkidas A.: Heat Transfer Characteristics of Spark-Ignition Engine. Journal of Heat Transfer, 5,1980.
- 4. Alkidas A., Myers J.P.: Transient Heat-Flux Measurements in the Combustion Chamber of a Spark-Ignition Engine. Journal of Heat Transfer, 2,1982.
- 5. Ambrozik A.: Klasyfikacja empirycznych zależności określających współczynnik przejmowania ciepła w tłokowych silnikach spalinowych. Silniki Spalinowe, nr 4, 1987.
- 6. Ambrozik A., Sobociński R.: Analiza procesu spalania tłokowego silnika spalinowego na podstawie wykresu indykatorowego. Prace Instytutu Transp. Pol. Warsz., z.21,1983.
- 7. Ambrozik A., Sobociński R., Sztechman T.: Algorytm analizy wykresu indykatorowego silnika spalinowego. Prace Instytutu Transp. Pol. Warsz., z.21,1983.
- 8. Asanuma T., Yakgi S.: Simulation of Thermodynamic Cycle of Three-Valve Stratyfied Charge Engine. SAE Paper No. 780319.
- 9. Bassoli C., Bragini G., Bodritti G., Cornetti G.M.: Two-Dimensional Combustion Chamber Analysis of Direct Injection Diesel. SAE 840228.

- Bedran E.C., Beretta G.P.: General Thermodynamic Analysis for Engine Combustion modeling. SAE 850205.
- Bergeude M., Putter R.: Ermittlung der Ladungsbewegung in Motorishen Brennräumen durch Messung Instationärer Oberflächentemperatur Verlaufe. MTZ 12,1986.
- 12. Bernhardt M.: Silniki samochodowe. Warszawa 1988.
- 13. Bloss W., Herveg R., Ziegler G.: Untersuchung der Flammenkern-bildung im Ottomotor. MTZ 5,1990
- 14. Blumberg P.N.: The Applicability of Combustion Modeling and Diagnostic-Observations, Issues and Outlook. SAE 850397.
- 15. Boulonchos K., Hannoschock N.: Der Warmetransport zwischen Arbeitsmedium und Brennraumwand. MTZ 9,1986.
- Boulouchos K., Papadopoulos S.: Zur Modellbildung des motorischen Verbrennungsablaufes. MTZ 1,1984.
- Brandstatter W., Killmann I.: Computersimulation der Strömung, Gemischbildung und Verbrennung in Motoren. MTZ 5,1988.
- 18. Brzezański M.: Dwupaliwowe zasilanie silnika z zapłonem iskrowym w aspekcie oszczędności ciekłych paliw węglowodorowych. Praca doktorska, Kraków 1985.
- 19. Brzeziński Z., Brzózka G., Kosiński J.: Ocena błędu systematycznego w przemysłowych badaniach silników spalinowych. Silniki Spalinowe, nr 3,1971.
- 20. Bulaty T.: Beitrag zur Berechnung des Warmeuberganges insbesondere in Längesgespulten, Länghubigen Dieselmotoren. MTZ 2,1985.
- 21. Całus H.: Podstawy obliczeń chemicznych. WNT, Warszawa 1978.
- 22. Chowach A.: Obliczanie silników spalinowych. Moskwa 1977.
- 23. Diwakar R.: Assessment of the Ability of a Multidimensional Computer Code to Model Combustion in a Homogeneous - Charge Engine, SAE 840230.
- 24. Eichlseder H.: Warmeubergang und Bauteilbeanspruchung bei Zweitakt-Ottomotoren. MTZ 4,1990.
- 25. Eilts P.: Zur Baugroßenabhangigkeit der Wandwarmeverluste von Verbrennungsmotoren. MTZ 7-8,1990.

