

**ZESZYTY  
NAUKOWE  
POLITECHNIKI  
ŚLĄSKIEJ**

**Jacek MAĆKOWSKI**

**Analiza wywiązywania się ciepła  
w procesie spalania paliw alternatywnych  
przeznaczonych do silników  
o zapłonie iskrowym**



**GLIWICE 2006**

POLITECHNIKA ŚLĄSKA  
ZESZYTY NAUKOWE  
NR 1708

**Jacek MAĆKOWSKI**

**Analiza wywiązywania się ciepła  
w procesie spalania paliw alternatywnych  
przeznaczonych do silników  
o zapłonie iskrowym**

### ***Opiniodawcy***

Prof. dr hab. inż. Jerzy MERKISZ  
Prof. dr hab. inż. Bronisław SENDYKA

### ***Kolegium redakcyjne***

REDAKTOR NACZELNY – Prof. dr hab. inż. Andrzej BUCHACZ  
REDAKTOR DZIAŁU – Prof. dr hab. inż. Jolanta BOHDZIEWICZ  
SEKRETARZ REDAKCJI – Mgr Elżbieta LEŚKO

**Praca została zrealizowana dzięki finansowemu wsparciu  
Rektora Politechniki Śląskiej  
prof. dr. hab. inż. Wojciecha Zielińskiego  
w ramach grantu BW/RGH-1(RT-0) 2003**

**Wydano za zgodą  
Rektora Politechniki Śląskiej**

PL ISSN 0867-6038

© Copyright by  
Wydawnictwo Politechniki Śląskiej  
Gliwice 2006

Utwór w całości ani we fragmentach nie może być powielany ani rozpowszechniany za pomocą urządzeń elektronicznych, mechanicznych, kopiujących, nagrywających i innych, w tym również nie może być umieszczany ani rozpowszechniany w postaci cyfrowej zarówno w Internecie, jak i w sieciach lokalnych bez pisemnej zgody posiadacza praw autorskich.

# SPIS TREŚCI

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ .....	7
1. WSTĘP .....	11
1.1. Metody badań procesu spalania .....	11
1.2. Symulacje procesu spalania .....	12
2. CEL PRACY I ZAKRES BADAŃ .....	14
3. MODELE WYWIĄZYWANIA SIĘ CIEPŁA .....	16
3.1. Wywiązywanie się ciepła jako parametr diagnostyczny.....	19
4. WYZNACZANIE CIEPŁA PRZEJĘTEGO PRZEZ ŚCIANKI KOMORY SPALANIA.....	21
4.1. Temperatura ścianek komory spalania.....	21
4.2. Współczynnik przejmowania ciepła .....	22
4.3. Ocena wielkości błędu modelu jednostrefowego.....	25
5. OCENA MODELU JEDNOSTREFOWEGO .....	28
6. DWUSTREFOWY MODEL WYWIĄZYWANIA SIĘ CIEPŁA .....	32
6.1. Analiza założeń .....	41
6.1.1. Wyznaczanie składu spalin .....	41
7. MECHANIZMY ZWIĘKSZAJĄCE DOKŁADNOŚĆ PRZYJMOWANIA WARTOŚCI POCZĄTKOWYCH .....	45
7.1. Wpływ początkowej temperatury strefy spalonej.....	45
7.2. Wpływ przyjętego składu spalin.....	50
8. BADANIA STANOWISKOWE .....	54
8.1. Stanowisko badawcze i zakres badań .....	54
8.1.1. Obiekt badań .....	55
8.1.2. Przystosowanie obiektu do badań .....	55
8.1.3. Dobór paliw .....	56
8.1.4. Zakres badań .....	57
8.1.5. Problemy zasilania paliwami alternatywnymi .....	58
8.1.6. Przebiegi ciśnień .....	58
8.1.7. Analiza statystyczna przebiegu ciśnień.....	59
8.1.8. Ocena błędów wielkości pomocniczych .....	62
8.2. Program symulacyjny – obliczeniowy .....	64
8.3. Analiza przebiegu wywiązywania się ciepła .....	65

9.	WPLYW WARUNKÓW PRACY SILNIKA NA PRZEBIEG WYWIĄZYWANIA SIĘ CIEPŁA...	70
9.1.	Wpływ zmian kąta wyprzedzenia zapłonu na parametry pracy silnika	70
9.2.	Wpływ zmian składu mieszanki na parametry pracy silnika.	73
9.3.	Analiza numeryczna parametrów operacyjnych	76
9.3.1.	Wpływ zmian kąta wyprzedzenia zapłonu	77
9.3.2.	Wpływ zmian składu mieszanki	79
9.4.	Funkcja J. Wiebego	82
9.5.	Wywiązywanie się ciepła według cosinusoidalnego prawa spalania	83
9.6.	Identyfikacja warunków operacyjnych w czasie bezwymiarowym	85
10.	WPLYW WARUNKÓW PRACY NA PARAMETRY SYGNAŁU DIAGNOSTYCZNEGO	90
10.1.	Wpływ składu mieszanki palnej	90
10.2.	Wpływ recyrkulacji spalin	96
10.3.	Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu i energii wyładowania	99
10.4.	Wpływ warunków pracy	105
10.5.	Wpływ parametrów konstrukcyjnych	109
10.6.	Wpływ rodzaju paliwa	112
10.7.	Wnioski dotyczące wpływu czynników operacyjnych na przebieg wywiązywania się ciepła	116
11.	PODSUMOWANIE WYNIKÓW PRACY	120
12.	WNIOSKI	124
	LITERATURA	130
	STRESZCZENIE	136

# CONTENTS

FUNDAMENTAL DENOTATIONS.....	7
1. INTRODUCTION.....	11
1.1. Examination methods of the combustion process.....	11
1.2. Simulations of the combustion process.....	12
2. THE AIM OF THE EXAMINATIONS AND THE SCOPE OF THE EXPERIMENTS.....	14
3. MODELS OF HEAT EVOLUTION.....	16
3.1. Heat evolution as the diagnostic parameter.....	19
4. DETERMINING THE HEAT TAKEN UP BY THE WALLS OF A COMBUSTION CHAMBER.....	21
4.1. Temperature of combustion chamber walls.....	21
4.2. Coefficient of taking up the heat .....	22
4.3. Evaluation of the value of error.....	25
5. EVALUATION OF SINGLE-ZONE MODEL.....	28
6. DOUBLE-ZONE MODEL OF HEAT EVOLUTION.....	32
6.1. Analysis of the assumptions.....	41
6.1.1. Determining the composition of combustion gases.....	41
7. METHODS OF INCREASING THE ACCURACY OF SELECTING INITIAL VALUES.....	45
7.1. The impact of the initial temperature of the burnt up zone.....	45
7.2. The impact of the assumed combustion gases composition.....	50
8. EXAMINATIONS AT TEST-STANDS.....	54
8.1. Test-stand and the range of tests.....	54
8.1.1. Tested object.....	55
8.1.2. Adapting the object to testing procedures.....	55
8.1.3. Selecting suitable types of fuel.....	56
8.1.4. Scope of the examinations.....	57
8.1.5. Problems of using alternative fuels.....	58
8.1.6. The courses of pressure.....	58
8.1.7. Statistical analysis of pressure courses.....	59
8.1.8. Evaluating the error of supporting values.....	62
8.2. Simulation-calculation programme.....	64

8.3. Analysis of the course of heat evolution.....	65
9. THE IMPACT OF THE ENGINE OPERATING CONDITIONS UPON THE COURSE OF HEAT EVOLUTION.....	70
9.1. The impact of the ignition angle of advance upon the parameters of engine performance.....	70
9.2. The impact of fuel blend composition upon the parameters if engine performance.....	73
9.3. Numerical analysis of the operational parameters.....	76
9.3.1. The impact of the changes of ignition angle of advance.....	77
9.3.2. The impact of the changes of fuel blend composition.....	79
9.4. Vebe's function.....	82
9.5. Heat evolution in accordance with cosinusoidal combustion law.....	83
9.6. Identifying operational conditions at nondimensional time.....	85
10. THE IMPACT OF THE OPERATING CONDITIONS UPON THE PARAMETERS OF DIAGNOSTIC SIGNAL.....	90
10.1. The impact of the air-fuel mixture.....	90
10.2. The impact of the combustion gases recirculation.....	96
10.3. The impact of the ignition angle of advance and discharge energy.....	99
10.4. The impact of the operating conditions.....	105
10.5. The impact of the combustion parameters.....	109
10.6. The impact of the type of fuel.....	112
10.7. Conclusions concerning the impact of operational conditions upon the course of heat evolution.....	116
11. SUMMARY RESULTS OF THE WORK.....	120
12. CONCLUSIONS.....	124
REFERENCE.....	130
ABSTRACT .....	136

## WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

D	- średnica cylindra, m
F	- pole powierzchni komory spalania, m <sup>2</sup>
F <sub>c</sub>	- powierzchnia gładzi tulei cylindrowej, m <sup>2</sup>
F <sub>gl</sub>	- powierzchnia dna głowicy, m <sup>2</sup>
F <sub>i</sub>	- powierzchnia ścianek komory spalania, m <sup>2</sup>
F <sub>t</sub>	- powierzchnia tłoka, m <sup>2</sup>
F <sub>zd</sub>	- powierzchnia zaworu dolotowego, m <sup>2</sup>
F <sub>zw</sub>	- powierzchnia zaworu wylotowego, m <sup>2</sup>
G	- całkowita masa czynnika roboczego, kg
G <sub>b</sub>	- masa spalin, kg
G <sub>u</sub>	- masa mieszanki, kg
I <sub>b</sub>	- entalpia spalin, J
I <sub>u</sub>	- entalpia mieszanki, J
L	- praca, J
L <sub>t</sub>	- stała stechiometryczna,
M	- moment obrotowy silnika, Nm
M <sub>p</sub>	- masa molowa paliwa, mol
M <sub>k</sub>	- masa molowa powietrza, mol
Q	- ciepło przepływające pomiędzy strefami (waga modelu), J
Q <sub>z</sub>	- ciepło przejęte przez ścianki, J
Q <sub>zb</sub>	- ciepło przepływające od strefy spalin do ścianek komory, J
Q <sub>zu</sub>	- ciepło przepływające od strefy mieszanki do ścianek komory, J
P	- ciśnienie, MPa
R	- uniwersalna stała gazowa, J/kg K
R <sub>b</sub>	- indywidualna stała gazowa spalin, J/kg K
R <sub>u</sub>	- indywidualna stała gazowa mieszanki, J/kg K
T	- temperatura, K, °C
T <sup>1</sup>	- temperatura gazu w szczelinie, K
T <sub>b</sub>	- temperatura spalin, K
T <sub>bz</sub>	- średnia temperatura dna głowicy (bez zaworów), K
T <sub>bo</sub>	- początkowa temperatura strefy spalanej, K