- Fischer H., Melcher T.: Mehrdimensionale Verbrenungsrechnungein Werkzeug für die Brennraumentwicklung. MTZ 4,1989.
- Fortuna Z., Macukow B., Wasowski J.: Metody numeryczne.
 WNT, Warszawa 1982.
- 28. Golec K.: Graniczna prędkość rozruchu silnika spalinowego ZS.
 III Konferencja Naukowo-Techniczna Autoprogres 88.
 Jadwisin 1988.
- Broth K., Thiemann W.: Beitrag zur Brennraumisolierung bei Viertaktdieselmotoren. MTZ 5,1983.
- 30. Hiroyas H., Kadota T.: Computer Simulation for Cambustion and Exhaust Emmision in Spark Ignition Engine Combustion. SAE Paper No. 770647.
- 31. Heywood J.B., Higgins J.M., Watts P.A.: Development and Use of a Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and NDx Emmisions. SAE 790291.
- 32. Hohenberg G.F.: Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations. SAE Paper No. 790825.
- 33. Karim G.A., Al-Alousi Y., Anson W.: Consideration of Ignition Lay and Combustion Time in a Spark Ignition Engine Using a Data Acquisition System. SAE Paper No. 820758, 7pp.
- 34. Kempiński B., Rife J.: Knock in Spark Ignition Engines. SAE Paper No.810147.
- 35. Klell M., Wimmer A.: Oberflächentemperaturraufnehmer mit Platin-Meßwiderständen zur Bestimmung des instationären Wandwärmeuberganges. MTZ 78,1950.
- 36. Kosei Andoh, Kenchin Yonemochi, Hiroki Kawajivi i inni: Combustion Characteristics of Various Alternative Fuels in SI Engine. SAE 811384.
- Kripowicz A.: Metody numeryczne zagadnień początkowych równań różniczkowych zwyczajnych. PWN, Warszawa 1986.
- 38. Korn L.: Matematyka dla inżynierów. PWN, Warszawa 1979.
- 39. Kowalewicz A.: Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych. WKŁ, Warszawa 1986.

- 67 -

- 40. Kowalewicz A.: Tworzenie mieszanki i spalanie mieszanki w silnikach o zapłonie iskrowym. WKŁ, Warszawa 1984.
- 41. Lakshminarayanan P.A., Dent J.C.: Generalised Procedure for Flame and Combustion Chamber Surface Determination in SI Engines. SAE Paper No. 821223.
- 42. Mačkowski J.: Obliczenia cieplne silników spalinowych zasilanych paliwami alternatywnymi jedno i wieloskładnikowymi. Skrypt Pol. Śl. nr 1467, Gliwice 1989.
- 43. Maćkowski J., Gardulski J., Wilk A.: Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg ciśnienia w cylindrze silnika i poziom drgań akustycznych. "Technika Motoryzacyjna" nr 3,1978.
- 44. Mačkowski J., Gardulski J., Wilk A.: Ocena jakości procesu spalania metodami wibro-akustycznymi.Podstawy budowy silników spalinowych. Praca zbiorowa PAN pod redakcja Stanisława Starucha. WKiŁ, Warszawa 1978.
- 45. Maćkowski J., Gardulski J.: Próba wykorzystania metod wibro-akustycznych do diagnostycznej oceny procesu spalania. IV Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Szczyrk 1978.
- 46. Maćkowski J.: Ocena stanu technicznego silnika na podstawie sygnału wibroakustycznego. Sympozjum AGH pt.Wpływ wibracji na otoczenie. Kraków 1983.
- Maćkowski J.: Ocena dynamiki procesu spalania metodami wibroakustycznymi. Praca doktorska. Kraków 1982.
- Maćkowski J.: Obiegi czterosuwowych silników o zapłonie iskrowym. Skrypt Pol. Śl., Gliwice 1987.
- Maćkowski J.: Wpływ czynników eksploatacyjnych na zużycie paliw silnikowych. Skrypt Pol. Śl., Gliwice 1990.
- 50. Maćkowski J., Filipczyk J.: Termodynamiczna analiza spalania mieszanek metanolowych. IV Konferencja Naukowa Instytutu Transportu Pol. Warszawskiej, Warszawa-Jadwisin 1985.
- 51. Maćkowski J., Wilk K.: Obliczanie temperatury czynnika roboczego w modelu dwustrefowym. Sympozjum MOTORCOMPUT'89. Jadwisin 1989.

- 52. Maćkowski J., Wilk K.: Modelowanie procesu spalania przebiegającego w silnikach zasilanych gazem. II Konferencja Naukowa "Silniki Gazowe". Czestochowa-Kokotek 1989.
- 53. Maćkowski J., Wilk K.: Wpływ sposobu obliczania ciepła przejmowanego przez ścianki na przebieg temperatury czynnika roboczego. KONES'89, Polanica 1989.
- 54. Maćkowski J.: Analityczne metody wyznacczania temperatury samozapłonu. KONMOT'89, Kraków 1990.
- 55. Mačkowski J., Wilk K.: Wykorzystanie dwustrefowego modelu procesu spalania do symulacji przebiegu chwilowych temperatur. KOS'90. Kraków 1990.
- 56. Maćkowski J., Wilk K.: Określanie ciepła przepływającego pomiędzy strefami w modelu dwustrefowym. KOS'90. Kraków 1990.
- 57. Maćkowski J., Wilk K., Jawidowicz P.: Sformułowanie quasiwymiarowego modelu procesu spalania w silniku o zapłonie iskrowym. KONES'89. Polanica 1989.
- 58. Maćkowski J., Wilk K.: Niektóre problemy modelowania procesu spalania w silniku o zapłonie iskrowym. XIV Zjazd Termodynamików AGH, Kraków 1990.
- 59. Maćkowski J., Wilk K.: Modelowanie procesu spalania w silniku o ZI. Skrypt Pol. Śl., Gliwice 1991.
- 60. Mačkowski J., Reiman M., Syndyka B., Filipczyk J.: Szybkość przejmowania ciepła przez czynnik roboczy w funkcji kąta OWK jako jedno z kryteriów oceny procesu spalania w silniku o zapłonie iskrowym. ZN Pol. Śl. Transport nr 6, Gliwice 1985.
- Maćkowski J., Flekiewicz M.: Wpływ sposobu eksploatacji na zużycie paliwa przez pojazdy samochodowe. ZN Pol. Śl., Transport nr 6, Gliwice 1988.
- 62. Mačkowski J.: Określenie ilości składników spalin podczas spalania mieszanek bogatych. ZN Pol.Śl., Transport nr 6, Gliwice 1988.

- 63. Maćkowski J., Wilk K.: Wyznaczanie chwilowej energii wewnętrznej substancji znajdującej się w cylindrze. ZN Pol. Śl., Transport nr 11, Gliwice 1991.
- 64. Maćkowski J., Wilk K.: Wyznaczenie chwiowych temperatur substancji znajdującej się w cylindrze silnika spalinowego. ZN Pol. Śl., Transport n 11, Gliwice 1991.
- 65. Mačkowski J., Wilk K., Jawidowicz P.: Zerowymiarowy dwustrefowy model procesu spalania uwzględnijący przepływ ciepła od frontu płomienia do strefy niespalonej. ZN Pol. Śl., Transport nr 11, Gliwice 1991.
- 66. Maćkowski J., Wilk K.: Wyznaczanie parametrów termodynamicznych czynnika roboczego znajdującego sią w komorze spalania silnika spalinowego. ZN Pol. Śl., Transport nr 11, Gliwice 1991.
- 67. Maćkowski J., Wilk K.: Termodynamiczna analiza procesu spalania przebiegającego w silniku spalinowym. ZN Pol. Śl., Transport nr 11, Gliwice 1991.
- 68. Maćkowski J.: Ocena chwilowej wartości ciepła przejętego przez ścianki komory spalania silnika spalinowego.ZN Pol. Śl., Transport nr 11, Gliwice 1991.
- 69. Maćkowski J.: Wpływ warunków eksploatacji na wielkość strumienia ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania. ZN Pol. Śl., Transport nr 12, Gliwice 1991.
- 70. Maćkowski J.: Wyznaczanie ciepła przejętego przez ścianki silnika spalinowego w zerowymiarowym modelu procesu spalania. Silniki Spalinowe nr 3,1990.
- 71. Maćkowski J., Wilk K.: Matematyczny model dysocjacji termicznej występującej w czasie spalania przebiegającego w silniku spalinowym. ZN Pol. Śl., Transport nr 17, Gliwice 1991.
- 72. Maćkowski J., Wilk K.: Wpływ dysocjacji na przebieg chwilowych temperatur występujących podczas spalania paliwa. ZN Pol. \$1., Transport nr 17, 5liwice 1991.