$T_g$	- temperatura czynnika roboczego, K
$T_i$	- chwilowa temperatura czynnika roboczego, K
$T_o$	- temperatura otoczenia, K
$T_r$	- temperatura resztek spalin, K
$T_s$	- średnia temperatura ścianek, K
$T_{sg}$	- średnia temperatura dna głowicy, K
$T_{sr}$	- średnia temperatura ładunku, K
$T_u$	- temperatura mieszanki, K
$T_w$	- temperatura gazu przy zaworach, K
$T_{zd}$	- temperatura zaworu dolotowego, K
$T_{zw}$	- temperatura zaworu wylotowego, K
$U$	- energia wewnętrzna, J
$U_b$	- energia wewnętrzna spalin, J
$U_u$	- energia wewnętrzna mieszanki, J
$V$	- objętość zbiornika pomiarowego, $\text{dm}^3$
$V_k$	- objętość komory sprężania, $\text{m}^3$
$V_i$	- chwilowa objętość komory spalania, $\text{m}^3$
$V_{szczel}$	- objętość szczeliny, $\text{m}^3$
$W_d$	- wartość opałowa paliwa, MJ/kg
$W_{du}$	- wartość opałowa mieszanki, MJ/kg
$a$	- parametr J. Wiebego charakteryzujący zupełność spalania
$c$	- udział węgla w paliwie
$c_{sr}$	- średnia prędkość tłoka, m/s
$c_{pb}$	- ciepło właściwe spalin, J/kg K
$c_{pu}$	- ciepło właściwe mieszanki, J/kg K
$c_v$	- ciepło właściwe przy stałej objętości, J/kg K
$h$	- udział wodoru w paliwie
$i_b$	- entalpia właściwa spalin, J
$l$	- wykonana praca jednostkowa, J
$m_b$	- masa spalin, kg
$m_u$	- masa mieszanki, kg
$m_{szczel}$	- masa mieszanki w szczelinie, kg
$m$	- parametr dynamiki wywiązywania się ciepła

- $n$  - prędkość obrotowa, liczba kilomoli (ilość paliwa), obr/min, kmol  
 $n''_{sw}$  - liczba kilomoli spalin wilgotnych, kmol/kg  
 $p_i$  - chwilowe ciśnienie występujące w komorze spalania, MPa  
 $q_{chem}$  - ciepło chemiczne, J  
 $q_{efekt}$  - ciepło efektywne, J  
 $q_j$  - współczynnik aktywnego wydzielania się ciepła, J  
 $q_{str}$  - ciepło strat, J  
 $q_{B50\%}$  - wydzielenie się 50% ciepła, J  
 $r$  - promień wykorbienia, m  
 $r.s.$  - resztki spalin, %  
 $t$  - czas zużycia paliwa, s  
 $t_s$  - czas spalania, s  
 $s$  - odchylenie standardowe, MPa  
 $u$  - energia wewnętrzna, J  
 $x_b$  - spalona masa paliwa  
 $x$  - stopień wywiązanej energii  
 $\Phi$  - współczynnik ekwiwalencji  
 $\alpha$  - współczynnik przejmowania ciepła, W/m<sup>2</sup>K  
 $\gamma$  - wykładnik politropy, kąt wyprzedzenia zapłonu  
 $\gamma^1$  - wykładnik politropy czynnika roboczego w szczelinie tłoka  
 $\varepsilon$  - stopień kompresji  
 $\rho$  - gęstość paliwa, kg/dm<sup>3</sup>  
 $\tau$  - współczynnik ilości suwów silnika  
 $\lambda_k$  - współczynnik korbowodowy  
 $\tau_b$  - czas opóźnienia zapłonu, <sup>0</sup>OWK  
 $\lambda$  - współczynnik nadmiaru powietrza  
 $\varphi$  - kąt obrotu wału korbowego, <sup>0</sup>OWK  
 $\varphi_{zapł}$  - 5% - kąt obrotu wału korbowego od pojawienia się iskry do czasu wydzielania się 5% energii chemicznej paliwa, <sup>0</sup>OWK  
 $\varphi_{5\%-95\%}$  - kąt, w jakim nastąpi wydzielanie się 5% do 95% energii, <sup>0</sup>OWK  
 $\varphi_z$  - kąt obrotu wału korbowego, przy którym nastąpił zapłon, <sup>0</sup>OWK  
 $\phi_s$  - czas spalania, <sup>0</sup>OWK

## STOSOWANE SYMBOLE I SKRÓTY

- BEM - benzyna z dodatkiem 15% eteru metylotertbutylowego i 15% metanolu
- COV - kowariancja
- E85 - paliwo składającego się z 85% etanolu i 15% benzyny
- EGR - ilość recyrkulowanych spalin, %
- IMPE - średnie ciśnienie indykowane, MPa
- KWZ - kąt wyprzedzenia zapłonu, °OWK
- MBT - kąt wyprzedzenia zapłonu odpowiadający maksymalnemu momentowi, °OWK
- MTBE - eter metylotertbutylowy
- OWK - obroty wału korbowego
- ZZP - zewnętrzne zwrotne położenie

# 1. WSTĘP

Komisja Europejska ds. Energii i Transportu proponuje zastąpić do 2020 roku 20% ropy naftowej paliwami alternatywnymi. W Polsce planuje się 9%, ale już w 2010 roku. Jest to część większej działalności, mającej na celu:

- zwiększenie bezpieczeństwa dostaw energii,
- przeciwdziałanie zmianom klimatycznym,
- stymulowanie konkurencyjności przemysłu europejskiego.

Realizacja tych zadań wymaga również podniesienia efektywności energetycznej środków transportu.

Aktualnym zadaniem jest zatem opracowanie diagnostycznych metod badania procesu spalania paliw alternatywnych. Należy opracować narzędzia, umożliwiające porównanie wyników otrzymanych w różnych ośrodkach, dla silników pracujących w odmiennych warunkach.

## 1.1. METODY BADAŃ PROCESU SPALANIA

Klasycznym sposobem służącym do zrozumienia zjawisk spalania zachodzących w silnikach jest analiza przebiegu ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Ocenia się wtedy wiele parametrów związanych z ciśnieniem, np. położenie maksymalnego ciśnienia w funkcji kąta, jego niepowtarzalność itd. Równoległe do oceny procesu spalania wykorzystuje się inne sposoby, jak:

- parametry ogólne silnika: moc, moment, godzinowe zużycie paliwa oraz wyznaczone na ich podstawie sprawności czy zużycia jednostkowe,
- parametry toksyczności spalin podlegające oraz nie podlegające normom. Wartości uśrednione testem lub chwilowe, pobrane z układu wydechowego lub z poszczególnych miejsc komory spalania,
- parametry otrzymane z sond jonowych, które mogą być wprowadzane do komory spalania, ale którymi coraz częściej są również świece zapłonowe,
- zdjęcia filmowe i różne techniki wielowymiarowej rejestracji optycznej, najczęściej z wykorzystaniem dodatkowego oświetlenia,

- rejestracje natężenia emisji rodników hydroksylowych lub intensywność sygnałów świetlnych przesyłanych światłowodami, zamienianymi następnie na impulsy elektryczne,
- rozkład temperatur w komorze spalania, który można mierzyć stosując dodatki mające silne własności spektroskopowe w funkcji temperatury, np. chlorek indy  $\text{InCl}_3$  lub 3-pentanon, i używając lasera fluorescencyjnego.

Jest jeszcze cały szereg innych technik inwazyjnych i poszlakowych, które wykorzystuje się w zależności od celu badań. Przyszłość tych metod zależy będzie od dokładności i precyzji otrzymanych wyników. Przez dokładność rozumie się zdolność do oceny siły wpływu wprowadzanych zmian na efektywność ich parametrów sygnału. Natomiast precyzja oznacza zdolność do wychwytywania różnic w wynikach, spowodowanych zmianą badanych parametrów, która powinna być znacznie większa niż zmienność próby.

## 1.2. SYMULACJE PROCESU SPALANIA

Niezależnie od badań eksperymentalnych rozwijane są symulacje modelowe procesu spalania. Przegląd prac z dziedziny symulacji procesu spalania wykazuje istnienie dwóch sposobów opisywania zjawisk fizykochemicznych, zachodzących w komorze spalania. Pierwszy sposób wykorzystuje równanie zachowania energii i podstawowe zależności termodynamiczne dla założonych makrostref oraz szereg fenomenologicznie utworzonych w zależności od potrzeb podmodeli, są to tzw. modele termodynamiczne. Modele te przydatność swoją wykazują szczególnie do oceny skutków, będących następstwem zmiany parametrów regulacyjnych.

W sposobie drugim usiłuje się określić lokalne zmiany parametrów w całej badanej przestrzeni poprzez rozwiązywanie układów równań ciągłości przepływu oraz zachowania ilości ruchu i energii. Są to tzw. modele wielowymiarowe [111]. Zdobyły one popularność dzięki takim programom, jak KIVA czy FIRE, ale są też inne. Te modele, opisując szczegółowo dynamikę lokalnych zależności w dowolnym punkcie komory spalania, dostarczają danych, dotyczących położenia frontu płomienia. Dlatego wykorzystuje się je tam, gdzie większą uwagę przykładą się do oceny wpływu kształtu komory spalania, rozpadu strugi czy znaczenia turbulencji w rozwoju płomienia. Przy analizie płomienia turbulentnego jako źródła ciepła zawsze wymagany jest empiryczny

model turbulentnego mieszania. Najczęściej stosowany do tej pory model turbulencji ( $k-\epsilon$ ), usiłujący wyjaśnić wzburzenie dynamiki płynów, próbuje się zastąpić modelem Reynoldsa, symulacją wielkowirową LES (ang. Large Eddy Simulation) czy symulacją numeryczną bezpośrednią DNS (ang. Direct Numerical Simulation). Jednak szczególnie ta ostatnia metoda wymaga wielkiej mocy obliczeniowej. Niestety, długie czasy obliczeniowe skłaniają do wprowadzania uproszczeń, czyli stosowania podejścia omijającego szczegółowe problemy, związane z rozwojem frontu płomienia, a to właśnie miało być ich zaletą.

Początkowo N. Blizard i J. Keck (1974) [9], a później R. Tabaczyński, C. Ferguson i inni (1977) [105], wykorzystując parametry zawirowania oraz intensywność turbulencji, wprowadzili elementy struktury płomienia do obliczeń cieplnych i osiągnęli pewien kompromis pomiędzy modelami termodynamicznymi a specyfiką modeli wielowymiarowych. Te modele termodynamiczne, popularnie nazywane „quasi-wymiarowymi”, znajdujące korelacje pomiędzy turbulencją a przebiegiem frontu płomienia rzadko były spotykane w literaturze. Dopiero gdy J.B. Heywood podał w 1988 roku gotowe algorytmy [31], obliczenia te zaczynają pojawiać się coraz częściej [97, 37].

Analizując przedstawiane modele, należy zauważyć, że zarówno te z pierwszej, jak i drugiej grupy dalekie są od dokładnego opisu zjawisk, występujących w komorze spalania. Wprawdzie modele termodynamiczne strefowe pozwalają na uzyskanie wyników dokładniejszych ilościowo, ale nie pozwalają na analizę parametrów związanych z frontem płomienia. Modele wielowymiarowe, pozwalające na uzyskanie jakościowo lepszych informacji co do wielkości rozkładu poszczególnych parametrów w komorze spalania, bardziej nadają się do rozwiązywania tych problemów, które związane są z równaniami pędu. Jednak wyniki ilościowe odbiegają od wartości rzeczywistych znacznie bardziej niż w modelach grupy pierwszej.

## 2. CEL PRACY I ZAKRES BADAŃ

Na podstawie analizy stanu wiedzy i badań, polegających na zasilaniu silnika różnymi paliwami, oraz obliczeń wywiązywania się ciepła prowadzonych wiele lat przez autora sformułowano cel pracy, którym jest **zidentyfikowanie procesu wywiązywania się ciepła podczas spalania paliw alternatywnych**.

Zakres realizacji tego celu obejmuje:

- opracowanie fizycznego modelu procesu spalania i matematycznego programu obliczeniowego, umożliwiającego analizę wpływu czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na przebieg wywiązywania się ciepła,
- badania laboratoryjne, umożliwiające określenie wartości parametrów potrzebnych do wyznaczania przebiegów wywiązywania się ciepła,
- weryfikację otrzymanych wyników,
- ocenę przebiegu wywiązywania się ciepła jako parametru diagnostycznego,
- wykorzystanie otrzymanych wyników do oceny spalania paliw alternatywnych.

Celem pracy jest zatem opracowanie metody diagnostycznej, umożliwiającej ocenę spalania paliw alternatywnych i określenie optymalnego przebiegu wywiązywania się ciepła oraz wskazanie niezbędnych zmian regulacyjnych i ewentualnie konstrukcyjnych.

Pierwszy etap pracy będzie polegał na identyfikacji nieliniowego procesu wywiązywania się ciepła, a przede wszystkim na określeniu siły wpływu warunków konstrukcyjnych i eksploatacyjnych. Na tym etapie, niezależnie od badań własnych, wykorzystano możliwe do zaczerpnienia wyniki literaturowe, przeprowadzono weryfikację funkcji  $J$ . Wiebego i cosinusoidalnego prawa wywiązywania się ciepła oraz wprowadzono mechanizmy zwiększające dokładność obliczeń.

Następnie wyniki te zostaną zweryfikowane badaniami stanowiskowymi podczas zasilania silnika paliwami alternatywnymi. Jako paliwa alternatywne w pracy wykorzystano LPG i dodatek etanolu do benzyny. W czasie badań dążono do tego, aby maksymalizować różnice pomiędzy wynikami, ale pozostać przy wartościach, jakich można się spodziewać w czasie eksploatacji.

Podstawą analizy będzie zatem zidentyfikowany proces nieliniowego wywiązywania się ciepła, przeprowadzony w czasie rzeczywistym i bezwymiarowym. Zidentyfikowany proces spalania, uwzględniający jednoczesne oddziaływania

czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych, umożliwi porównanie przebiegu wywiązywania się ciepła badanych paliw.

Zrealizowanie celu pracy pozwoli na udowodnienie tezy pracy:

**Zidentyfikowany proces wywiązywania się ciepła umożliwi analizę wpływu czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na przebieg spalania paliw alternatywnych.**



### 3. MODELE WYWIĄZYWANIA SIĘ CIEPŁA

Jedne z pierwszych prac związanych z analizą wywiązywania się ciepła dotyczyły modeli zwanych później zerowymiarowymi. Opracowali je na przełomie lat 60. S.K. Chen (1965 r.) [84], R.B. Krieger i G.L. Borman (1967 r.), A.E. Austen i W.T. Lyn (1960 r.) [6], N.M. Głagolew (1950 r.), J.J. Wiebe (1962 r.), A.A. Chirkow i B.S. Stefanowski (1958 r.), W. Lange (1964 r.), G. Woschni (1967 r.) i inni.

W Polsce pierwsze prace obliczeniowe, dotyczące wywiązywania się ciepła, pojawiły się na początku lat 70. Prekursorami byli S. Wójcicki [11] i P. Wolański, niezależne prace prowadzili również R. Petela i K. Cupiał. Obszerny zbiór prac z lat 70. i 80. przedstawili T. Rychter i A. Teodorczyk w pracy [96]. Później symulacje wykorzystujące zasadę zachowania energii do oceny siły skutków wprowadzanych zmian zaczęły pojawiać się coraz częściej.

Procesy zachodzące w komorze spalania można zapisać za pomocą równania zachowania energii, mówiącego, że w wyniku wywiązywania się ciepła (czyli w czasie spalania dawki paliwa posiadającej określoną wartość opałową) następuje zwiększanie energii wewnętrznej czynnika roboczego dzięki wzrostowi temperatury oraz zostaje wykonana praca dzięki ciśnieniu powodującemu zmianę objętości czynnika roboczego, znajdującego się wewnątrz cylindra. Jest to efektywnie wykorzystana część uwalnianej energii chemicznej. Niestety, technologia pracy silnika spalinowego powoduje, że część wywiązanego ciepła jest stracona, czyli przejęta przez ścianki komory spalania. Do strat zalicza się również niewydzielenie z różnych powodów energii zawartej w paliwie, np. przez tzw. „przedmuchy pod tłok” i inne jeszcze procesy związane z niedoskonałymi warunkami spalania, które powodują, że w spalinach znajdują się substancje palne.

Problemy z rozdzieleniem ciepła chemicznego, które doprowadzone zostało do komory spalania i poniesionych strat, skłaniają do wykorzystywania w obliczeniach wyrażenia  $\delta q_{efekt}$ ,

$$\delta q_{efekt} = \delta q_{chem} - \delta q_{strat} \quad (3.1)$$

które jest ciepłem efektywnym dającym łatwo zauważalne na wykresie indykatorowym zmiany ciśnienia. A. Kowalewicz [40], podobnie jak T. Rychter i A. Teodorczyk [96] powołując się na J. B. Heywooda, używają w tym wypadku terminu „ciepła netto”, które jest tylko sumą przyrostów energii wewnętrznej i wykonanej pracy.

$$\delta q_{efekt} = du + \delta l \quad (3.2)$$

Rejestracja ciśnienia czynnika roboczego, wyznaczenie zmian objętości  $dV$  za pomocą prostych obliczeń ze znanej geometrii silnika oraz pewne uproszczenia dotyczące założenia, że stała gazowa mieszanki  $R_v$  zmienia się proporcjonalnie w czasie spalania do stałej gazowej spalin  $R_b$ , występującej po zakończeniu spalania. Umożliwiają określenie przebiegu ciepła efektywnego.

$$\frac{\delta q_{\text{efekt}}}{d\varphi} = \frac{1}{\gamma-1} \cdot V \cdot \frac{dp}{d\varphi} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot p \cdot \frac{dV}{d\varphi} \quad (3.3)$$

gdzie potencjalnie największym źródłem błędu może być  $\gamma$  – stosunek pojemności cieplnych pod stałym ciśnieniem i w stałej objętości.