- Maćkowski J.: Ocena możliwości optymalizacji procesu spalania metodami symulacji komputerowej. Silniki Spalinowe nr 4,1990.
- 74. Maćkowski J.: Ocena przydatności modelowania procesu spalania do optymalizacji wymagań stawianych silnikom spalinowym. Auto-Technika Motorazycyjna nr 4,1991.
- 75. Maćkowski J., Szopa R.: Analiza metod aproksymyjących dyskretnie zarejestrowany przebieg ciśnienia indykatorowego. Silniki Spalinowe nr 4,1991.
- 76. Maćkowski J., Szopa R.: Przegląd metod służących do wygładzania skokowo zarejestrowanych wartości przebiegu ciśnienia. ZN Pol. Śl., Transport nr 17, Gliwice 1991.
- 77. Maćkowski J., Szopa R.: Numeryczne wyznaczanie przebiegu ciśnienia spalania. ZN Pol. Śl., Transport nr 17, Gliwice 1991.
- 78. Martin M., Heywood J.B.: Approximate Relations for the Thermodynamic Properties of Hydrocarbon Air Combustion Products. Combustion Science and Tehnology vol.15 1977.
- Muller H., Almstadt K.: Die Entflammungsphase im Ottomotor Beeinflussung durch Restgasanteil Stromung, Temperatur und Dichte des Gemisches. MTZ 7/8,1985.
- 80. Petela R.: Przepływ ciepła. PWN Warszawa, 1986.
- 81. Pohlmam H.: Berechung der ortlichen und zeitlichen Verteilung der Warmestromdichte im Kolbenmotor. MTZ 2,1989.
- 82. Prescher K.: Zwei-Zonen-Rechnenmodell für die Verbrennung im Ottomotor unter Berücksichtigung der Gasdissoziation. ATZ 2,1983.
- 83. Pundiv B.P., Zvonov V.A., Gupta C.P.: Effect of Charge Non-Homogeneity on Cycle-by-Cycle Variations in Combustion in SI Engines. SAE 810774.
- 84. Ramos J.I., Humphrey J.A.C.: Numercal Prediction of Axisymmetric Laminar and Turbulent Flows in Motored, Reciprocating Internal Combustion Engines. SAE 790356.
- 85. Reinsch C.H.: Numerish Matematik 10,1967.
- 86. Roznievic K.: Tablice cieplne z wykresami. WTN Warszawa, 1986.

- 87. Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne procesów spalania w silnikach tłokowych. Auto-Technika Motorazycyjna nr 3,1991.
- 88. Rychter T.: Wprowadzenie do zagadnień matematycznego modelowania roboczego cyklu silnika tłokowego o zapłonie iskrowym. Sympozjum MOTORKOMPUT'89, Jadwisin 1989.
- 89. Rychter T., Teodorczyk A.: Economy and ND Emission Potential of an SI Variable R/L Engine. SAE Paper No.850207.
- 90. SchapertonsH., Lee W.: Multidimensional Modeling of Knocking Combustion in SI Engines. SAE 850502.
- 91. Schwarcbauer G., Gruden D.: Brennraumtemperatur und Warmefreisetzung im Verbrennungsmotor. MTZ 2,1971.
- 92. Strehlow R.: Fundamentals of Combustino. Robert E. Krieger Publising Company Malabar, Florida.
- 93. Szargut J.: Tremodynamika techniczna. Skrypt Pol. Śl., nr 183, Gliwice 1968.
- 94. Starkman E., Muzio L., Caretto L.: The Effekt of Temperature Variations in the Engine Combustion Chamber Formation SAE 710158.
- 95. Świątek A.: Modelowanie temperatury tulei cylindrowej silnika spalinowego. Praca doktorska, Gliwice 1981.
- 96. Świątek A.: Sprawozdanie z badań temperatury silnika PF 126. OBR FSM Bielsko-Biała 1981.
- 97. Tabaczyński R.J., Ferguson C.R.: A Turbulent Entrainment Model for Spark Ignition Engine Combustion. SAE Paper No. 770647.
- 98. Tabaczyński R.J., Nowak J.M., Hires S.D.: The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervalvs for a Homogenenous Charge. SI Engine. SAE 780232.
- 99. Tatarkiewicz J., Witkowski A.: 20 numerycznych programów w języku BASIC. NOT - SIGMA, Warszawa 1987.
- 100.Wannemacher H., Muller W.: Numerische Modelle zur Berechnung des Brennverlaufs in Vorkammer-Dieselmotoren. MTZ, 6,1986.
- 101.Watts P., Heywood J.B.; Simulation Studies of the Effects of Turbocharging and Reduced Heat Transfer on Spark-Ignition Engine Operation. SAE 800289.
- 102.Werner J., Wajand J.A.: Silnlki spalinowe małej i średniej mocy. WNT, Warszawa 1983.
- 103.Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników tłokowych. WKŁ, Warszawa 1972.
- 104.Wiśniewski S.: Podstawy termodynamiki silników spalinowych. WNT, Warszawa 1963.
- 105.Woschni G., Fieger J.: Experimentale Untersuchungen zum Warmeubergang bei Normaler und Klopfender Verbrennung in Ottomotor. MTZ, 2,1982.
- 106.Zwada J.: Calculation of Toxic Components amount Produced in Otto Engine Wchile Driving The European Cycle, Fuel end Combustion in Otto Engines. Papers Kragujewac, 1985.
- 107.Mačkowski J., Wilk K.: Sposoby wyznaczania przyrostu temperatury mieszanki i spalin w dwustrefowym modelu procesu spalania. ZN Pol. Śl., Transport. nr 17 Gliwice 1991.
- 108.Mackowski J., Wilk K.: The Effect of the Mixture and Flame Front Initial Temperature on the Heat Amount Flowing Between Zones in The Combustion Engine. 12th International Symposium on Combustion Processes. September 16-19, Bielsko-Biała 1991.
- 109.Mackowski J., Wilk K.: The Effect of Heat Transfer From the Flame Front to the Mixture Upon NOx Formation in the Combustion Engine. First International Conference On Combustion Technologies for a Clean Environment (maszynopis).