Sposobem często stosowanym w analizie jest współczynnik aktywnego wywiązywania się ciepła [16], który równy jest stosunkowi ilości ciepła zużytego na przyrost energii wewnętrznej czynnika roboczego  $dU$  i na wykonanie nim pracy zewnętrznej  $\delta L$  do całkowitego ciepła doprowadzonego  $Q_w$

$$\delta q_{\text{efekt}} = \frac{dU + \delta L}{Q_w} \quad (3.4)$$

Równie często stosowanym parametrem diagnostycznym charakteryzującym przebieg spalania jest ilość ciepła wywiązana od początku spalania do danej chwili w stosunku do całkowitej ilości ciepła doprowadzonej z paliwem na jeden obieg pracy. W tym sposobie w bilansie energii należy uwzględnić straty, na które, jak już zaznaczono, głównie składa się ciepło przejęte przez ścianki komory spalania. Równanie definiujące szybkość wydzielania się ciepła powiększa się wtedy o człon mówiący o stratach:

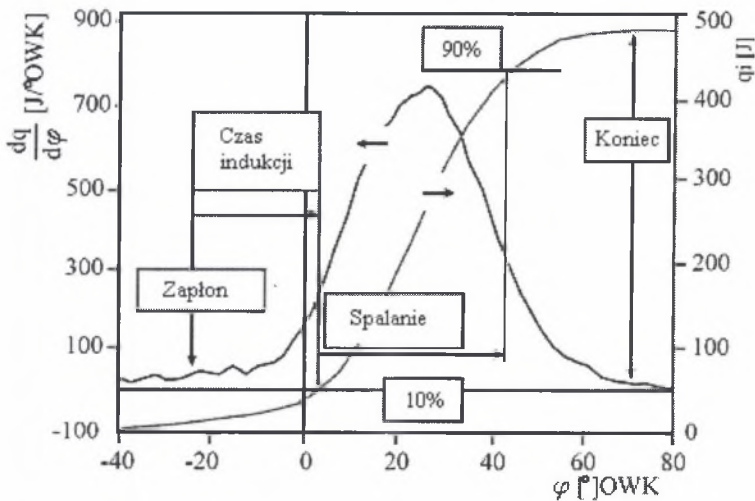
$$\frac{\delta q}{d\varphi} = \frac{1}{\gamma-1} \cdot \frac{V \cdot dp}{d\varphi} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{p \cdot dV}{d\varphi} + \frac{\delta Q_s}{d\varphi} \quad (3.5)$$

Tak otrzymany wskaźnik ilości wywiązującego się ciepła zmienia się w zakresie od 0 do 1. Ulepszoną wersję tego modelu opracował J.A. Gatowski [21], a później inni np. M.R. McLaren [85], wprowadzając człon dotyczący objętości szczelin. Czynniki zawarty w szczelinach ma przybliżone ciśnienie do tego, jakie panuje w komorze, ale niższą temperaturę i z tego względu nie zapala się. W pracy [109] przyjęto, że objętość szczelin wynosi 1% objętości komory spalania. Równanie definiujące szybkość wydzielania się ciepła wygląda wtedy następująco [96]:

$$\frac{\delta q}{d\varphi} = \frac{1}{\gamma-1} \cdot \frac{V \cdot dp}{d\varphi} + \frac{\gamma}{\gamma-1} \cdot \frac{p \cdot dV}{d\varphi} + \frac{\delta Q_s}{d\varphi} + V_{\text{szczel}} \left[ \frac{T^i}{T_w} + \frac{T_g}{T_w(\gamma-1)} + \frac{1}{b \cdot T_w} \ln \left( \frac{\gamma-1}{\gamma^i-1} \right) \right] \frac{dp}{d\varphi} \quad (3.6)$$

Przykład szybkości i ilości wywiązanego ciepła przedstawiono na rys.3.1, na którym zaznaczono charakterystyczne cechy spalania, takie jak: szybkość spalania, uwalnianie ciepła, czas indukcji (opóźnienie zapłonu), czas spalania i inne procesy, których charakterystyczne wartości można ocenić ilościowo.

Określenie ilościowe tych cech daje lepszy wgląd w procesy zachodzące w silniku. Po drugie, szybkość wywiązywania się ciepła przed i po spalaniu powinna osiągnąć zero. Każde odchylenie od zera wskazuje, że model jest niedokładny, albo wystąpiły błędy pomiarowe związane np. ze źle przyjętą skalą kątową, złym skalowaniem przebiegu ciśnienia, błędami przy pomiarze zużycia paliwa lub źle dobranymi założeniami.



Rys.3.1. Parametry ilustrujące proces spalania [109]

Fig.3.1. Parameters which illustrate the combustion process [109]

Te pierwsze uproszczone modele nie rozdzielały komory spalania na strefy, a wyznaczona w ten sposób temperatura była temperaturą średnią, która nie nadawała się do wyznaczania np. toksycznych składników spalin, bowiem model niezbyt trafnie przewidywał wartości szczytowe. Jednak wyznaczony w ten sposób przebieg wywiązywania się ciepła umożliwia ocenę procesu spalania. J.E. Dec w pracy [18] zastosował model jednostrefowy, a do wyznaczania składników spalin otrzymanych po spalaniu izooktanu zastosował program CHEMKIN III, wykorzystujący dość skomplikowany chemiczno-kinetyczny mechanizm.

### 3.1. WYWIĄZYWANIE SIĘ CIEPŁA JAKO PARAMETR DIAGNOSTYCZNY

Z. Szlachta w pracy [103] napisał: „Wpływ własności fizykochemicznych paliw na proces spalania można ocenić na podstawie termodynamicznej analizy wykresu indykatorowego. Podstawowym parametrem takiej analizy jest ciepło wywiązywane w cylindrze, a także prędkość wywiązywania ciepła”. T. Kosmicki i T. Rychter w pracy [38] stwierdzają: „analiza wydzielania ciepła pozwala wyjaśnić przyczyny, rozwiązać wątpliwości i zrozumieć mechanizmy spalania”. Podobnych opinii przytoczyć można więcej, dlatego do analizy spalania paliw alternatywnych wykorzystano przebieg wywiązywania się ciepła, którego nieliniowy charakter w funkcji kąta obrotu wału korbowego stanowi uniwersalne kryterium porównawcze.

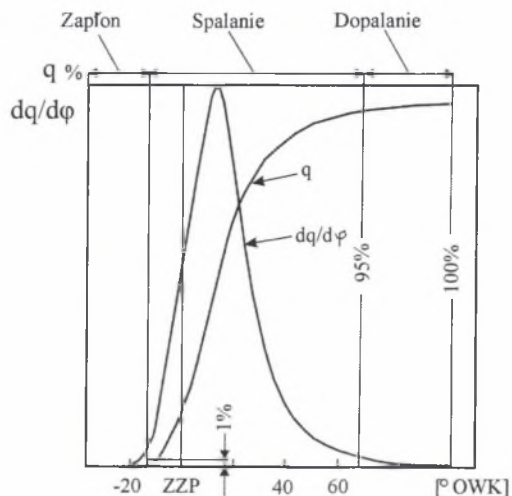
Nieliniowy charakter przebiegu wydzielania się ciepła oznacza, że reakcje systemu spalania na zmianę jakiegoś parametru nie są zwykłą wielokrotnością siły tego oddziaływania, ale mogą przebiegać na różne sposoby. W celu otrzymania bardziej obiektywnego kryterium porównawczego wprowadzono bezwymiarowe wydzielanie się ciepła, dzieląc sumę uwolnionego w danej chwili ciepła do całkowitego ciepła doprowadzonego do cylindra.

Należy podkreślić, że tak otrzymane kryteria są wykorzystywane do oceny badanych zjawisk, dlatego jako parametr diagnostyczny przyjmuje się kąt, przy jakim następuje wywiązywanie się określonej ilości ciepła, najczęściej 10%, 50% lub 90%. Na przykład, w pracy [83] przebieg wywiązywania się ciepła wykorzystano do określania pierwszego etapu spalania, czyli czasu, po jakim wydzieli się 10% ciepła.

Z kolei, w pracy [23] zwrócono uwagę na moment wywiązywania się 50% ciepła jako ważną wartość w procesie kontroli i optymalizacji procesu spalania.

Natomiast w pracy [36] wykorzystano jako kryterium diagnostyczne ilość wypalonego paliwa, a dla zwiększenia dokładności obliczeń przy wyznaczaniu bezwymiarowej masy wypalonego paliwa  $x_b$  wzięto pod uwagę trzecią strefę. Powstała ona po zsumowaniu występujących w komorze spalania szczelin.

Jak widać z tych kilku przykładów, analiza przebiegu wywiązywania się ciepła daje możliwość oceny efektywności wykorzystania energii zawartej w paliwie, określa siłę wpływu i charakter zmian analizowanych parametrów operacyjnych i znajduje zastosowanie w diagnostyce procesu spalania. W innych ośrodkach [1, 13, 31, 37, 38, 99, 97, 103, 120, 90] większą uwagę przykłada się do szybkości wywiązywania ciepła.



Rys.3.2. Szybkość ( $dq/d\phi$ ) i ilość wywiązywanego ciepła ( $q$ ) [89]  
 Fig.3.2. ( $dq/d\phi$ ) rate and the amount of ( $q$ ) received heat [89]

Zależność pomiędzy ilością i szybkością wywiązanego ciepła otrzymaną w pracy [89] przedstawiono na rys.3.2, na którym dodatkowo zaznaczono fazę zapłonu, spalania i dopalania. Koniec fazy zapłonu przyjęto jako 1% wywiązanego ciepła. Jako kryteria diagnostyczne wykorzystuje się wtedy kąt, przy jakim szybkość osiąga maksimum, oraz kąty początku i końca wywiązywania się ciepła. Przy czym za koniec procesu spalania uważa się pierwsze minimum, a w przypadku jego braku wyraźne przegięcie lub zrównanie z wartością początkową szybkości wywiązywania się ciepła.

Jak widać z tych kilku przykładów, analiza przebiegu wywiązywania energii chemicznej zawartej w paliwie może pomóc w projektowaniu organizacji procesu spalania.

## 4. WYZNACZANIE CIEPŁA PRZEJĘTEGO PRZEZ ŚCIANKI KOMORY SPALANIA

Kompleksowe opracowanie bilansu energii wymaga wyznaczenia strat ciepła. Podstawą przy wyznaczaniu tych strat jest wzór Newtona [36, 96]:

$$q_{strat} = \alpha(T_g - T_s) \cdot F \quad (4.1)$$

W modelowaniu chwilowego strumienia ciepła  $\Delta Q/\Delta\varphi$  pobieranego przez tłok, głowicę i tuleję cylindrową, dla określonego wartościami dyskretnymi kąta obrotu wału korbowego, uzależnia się od prędkości obrotowej silnika i oblicza według następującego wzoru roboczego [63]:

$$\frac{\Delta Q_z}{\Delta\varphi} = \frac{\alpha(\varphi)}{6n} \cdot \sum_{i=1}^3 F_i(\varphi) \cdot [T_g(\varphi) - T_s] \quad (4.2)$$

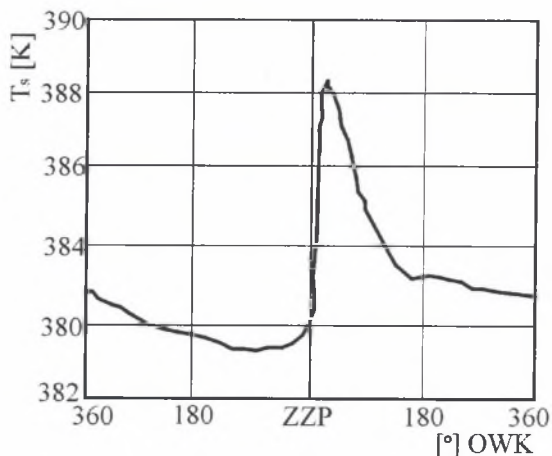
Występująca we wzorze (4.2) powierzchnia ścianek komory spalania  $F_i$  jest sumą trzech wielkości: powierzchni dna głowicy  $F_{gl}$ , powierzchni tłoka przyjętej do obliczeń  $F_t$  i zmiennej wartości powierzchni gładzi tulei cylindrowej  $F_c$ .

### 4.1. TEMPERATURA ŚCIANEK KOMORY SPALANIA

Obecnie w celu osiągnięcia większej dokładności pomiarowej i szczegółowego odtworzenia lokalnych różnic temperatur komorę spalania jednocylindrowego silnika wyposaża się nawet w 250 sond pomiarowych [7]. Przy modelowaniu dokładność taka nie jest wymagana. Jednak wyznaczając średnią temperaturę powierzchni dna głowicy  $T_{sg}$ , należy uwzględnić temperatury zaworów. Korzysta się wtedy ze wzoru (4.3):

$$T_{sg} = \frac{T_{zw}F_{zw} + T_{zd}F_{zd} + T_{bz}(F_{gl} - F_{zw} - F_{zd})}{F_{gl}} \quad (4.3)$$

Kolejnym zagadnieniem, które należy wziąć pod uwagę, jest zakres zmian temperatur w czasie jednego cyklu. Ponieważ, zakres zmian temperatur ścianek jest niewielki (rys.4.1.), a jak wiadomo, o wyniku różnicy występującej we wzorze (4.1) decyduje temperatura czynnika roboczego  $T_g$ , błąd w określaniu wartości średniej temperatury ścianki  $T_{si}$  ma mały wpływ na wynik obliczeń.



Rys.4.1. Zakres zmian temperatury ścianki komory spalania w czasie jednego cyklu pracy [2]  
 Fig.4.1. Range of the temperature changes of combustion chamber walls at a single working cycle [2]

Zamiast rozpatrywać wymianę ciepła, przy zmieniającej się w czasie temperaturze ścianki w modelowaniu najczęściej zakłada się, iż ścianki są izotermiczne, czyli temperatura jest jednakowa nie tylko w każdym miejscu, ale nie zmienia się również w czasie całego cyklu. Jak zostanie dowiedzione w dalszej części, założenie to nie wprowadza istotnego błędu.

#### 4.2. WSPÓŁCZYNNIK PRZEJMOWANIA CIEPŁA

Najwięcej trudności w obliczaniu ciepła przejętego przez ścianki sprawia wyznaczenie współczynnika przejmowania ciepła. Zależy on, oprócz parametrów wcześniej wymienionych, jeszcze od przewodności, lepkości, gęstości i ciepła właściwego czynnika roboczego, stopnia czarności ścianek i w mniejszym stopniu od innych parametrów. Pierwszy wzór dla określania chwilowych wartości współczynnika przejmowania ciepła do ścianek komory spalania silnika tłokowego podał w roku 1923 Nusselt. Stanowił on punkt wyjścia dla wzorów: Brilinga, Librowicza, Bryzgowia, Inoziemcowa, von Tyena, Jeklitscha, Lenina, Kostrowa, Eichelberga, Pflauma, Dawydowa, Owsjannjkowa, Czirkowa, Annanda, Sitkeia itd. Nową jakość stworzyły wzory oparte na teorii podobieństwa Lutza, Elsera, Rozenblita, Oguri, Overbya, Eckerta, Serafimova, a szczególnie Woschniego.

G. Woschni już w 1969 r. sformułował empiryczne wyrażenie, określające ilość ciepła przejętego przez ścianki.

$$\delta Q_z = f \left\{ c_1 D_1 p^m w^n T_g^{(0.75-1.62m)} (T_g - T_{si}) + c_2 [(T_g)^4 - (T_{si})^4] \right\} \quad (4.4)$$

Ponieważ przyjmuje się, że w silnikach o zapłonie iskrowym przepływ ciepła jest głównie spowodowany konwekcją, podstawowe zależności, służące do obliczania chwilowego współczynnika przejmowania ciepła, wyprowadza się wykorzystując zasadę podobieństwa dla turbulentnego przepływu rurowego. Szeroki zestaw stosowanych wzorów określających chwilowy współczynnik przejmowania ciepła przedstawiono w pracy [4].

Obecnie najczęściej stosowanym wyrażeniem określającym zmiany chwilowego współczynnika przejmowania ciepła przez ścianki komory spalania od czynnika roboczego jest wyrażenie podane przez G. Woschniego [36,117,119]:

$$\alpha = 130 \cdot D^{-0.2} p^{0.8} T_g^{-0.53} \left[ c_1 c_{sr} + c_2 \frac{V_d T_1}{p_1 V_1} (p - p_{izem}) \right]^{0.8} \quad (4.5)$$

w którym średnia prędkość czynnika roboczego „w” jest trzy razy większa od średniej prędkości tłoka. Jednak ze względu na trudności w wyznaczaniu współczynników uwzględniających wpływ turbulencji, wywołanej ruchem tłoka i procesem spalania, wielu autorów stosuje inne zależności.

Hohenberg w pracy [33] uważa, że wpływ średnicy cylindra jako wartości stałej, służącej do określania turbulentnego przepływu, może być uwzględniony tylko w ograniczonym zakresie. Dlatego zaproponował użycie jako wartości charakterystycznej średnicy kuli  $D_s$ , której objętość odpowiadałaby objętości przestrzeni roboczej, a do wyrażenia uwzględniającego prędkość przepływu przyjął stały składnik 1,4. Współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha$  obliczyć można wtedy z następującej zależności [33]:

$$\alpha = (0,013) \cdot (V_i)^{-0.06} \cdot (p)^{0.8} \cdot (T_g)^{-0.4} \cdot (1,4 + c_{sr})^{0.8} \quad (4.6)$$

Wielu autorów proponuje jeszcze większe uproszczenie, np. Eichelberg [46]

$$\alpha = 0,0067 \cdot (p \cdot T_g \cdot c_{sr})^{0.5} \quad (4.7)$$

Świątek w pracy [104] zaproponował następującą zależność:

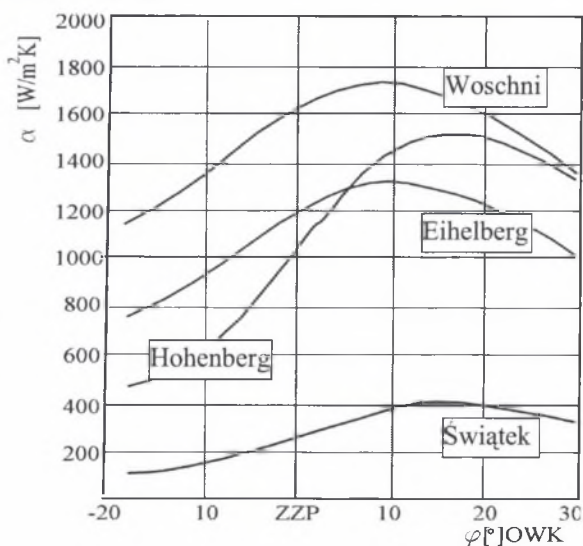
$$\alpha = 0,00458 \cdot \sqrt{T_g \cdot p} \quad (4.8)$$



Mimo że zależność ta zaniża wyniki (rys.4.2.), w przypadku badań modelowych dotyczących konkretnego silnika nadaje się do zastosowania ze względu na jednoznaczne ustalenie występujących tam współczynników.

Następne uproszczenie w wyznaczaniu współczynnika przejmowania ciepła polega na przyjęciu temperatury gazów jako temperatury średniej dla całego ładunku. Jak wiadomo, np. w modelu dwustrefowym występują już dwie temperatury. Uważa się jednak, że uwzględnienie ich w modelu zerowymiarowym wprowadziłoby nadmierne komplikowanie obliczeń przepływu ciepła powiększając błąd, a nie eliminując go. Dlatego w omawianych wzorach wprowadzono średnią temperaturę czynnika roboczego.

W pracy [117] sugeruje się nawet, że współczynnik przejmowania ciepła w modelu jednostrefowym może być bez zmiany zastosowany w modelu dwustrefowym, pod warunkiem że temperatura gazów podczas spalania zostaje obliczona jako średnia temperatura czynnika roboczego  $T_g$ .



Rys.4.2. Przebieg zmian chwilowych wartości współczynników przejmowania ciepła  $\alpha$ , wyznaczonych na podstawie wzorów: Woschniego [117], Hohenberga [33], Świątka [104] i Eichelberga [46]

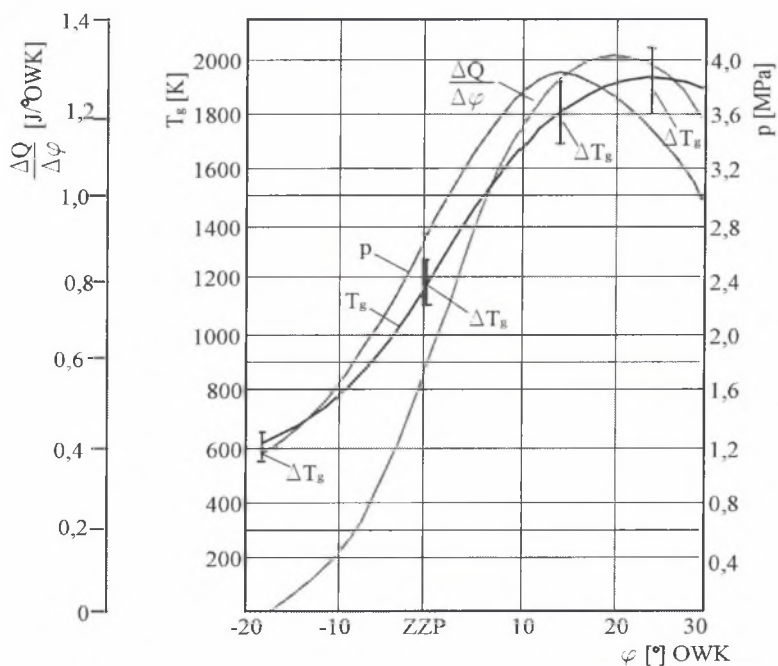
Fig.4.2. Course of the instantaneous changes of values of heat evolution coefficients determined according to Woschnie [117], Hohenberg [33], Swiatek [104] and Eichelberg [46] formulae

W pracy [94] dla budowanego dwustrefowego modelu spalania wyznaczono najpierw sumaryczną ilość ciepła przejmowanego przez poszczególne strefy, a następnie uzależniono ilość przejętych z poszczególnych stref ciepła od ich objętości. Wydaje się, że postępowanie takie jest możliwe tylko w uproszczonym modelu.