SYMULACJA PROCESU SPALANIA W SILNIKU O ZAPŁONIE ISKROWYM ZA POMOCA MODELU STREFOWEGO

STRESZCZENI E

W ostatnich latach sformułowano szereg modeli symulujących proces spalania oraz zbudowano liczne programy komputerowe umożliwiające otrzymywanie wyników opisujących skutki wprowadzanych zmian. Jednak ciągle jeszcze niedostatecznie poznane procesy fizykochemiczne zachodzące w komorze spalania pracującego silnika zmuszają do dalszych prac w tym kierunku. Wydaje się, że obecnie główną uwagę należy skupić na zwiększeniu dokładności fizykalnego opisu występujących w czasie spalania zjawisk, a następnie na matematycznym ich sformułowaniu i wbudowaniu do modelu wiodacego.

Jednym z modeli, jaki od ponad dwudziestu lat jest wykorzystywany do symulacji procesów zachodzących w komorze spalania pracującego silnika, jest zerowymiarowy model procesu spalania. Model ten, oparty na zależnościach termodynamicznych i kinetyce chemicznych przemian, umożliwia fenomenologiczne opisywanie zjawisk w postaci podmodeli oraz bardzo ułatwia analizę otrzymywanych wyników. W modelu tvm zagadnieniem budzącym najwięcej kontrowersji jest ustalenie masowej szybkości spalania, jako funkcji zależnej od prędkości turbulentnego spalania Aby rzeczywistej geometrii frontu płomienia. ominać i i niedoskonałości tego modelu zaproponowano następujący sposób postępowania. Na podstawie zarejestrowanego przebiegu ciśnienia,

który jak wiadomo, jest wynikiem wszystkich rzeczywistych procesów zachodzących w komorze spalania pracującego silnika, wyzna cza się przebieg wydzielania energii jako skutek wypalania paliwa, a niezależnie od tego jednocześnie rejestrując skład spalin usiłuje się matematycznie formułować modele występujących podczas spalania procesów.

Postępowanie takie, mimo że obarczone jest wieloma założeniami wyzwalania i przekazywania odpowiedzialnymi za prędkość energii, umożliwia sporządzenie chwilowych bilansów eneraii poszczególnych stref, jak również umożliwia dopasowanie do nich odpowiednich podmodeli opisujących takie zjawiska, jak: wymiane powstawanie płomienia, ładunku, tworzenie mieszanki, jadra dysocjację, przepływ ciepła w obrębie komory spalania i przez jej ścianki, przepływ masy czynnika roboczego pod tłok itd. Zjawiska te zapisane w formie podmodeli i połączone w całość z równaniami zachowania energii daja jeden uniwersalny model symulujący proces spalania. Natomiast skutkiem tak poczynionych uproszczeń i założeń jest możliwość otrzymania rozkładu uśrednionych w poszczególnych strefach temperatur, czasu ich trwania oraz, koncentracii, różnych składników biorących udział w przemianie.

W pracy przedstawiono teoretyczno-doświadczalny model, o podwyższonych parametrach,symulujący proces spalania.Zwiększenie czułości modelu osiągnięto przez uwzględnienie w równaniach bilansu energii, przepływającego pomiędzy strefami ciepła.

Następnie skoncentrowano się na ukazaniu naukowo-poznawczych możliwości wykorzystania modelu. Osiągnięto to poprzez numeryczne badanie wpływu wprowadzonych zmian (podczas formułowania podmodeli i wprowadzania warunków wejściowych) na wartość wyników obliczeń.