Dokładniejsze obliczenia muszą bowiem uwzględnić fakt, że odprowadzenie ciepła ze strefy spalanej, posiadającej wyższą temperaturę, musi być większe, niż obecnie przyjmuje się. Wynikiem przyjętych założeń są różne analizy, wprowadzające większy lub mniejszy błąd, pochodzący od występujących tam zależności, który szczególnie ujawnia się pod koniec obliczeń.

### 4.3. OCENA WIELKOŚCI BŁĘDU MODELU JEDNOSTREFOWEGO

Do oceny wartości błędu, mogącego powstać w związku z wyznaczeniem ciepła przejmowanego przez ścianki komory spalania, wykorzystano zarejestrowany na stanowisku badawczym przebieg ciśnienia (rys.4.3).

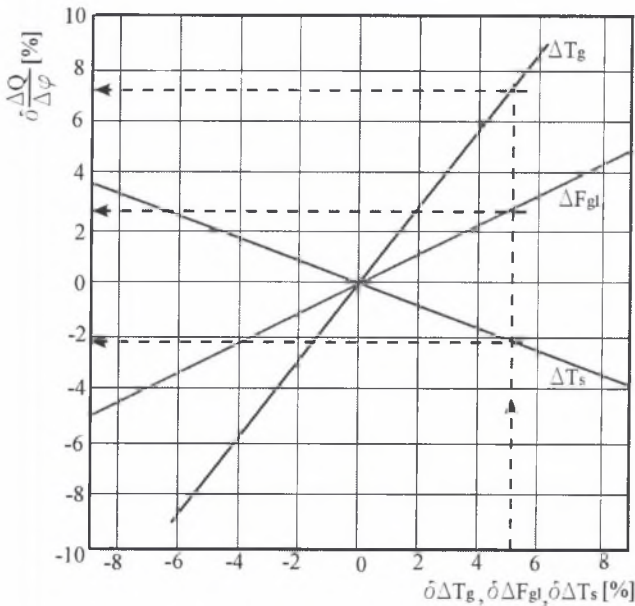


Rys.4.3. Przebieg zarejestrowanego ciśnienia spalania  $p$ , wyznaczonego na jego podstawie przebiegu temperatury czynnika roboczego  $T_g$  i chwilowego strumienia ciepła  $\Delta Q/\Delta\varphi$  odprowadzanego do ścianek komory, z zaznaczeniem sumarycznego błędu obliczeń wartości temperatury czynnika roboczego  $\Delta T_g$  w czterech położeniach tłoka: warunki początkowe dla obliczeń, ZZZP,  $p_{max}$ ,  $T_{gmax}$

Fig.4.3. The course of monitored and recorded  $p$  combustion pressure, the course of  $T_g$  working medium temperature determined on its basis and  $\Delta Q/\Delta\varphi$  instantaneous heat flux which gets to the combustion chamber. Total calculation error of the working medium temperature values at four positions of the piston: initial conditions for the calculations.  $p_{max}$ ,  $T_{gmax}$  have been highlighted

Korzystając ze wzoru (4.2), wyznaczono w funkcji kąta obrotu wału korbowego chwilową ilość ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania (rys.4.3). Na rysunku tym zaznaczono również przebieg temperatury czynnika roboczego, a dla czterech charakterystycznych położenia tłoka sumaryczny błąd, jaki można popełnić przy jego wyznaczaniu.

Dla przedstawienia oddziaływania wielkości występujących we wzorze (4.2) na wartość chwilowego strumienia ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania zaprezentowano na rysunku 4.4 wpływ tych wielkości na procentowy błąd wyniku końcowego. Widać, że 5% błąd w określeniu temperatury czynnika roboczego powoduje 7% błąd wartości chwilowego strumienia ciepła przekazywanego do ścianki, 5% błąd w określeniu wielkości powierzchni dna głowicy powoduje prawie 3% błąd wyniku końcowego, a 5% błąd w określaniu średniej temperatury ścianki około 2% błąd wyniku końcowego. Jak wcześniej zaznaczono, wszystkie wielkości były wyznaczane i analizowane dla skrajnie niekorzystnych warunków.



Rys.4.4. Wpływ wielkości błędu wyznaczania: temperatury czynnika roboczego  $\Delta T_g$ , powierzchni dna głowicy  $\Delta F_{gl}$  i temperatury ścianki komory spalania  $\Delta T_{si}$ , na procentowy błąd obliczenia chwilowego strumienia ciepła odprowadzanego do ścianek komory spalania

Fig.4.4. The impact of the error quantity of determining the following:  $\Delta T_g$  working medium temperature,  $\Delta F_{gl}$  head bottom surface and  $\Delta T_{si}$  temperature of combustion chamber wall upon the percentage error of instantaneous calculation of heat flux carried away to combustion chamber walls

Przedstawiona analiza wyznaczania ilości ciepła przejętego przez ścianki komory spalania wykazała, że dokładność tej metody ze względu na konieczność stosowania licznych uproszczeń jest mała i jeżeli określanie omówionych wielkości nie jest odpowiednio starannie przeprowadzone, może stanowić najłabsze ogniwo całego modelu. Przekazywanie ciepła od czynnika roboczego do ścianek komory spalania zależy od warunków panujących w otoczeniu ścianki, np. od szybkości przepływu czynnika roboczego w pobliżu ścianki, a te są bardzo zróżnicowane. Dlatego w modelowaniu ilość przekazywanego ciepła uzależnia się od różnicy uśrednionych temperatur analizowanych powierzchni i otaczającego je gazu oraz uśrednionego współczynnika przejmowania ciepła. Obie te wielkości bardzo istotnie mogą wpływać na zmiany w obliczeniach strat ciepła. Natomiast błąd w określaniu średnich temperatur ścianek i ich powierzchni ma mały wpływ na wyniki obliczeń.

Na zakończenie rozważań, dotyczących ciepła przekazywanego do ścianek komory, należy podkreślić, że lokalny strumień ciepła w różnych miejscach komory spalania przyjmuje znacznie różniące się wartości. Wyznaczanie chwilowych wartości utraconego ciepła przy wykorzystaniu wartości uśrednionych obarczone jest znacznym błędem. Szerzej zagadnienia te poruszono w pracach [62,63].

## 5. OCENA MODELU JEDNOSTREFOWEGO

Ukazujące się aktualnie publikacje [18, 85] świadczą, że modele jednostrefowe dzięki krótkim czasom obliczeniowym ciągle znajdują zastosowanie do oceny procesu spalania. Przykładem analiz wykorzystujących zasadę zachowania energii w modelu jednostrefowym są również prace [20, 58].

Badania autora nad dynamiką wydzielania się ciepła w silniku przeprowadzono przy całkowitym otwarciu przepustnicy, dobierając poprzez zmianę obciążenia prędkość obrotową. W tabeli 5.1 zamieszczono wyniki pomiarów maksymalnych ciśnień spalania i odpowiadające im odchylenia standardowe, a na rys.5.1 i 5.2 przedstawiono reprezentatywne przebiegi.

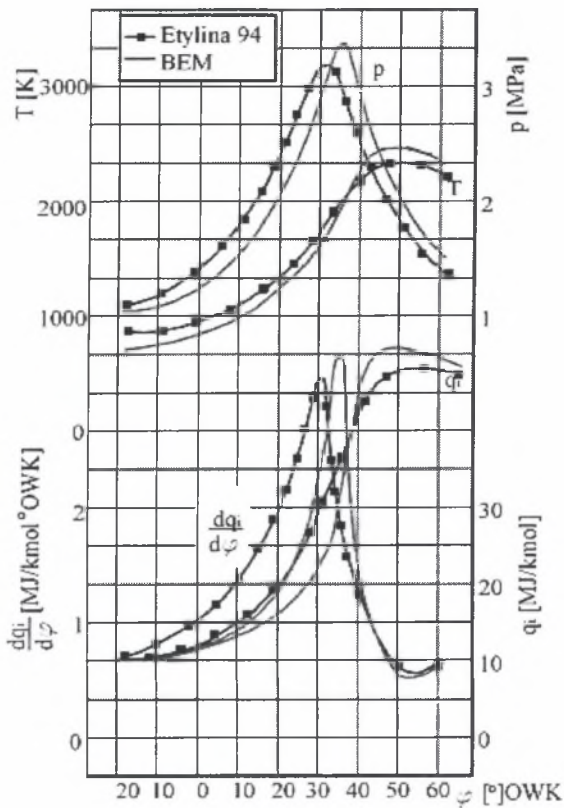
Z tabeli 5.1 wynika, że przy zasilaniu silnika mieszanką BEM możliwe jest zwiększenie maksymalnego ciśnienia spalania. Szczególnie wyraźnie widać to przy mniejszej prędkości obrotowej.

**Tabela 5.1**

Wpływ paliwa na parametry rejestrowanego ciśnienia

Paliwo	Prędkość obrotowa obr/min	Srednie maksymalne ciśnienie MPa	Srednie odchylenie standardowe MPa
Etylina LO 94	1500	2,85	0,15
	3000	3,35	0,33
Mieszanka BEM	1500	3,35	0,15
	3000	3,45	0,61

Jak już zaznaczono, współczynnik aktywnego wydzielania się ciepła, w przypadku założenia spalania całkowitego i zupełnego oraz uwzględnienia wpływu strat chłodzenia, osiąga wartość  $x = 1$ . Niepewność oceny strat spowodowanych wymianą ciepła ze ściankami komory spalania spowodowała, że za podstawę analizy procesu spalania przyjęto ciepło pochłonięte przez sam czynnik roboczy. Tak obliczoną wielkość jednostkowego ciepła wydzielonego podczas spalania oznaczono  $q_i$ . Wielkość ta przed zakończeniem spalania przechodzi przez maksimum i zmniejszając się w czasie rozprężania daje obraz strat chłodzenia i procesów zachodzących w czasie dopalania.



Rys.5.1. Przebieg ciśnienia  $p$ , obliczonej temperatury  $T$  oraz szybkości i ilości wywiązanego ciepła w funkcji OWK,  $n = 1500$  obr/min

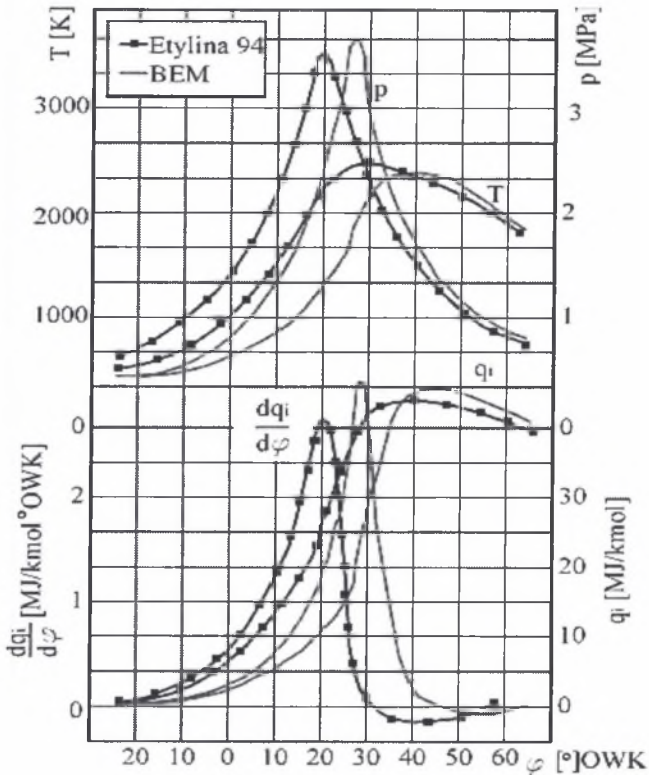
Fig.5.1. The course of  $p$  pressure, calculated  $T$  temperatures as well as velocity and amount of received heat in CA (deg) function,  $n = 1500$  rpm

Przy zasilaniu silnika mieszanką BEM nachylenie krzywej przejmowania ciepła przez czynnik roboczy  $q_i$  jest bardziej strome niż przy zasilaniu etyliną. Szczególnie wyraźnie widać to przy mniejszej prędkości obrotowej. Prawdopodobnie przyczyną jest większe obniżenie temperatury mieszanki przez parujący metanol i większy czas trwania pierwszego okresu spalania, po którym następuje bardziej gwałtowny przyrost szybkości spalania. Jednak proces spalania nie jest zakończony, na co wskazuje zwiększenie kąta pomiędzy wielkościami  $\varphi_{pmax}$  a  $\varphi_{Tmax}$  (rys.5.1).

Przy wyższej prędkości obrotowej (rys.5.2) nieznaczna różnica pomiędzy kątem  $\varphi_{pmax}$  dla maksymalnego ciśnienia a kątem  $\varphi_{Tmax}$  dla maksymalnej temperatury wskazuje na poprawę procesu spalania. Dalszy wzrost  $q_i$ , szczególnie na rys.5.2, świadczy o znacznym przyroście pracy w tych warunkach, a zatem o bardziej prawidłowym przebiegu spalania. Poziomy odcinek krzywej  $q_i$ , świadczy o równowadze

między ilością ciepła przyjętego przez czynnik roboczy a ilością ciepła oddanego do ścianek komory spalania.

Na uwagę zasługuje, szczególnie przy zasilaniu mieszanką BEM, szybsze opadanie krzywej  $q_i$ . Wskazuje ono na większe pobieranie ciepła przez ścianki komory spalania, może również wskazywać na skrócenie okresu dopalania.



Rys.5.2. Przebieg ciśnienia  $p$ , obliczone temperatury  $T$  oraz ilości i szybkości wywiązywania się ciepła w funkcji OWK,  $n = 3000$  obr/min

Fig.5.2. The course of  $p$  pressure, calculated  $T$  temperatures as well as velocity of received heat in CA (deg) function,  $n = 3000$  rpm

Analiza szybkości przejmowania ciepła przez czynnik roboczy  $dq/d\varphi$  może być wykorzystana przy doborze parametrów regulacyjnych silnika zasilanego paliwami alternatywnymi. Szybkość przejmowania ciepła zależy od szybkości spalania, a zatem świadczy zarówno o tworzeniu mieszanki palnej, jak i kinetyce chemicznej reakcji spalania. Maksimum  $dq/d\varphi$  zależy od szybkości reakcji chemicznej, zatem od współczynnika nadmiaru powietrza, właściwości paliwa czy intensywności zawiorowania. Przy zasilaniu silnika mieszanką BEM maksima są wyższe, co wskazuje na poprawę procesu spalania w głównej fazie. Mimo że początkowo na skutek dużego

ciepła parowania temperatura była niższa niż przy mieszankach benzynowych. Na taki przebieg prawdopodobnie wpłynęło zwiększenie kąta wyprzedzenia zapłonu, który dla mieszanki metanolowej mógł być nieco większy niż dla etyliny.

Przebieg  $dq/d\varphi$  na początku łagodny, a później coraz bardziej stromy jest zgodny z obszarem rozszerzania się reakcji spalania, która w pierwszym okresie spalania (szczególnie przy mniejszej prędkości obrotowej) przebiega powoli, a później systematycznie przyspiesza, osiągając przy metanolu większe wartości.

Praktyka wskazuje, że w silnikach samochodów PF 126p 50% ciepła wydziela się, w chwili gdy tłok znajduje się w położeniu, któremu odpowiada kąt  $20^\circ$  obrotu wału korbowego po zwrocie zewnętrznym. Przeprowadzone przez autora badania i obliczenia wykazały, że w omawianym silniku istnieją znaczne rezerwy, umożliwiające poprawę przebiegu procesu spalania.

Bardzo łagodne procesy zachodzące na początku spalania mieszanki BEM i opóźnienie osiągnięcia maksymalnej wartości  $dq/d\varphi$  sugerują celowość ich intensyfikacji, np. przez zwiększenie kąta wyprzedzenia zapłonu. Niestety, występujący wtedy większy rozrzut pomiędzy przebiegami i bardziej gwałtownie przebiegający proces spalania BEM w głównej fazie może doprowadzić wtedy do nadmiernego przeciążenia mechanizmu korbowego i spalania stukowego. Poprawę procesu spalania można osiągnąć przez zmianę charakterystyki regulatora odśrodkowego kąta wyprzedzenia zapłonu, która przy mniejszych prędkościach obrotowych powinna dawać nieco większe kąty wyprzedzenia zapłonu niż stosowana obecnie. Przy wyższych prędkościach kąt wyprzedzenia zapłonu jest właściwy, a może nawet zbyt duży, o czym świadczy cytowana na początku zwiększona niepowtarzalność kolejnych obiegów pracy, chociaż analiza wydzielenia się ciepła w silniku nie potwierdza tego wniosku, ale były to warunki ustalone.

Przeprowadzone badania i wyniki obliczeń przebiegu wywiązywania się ciepła (pomimo konieczności przyjęcia założeń) udowodniły, że metoda ta nadaje się do oceny stosowanych paliw oraz umożliwia określenie siły wpływu parametrów operacyjnych na przebieg spalania. Obecnie jednak częściej korzysta się z modelu dwustrefowego.



## 6. DWUSTREFOWY MODEL WYWIĄZYWANIA SIĘ CIEPŁA

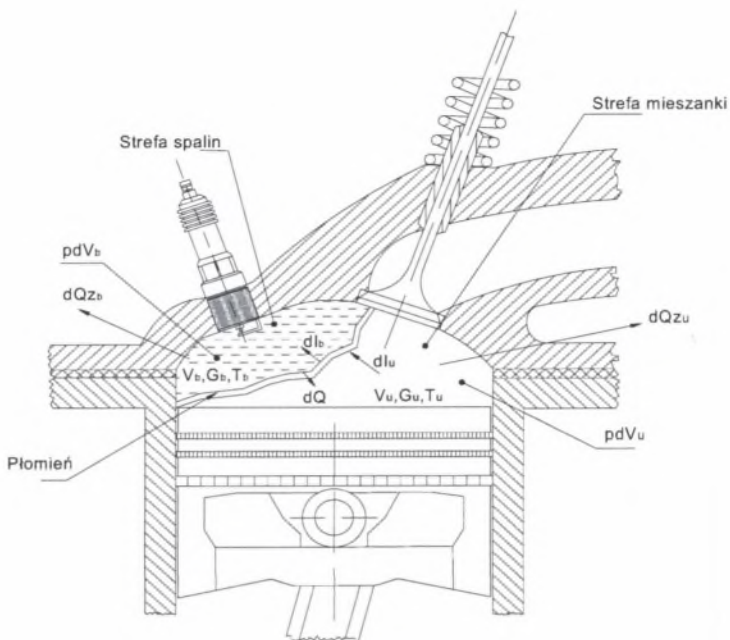
W dalszej części do oceny procesu spalania paliw alternatywnych wykorzystano zarejestrowane przebiegi ciśnienia oraz fenomenologicznie wydzielone dwie strefy: świeżej mieszanki i spalin. Strefy te oddzielone są od siebie frontem płomienia, który przy stechiometrycznej mieszance propanowej ma laminarną grubość zaledwie 0,01 mm. Z tego powodu w literaturze nazywany jest czasami modelem bezpłomieniowym i dlatego w obliczeniach nie uwzględnia się strefy płomienia. Strefa niespalona jest ograniczona ściankami komory i powierzchnią frontu płomienia.