Za pomocą prezentowanego modelu określono również optymalne wartości poszczególnych parametrów operacyjnych silnika przy ustalonych pozostałych warunkach brzegowych. Model zilustrowano licznymi przykładami.

- 76 -

THE COMBUSTION PROCES SIMULATION IN THE SPARK-IGNITION ENGINE USING A TWO-ZONE MODEL

SUMMARY

In the last few years several models simulating the combustion process have been formulated and many computer programms providing the results which describe the effects of the introduced changes have been elaborated. However still not sufficient knowledge of physico-chemical processes occuring in the combustion chamber of the working engine force us to further investigations. It seems that more emphasis should be put on more detailed physical deskription of the time of combustion. Then it is advisable to formulate explicitly their mathematical description and include the phenomena into the chosen model. Zero-dimensional model of the combustion process is one of the models used for simulation of the processes occuring in the combustion chamber, of the working engine for over twenty years.

The model which is based of the thermodynamic interdependences and the kinetics of chemical changes enables phenomenological description of the phenomena in the form of submodels. The most controversial problem here is setting the combustion rate as a function dependent on turbulent combustion rate and real geometry of the flame front. In order to avoid inofficiency of the model the authors suggest the following procedure. On the basis of the registered pressure course which is the result of all real process

occuring in the combustion chamber of the working engine the authors determine the course of the energy release as the result of fuel combustion. At the same time they record the wastes composition and formulate mathematically the models present at the combustion process. Despite the fact that such procedure ic. conditioned by numerous factors responsible for the rate of release and transfer of energy it is possible to prepare temporary energy balances of each seperate zone as well as to adjust proper submodels describina such phenomena as: load exchange, mixture formation, flame nucleus formation, dissociacion, heat transfer inside the cumbustion chamber and through its walls, mass working factor flow under the piston etc. These phenomena recorded in the submodel form and combined with energy preservation equations give one universal simulating model of the combustion process. As a result of such simplifications and assumptions it is possible to get the distribution of average temperatures in each saperate temperature zone, their duration time and concentration of different components taking part in the reaction.

The paper presents theoretical and experimental model with higher parameters, simulating combustion proces. The inkrease of sensitivity has been achieved by taking into account in the equations of energy balanse the heat passing between heat zones. The peaper also shows the possibility of model application. It has been achieved by the numerical analysis of the influence of the itroduced changes (during the submodel formation and introduction of the conditons) upon the calculated results.

By means of the presented model it was also possible to determine optimum values of the given operabonal engine parameters, at the fixed remaining boundary conditions.

The model has been illustrated with numerous examples.

СИМУЛЯЦИЯ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВЫМ ЗАЛИГАЛИЕМ ПРИ ПОМОЩИ ЗОНОВОЙ МОДЕЛИ

Резиме

За последнее время сформулировано ряд моделей симулирукцих процесс сжигания и построено много компьютерных программ споссоствуицих получению результатое описывающих итоги вводимых изменений. Однако все еще недостаточно изучены физико-химические процессы в камере сгорания работающего двигателя заставляют в дальнейшем работать в этом направлении. Кажется, что в настоящее время основное внимание следует сконцентрировать на увеличение точности физинеского описания выступающих во время сгорания явлений, а затем приступить к математической формулировке и встроить в ведущую модель.

Одной из моделей, которую используют уже свыше двадцати лет, аспользуемой для симуляции процессов происходящих в камере сгорания работающего двигателя, является первоначальная модель процесса сгорания. Эта модель основана на термодинамических зависимостях и кинетике химических преобразований дает возможность феноменологически описать явления в виде подмоделей, а также очень облегчает провести анализ получаемых результатов. В этой модели вопросом возбуждающим наиболее противоречий является определение массовой скорости сгорания, как функции зависимой от скорости турбулентного сгорания и действительной геометрии фронта пламени. Чтобы обойти недоскональности этой модели предлагается следующий способ действия. На основании зарегистрированного протекания давления, которое как известно является результатом всех действительных процессов протекающих в камере сгорания двигателя, обозначается ход выделения энергии как итог выгорания топлива, а независимо от того одновременно регистрируя состав выхлопных газов делаются попытки математически сформулировать модели выступающих, во время сжигания процессов.

Такой ход работы, несмотря на обусловленные целым рядом заданий ответственных за скорость освобождения и передачи энергии, дает возможность составить временный баланс энергии отдельных зон, а также способствует подбору к ним соответствующих подмоделей описывающих такие явления как: обмен заряда, образование смеси, возникновение ядра пламени, диссоциация, проход тепла в объеме камеры сгорания и через ее стенки, протекание массы рабочего фактора на поршень и т.д. Эти явления записываются в виде подмоделей и объединенные в целое с уровнениями сохратения

энергии дают одну универсальную модель симулирующую процесс сгорания. В свою очередь, в результате проведенных упрощений в предпосылок является возможным получить распределения усредненных в отдельных зонах температур, времени их продолжения а такке жонцентрации разных компонентов принимающих участие в преобразовании.

В работе представлена теоритическа-опнтная модель, с повышенными параметрами, симулирующая процесс сгорания. Увеличение чувствительности модели достигнуто путем учета в уравнениях баланса энергии, протекающего между зонами тепла.

Затем внимание обращено на показе научно-познавательных возможностей использования модели. Достигнуто это путем нумерических исследований влияния введенных изменений (во время формулировки подмодели и ввода исходных условий) на величину результатов расчетов.

С помощью представленной модели опреде лены также оптимальные значения отдельных операционных параметров двигателя при намеченных остальных краевых условиях. Модель иллюстрирована многими примерами.

- 80 -

ZAŁĄCZNIKI







Rys. 5.1.2. Wykres strumienia ciepła d0 odpływającego z frontu płomienia do strefy mieszanki w zależności od temperatury początkowej T_{bo}

Fig. 5.1.2. The chart of thermal flux dQ falling from front of burn to gasoline blend zone depending on initial temperature T_{bo}



Rys. 5.1.3. Wykres temperatury T_b w zależności od przyjętej temperatury początkowej T_{bo} Fig. 5.1.3. The chart of temperature T_b depending on assumed initial temperature T_{bo}

- 85 -



Rys. 5.1.4. Stopień wypalenia mieszanki X w zależności od temperatury początkowej $\rm T_{bo}$ Fig. 5.1.4. The burn-up fraction X depending on initial temperature $\rm T_{bo}$

. 86



Rys. 5.1.5. Wykres ciepła dQ_z odpływającego od czynnika roboczego do ścianek komory Fig. 5.1.5. The chart of heat dQ_z falling from working medium to chamber walls

- 87 -



Rys. 5.1.8. Całkowite ciepło Q_z w zależności od temperatury początkowej T_{bo} Fig. 5.1.6. Total heat Q_z depending on initial temperature T_{bo}

- 88 -



Rys. 5.2.1. Wykres temperatury $\rm T_u$ w zależności od temperatury $\rm T_{uo}$ Fig. 5.2.1. The chart of temperature ${\rm T}_{\rm u}$ depending on temperature ${\rm T}_{\rm uo}$

. 89



Rys. 5.2.2. Wykres strumienia ciepła dQ odpływającego z frontu płomienia w zależności od przyjętej temperatury początkowej T_{uc}



- 90 -



Rys. 5.2.3. Wykres temperatury T_b w zależności od przyjętej temperatury początkowej T_{uo} Fig. 5.2.3. The chart of temperature T_b depending on assumed initial temperature T_{uo}

- 91 -



Rys. 5.2.4. Stopień wypalenia mieszanki X w zależności od temperatury początkowej T_{uo} Fig. 5.2.4. The burn-up fraction X depending on initial temperature T_{uo}

- 92 -



Rys. 5.3.1. Wykres temperatury T_u w zależności od przyjętego kąta początku spalania Fig. 5.3.1. The chart of temperature T_u depending on assumed beginning combustion angle

- 93 -



Rys. 5.3.2. Wykres strumienia ciepła dQ odpływającego z frontu płomienia do strefy mieszanku w zależności od kąta początku spalania 🐢

Fig. 5.3.2. The chart of thermal flux dQ falling from front of burn to gasoline blend zone depending on assumed beginning combustion angle $\phi_{\rm p}$



Rys. 5.4.i. Wykres temperatury T_u w zależności od przyjętego błędu wartości opałowej mieszanki Fig. 5.4.i. The chart of temperature T_u depending on assumed blend calorific value error

- 95 -





Fig. 5.4.2. The chart of thermal flux dQ falling from front of burn to gasoline blend zone depending on assumed blend calorific value error

- 96 -



Rys. 5.4.3. Wykres przebiegu temperatury T_b w zależności od przyjętego błędu wartości opałowej mieszanki

Fig. 5.4.3. The chart of temperature $T_{\rm b}$ depending on assumed blend calorific value error

- 97 -



Rys. 5.4.4. Stopień wypalenia mieszanki X uzależniony od przyjętego błędu wartości opałowej mieszanki

Fig. 5.4.4. The burn-up fraction X depending on assumed blend calorific value error

- 98 -





- 99 -



---- WOSCHNI ---- HOHENBERG ----- SWIATEK

Rys. 5.5.2. Wykres ciepła dQ odpływającego z frontu płomienia do strefy mieszanki w zależności od współczynnika wnikania ciepła

Fig. 5.5.2. The chart of thermal flux dQ falling from front of burn to gasoline blend zone depending on covective heat-transfer coefficient



---- WOSCHNI ---- HOHENBERG ---- EIHELBERG ----- SWIATEK





Rys. 5.5.4. Stopień wypalenia mieszanki X w zależności od współczynnika wnikania ciepła Fig. 5.5.4. The burn-up fraction X depending on convective heat-transfer coefficient



Rys. 5.5.5. Wykres strumienia ciepła dQ_z w zależności od współczynnika wnikania ciepła Fig. 5.5.5. The chart of thermal flux dQ_z depending on convective heat-transfer coefficient

- 103 -







Rys.	5.6.i.	Wykres temperatury Tu w zalezności od podmodelu wymiany ciepia. 1 - podmodel oparty na średniej temperaturze czynnika roboczego	
		2 - podmodel wykorzystujący temperatury w strefach mieszanki i spalin	odeli
Fig.	5.6.i.	The chart of temperature T _u depending on assumed convective heat-transfer such	
		2 - submodel making use of temperatures of gasoline blend and exhaust gas zone	8

- 105



.

- Pys. 5.6.2. Wykres ciepła dQ odpływającego z frontu płomienia do strefy mieszanki w zależności od podmodelu wymiany ciepła:
 - i podmodel oparty na średniej temperaturze czynnika roboczego
 - 2 podmodel wykorzystujący temperatury w strefach mieszanki i spalin
- Fig. 5.6.2. The chart of thermal flux dQ falling from front of burn to gasoline blend rone depending on assumed convective heat-transfer submodel:
 - i submodel making use of middle temperature of working medium
 - 2 submodel making use of temperatures of gasoline blend and exhaust gas zones



Rys. 5.6.3. Wykres temperatury T_b w zależności od przyjętego podmodelu wymiany ciepła: i - podmodel oparty na średniej temperaturze czynnika roboczego 2 - podmodel wykorzystujący temperatury w strefach mieszanki i spalin

- Fig. 5.6.3. The course of temperature T_{b} depending on assumed convective heat-transfer submodel: i - submodel making use of middle temperature of working medium
 - 2 submodel making use of temperatures of gasoline blend and exhaust gas zones



Rys. 5.5.4. Wykres stopnia wypalenia mieszanki X w zależności od podmodelu wymiany ciepła;

i - podmodel oparty na średniej temperaturze czynnika roboczego

2 - podmodel wykorzystujący temperatury w strefach mieszanki i spalin

Fig. 5.6.4. The chart of burn-up fraction X depending on assumed covective heat-transfer submodel:

i - submodel making use of middle temperature of working medium

2 - submodel making use of temperatures of gasoline blend and exhaust gas zone





Fig. 5.6.5. The chart of total heat Q_z, Q_{zu} and Q_{zb} depending on assumed convective heat-transfer submodel





Fig. 5.6.6. The chart of total heat Q_z , Q_{zu} and Q_{zb} depending on assumed convective heat-transfer submodel




Rys. 5.7.2. Porównanie przebiegów strumienia ciepła dQ:

i - bez uwzględnienia zjawiska dysocjacji termicznej

2 - z uwzględnieniem zjawiska dysocjacji termicznej

Fig. 5.7.2. The comparison of courses thermal flux dQ:

1 - without giving consideration to thermal dissociation effect

112

2 - with giving consideration to thermal dissociation effect



2 - with giving consideration to thermal dissociation effect

113



114



1 - without giving consideration to thermal dissociation effect

2 - with giving consideration to thermal dissociation effect



Rys. 5.8.1. Wykres temperatury T_u w zależności od metody i kroku rozwiązywania równań różniczkowych Fig. 5.8.1. The chart of temperature T_u depending on way and step in solving differential equation

115 -



Rys. 5.8.2. Przebieg temperatury T_b w zależności od przyjętej metody i kroku rozwiązywania równań różniczkowych Fig. 5.8.2. The chart of temperature T_u depending on way and step in solving differential equation

- 116