Przy budowie modelu poczyniono ponadto następujące założenia:

- temperatura spalin jest równa temperaturze frontu płomienia;
- ciśnienie w obu strefach jest równe, a jego przyrost nie ma charakteru falowego;
- temperatury w obszarach stref są jednorodne:  $T_u$  w obszarze mieszanki i  $T_b$  w obszarze spalin;
- czynnik roboczy traktuje się jako gaz półdoskonały;
- pominięto wpływ obszarów szkodliwych;
- w modelowaniu nie uwzględnia się wpływu ścianek otaczających przestrzeń spalania na prędkość przemieszczania się płomienia;
- czynnik gazowy jest homogeniczny w poszczególnych strefach;
- spaliny znajdują się w stanie równowagi chemicznej.

W literaturze [36] bilans energii dla strefy niespalonej ułożony jest najczęściej dla chwili, w której tłok przemieszczając się w dół wykonuje pracę. Choć praca może mieć różne znaki, bowiem przed ZZP praca zostaje doprowadzona, czyli wykonana na układzie, a nie przez układ. Podobnie ciepło przejęte przez ścianki może mieć różne znaki, bowiem ścianki komory spalania raz oddają ciepło, a innym razem je pobierają.

Wobec tych założeń bilans energii dla strefy niespalonej w elementarnym kącie  $d\varphi$  OWK przedstawia się następująco. 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. Natomiast energię doprowadzoną do układu (rys.6.1) stanowi niezgodność bilansowa  $\delta Q$ .



Rys.6.1. Schemat dwustrefowego modelu spalania z zaznaczeniem wielkości występujących w obliczeniach

Fig.6.1. Diagram of two-zone combustion model with marked values which appear in the calculations

Dla zwiększenia dokładności obliczeń wykorzystano bowiem mechanizm związany z różnicą entalpii czynnika dopływającego i odpływającego ze strefy spalania. Istota mechanizmu polega na obserwowaniu różnicy entalpii i przerywaniu obliczeń, z chwilą gdy wielkość ta przekroczy określoną wartość (w dalszych obliczeniach przyjęto  $\Delta Q = 1J$ ). W świetle obecnej wiedzy mechanizm ten należy bardziej kojarzyć z algorytmem genetycznym, bowiem przy odpowiednim programie możliwe jest wtedy korygowanie wielkości, przyjętych na początku obliczeń, czy nawet całych podmodeli samodzielnie przez komputer (o ile pominiemy pod koniec spalania nagrzewanie mieszanki).

Omawiany mechanizm do oceny poprawności wyników obliczeniowych wykorzystuje jako kryterium niezgodność bilansu energii frontu spalania, wyrażającą się różnicą entalpii dopływającej i odpływającej z frontu płomienia:

$$\Delta Q = \Delta I_u - \Delta I_b \quad (6.1)$$

Należy zaznaczyć, że mechanizm ten można wykorzystać we wstępnej i głównej fazie spalania, tam gdzie występują dwie strefy: mieszanki i spalini, oddzielone od siebie

frontem płomienia (rys.6.1). W okresie dopalania ciepło wyzwolone na skutek spalania może być mniejsze niż ciepło przejęte przez ładunek. Może to być powodem rozbieżności wyników pod koniec obliczeń.

Równanie bilansu strefy niespalonej dla kąta  $d\varphi$  OWK można zatem napisać w następujący sposób:

$$\delta Q = dU_u + dI_u + p \cdot dV_u + \delta Q_{zu} \quad (6.2)$$

Bilans energii dla strefy spalonej w czasie obrotu wału korbowego o kąt  $d\varphi$  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:

$$dI_b = dU_b + p \cdot dV_b + \delta Q_{zb} \quad (6.3)$$

Wyjaśnienia wymaga fakt zaliczenia  $p \cdot dV_u$  i  $p \cdot dV_b$  do energii wyprowadzonej z układu. W okresie od rozpoczęcia spalania do ZZP różniczki  $dV_u$  i  $dV_b$  mają znak ujemny, wobec czego również człony  $p \cdot dV_u$  i  $p \cdot dV_b$  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,  $dV_u$  i  $dV_b$  mają znak dodatni i gazy wykonują pracę.

Ponieważ dla frontu płomienia poczyniono założenie, że może być nieadiabatyyczny, chcąc określić znak niezgodności bilansowej, założono, że część ciepła generowana we froncie płomienia może dopływać do mieszanki. Założenie to umożliwi wyznaczenie omawianego ciepła jako różnicy entalpii porcji mieszanki dopływającej do frontu  $dI_u$  i odpływającej z frontu płomienia entalpii porcji spalin  $dI_b$  dla kąta  $d\varphi$  według równania:

$$\delta Q = dI_u - dI_b \quad (6.4)$$

Przy założeniu że front spalania jest adiabatyczny, równania (6.2), (6.3) i (6.4) przyjmują postać:

$$0 = dU_u + dI_u + p \cdot dV_u + \delta Q_{zu} \quad (6.5)$$

$$dI_b = dU_b + p \cdot dV_b + \delta Q_{zb} \quad (6.6)$$

$$dI_u = dI_b \quad (6.7)$$

gdzie:

$dU_u$  - przyrost energii wewnętrznej mieszanki;

$dU_b$  - przyrost energii wewnętrznej spalin;

$\delta Q_{zu}$  - ciepło odprowadzone do ścianek komory spalania ze strefy zajętej przez mieszanke;

$\delta Q_{zb}$  - ciepło odprowadzone do ścianek komory spalania ze strefy zajętej przez spaliny;

$\delta Q_z$  - ilość ciepła przejęta przez ścianki komory spalania;

$pdV_u$  - praca wykonana przez mieszanke;

$pdV_b$  - praca wykonana przez spaliny;

$dI_u$  - entalpia porcji mieszanki dopływającej do frontu płomienia;

$dI_b$  - entalpia porcji spalin odpływająca z frontu płomienia.

Widoczne jest też, że przyjęcie lub odrzucenie założenia o istnieniu ciepła  $\delta Q$  odpływającego z frontu spalania do strefy niespalonej (ładunku) prowadzi do znanego w literaturze [96] układu równań. Można więc wykorzystać równanie (6.4) jako kryterium dokładności obliczeń dla przyrostów skończonych entalpii, np. w postaci:

$$\Delta Q^2 = \sum_i (\Delta I_u - \Delta I_b)^2 \quad (6.8)$$

gdzie:

$i$  – numer kolejnego kroku obliczeniowego (od rozpoczęcia do zakończenia spalania).

Przedstawiony układ zawiera siedem niewiadomych:  $T_u$ ,  $T_b$ ,  $G_u$ ,  $G_b$ ,  $V_u$ ,  $V_b$ ,  $x$  oraz różnicę bilansową  $Q$ . Jeżeli założymy, że temperatura, objętość i ciśnienie jednoznacznie oznaczają masę, a różnica bilansowa powinna dążyć do zera, to pozostaje pięć niewiadomych. W celu ich wyznaczenia należy wprowadzić brakujące równania wiążące wyżej wymienione parametry oraz ich różniczki. Są to:

- równanie stanu gazu

- dla strefy ładunku:

$$p = \frac{G_u \cdot R_u \cdot T_u}{V_u} \quad (6.9)$$

$$\frac{1}{p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} = \frac{1}{G_u} \cdot \frac{dG_u}{d\varphi} + \frac{1}{T_u} \cdot \frac{dT_u}{d\varphi} - \frac{1}{V_u} \cdot \frac{dV_u}{d\varphi} \quad (6.10)$$

- dla strefy spalin:

$$p = \frac{G_b \cdot R_b \cdot T_b}{V_b} \quad (6.11)$$

$$\frac{1}{p} \cdot \frac{dp}{d\varphi} = \frac{1}{G_b} \cdot \frac{dG_b}{d\varphi} + \frac{1}{T_b} \cdot \frac{dT_b}{d\varphi} - \frac{1}{V_b} \cdot \frac{dV_b}{d\varphi} \quad (6.12)$$

- równanie opisujące objętość komory spalania

$$V_u + V_b = V_i \quad (6.13)$$

$$\frac{dV_u}{d\varphi} + \frac{dV_b}{d\varphi} = \frac{dV_i}{d\varphi} \quad (6.14)$$

- zasada zachowania masy

$$G_u + G_b = G \quad (6.15)$$

$$\frac{dG_u}{d\varphi} + \frac{dG_b}{d\varphi} = 0 \quad (6.16)$$

- równanie określające stopień wypalenia mieszanki

$$x = \frac{G_b}{G} \quad (6.17)$$

W obliczeniach ilości ciepła przekazywanego do ścianek komory wprowadzono założenie, że są one proporcjonalne do objętości zajmowanych przez wydzielone strefy:

$$\delta Q_{zu} = \left( \frac{V_u}{V_i} \right) \cdot \delta Q_z \quad (6.18)$$

$$\delta Q_{zb} = \left( \frac{V_b}{V_i} \right) \cdot \delta Q_z \quad (6.19)$$

W celu określenia chwilowej temperatury mieszanki  $T_u$  i temperatury spalin  $T_b$  z układu równań (6.2 – 6.3) wyznacza się różniczki  $dT_u$  i  $dT_b$ . W tym celu równanie (6.4) podstawiono do równania (6.2), skąd po uproszczeniu otrzymano:

$$-dI_b = dU_u + p \cdot dV_u + \delta Q_{zu} \quad (6.20)$$

Do określenia poszczególnych składników występujących w równaniu (6.20) wykorzystano wynikające z bilansu masy wyrażenia:

$$G_u = (1 - x) \cdot G \quad (6.21)$$

$$\frac{dG_u}{d\varphi} = -G \cdot \frac{dx}{d\varphi} \quad (6.22)$$

$$G_b = x \cdot G \quad (6.23)$$

$$\frac{dG_b}{d\varphi} = G \cdot \frac{dx}{d\varphi} \quad (6.24)$$

Ponieważ entalpia spalin przy spalaniu zupełnym i całkowitym wynosi:

$$I_b = G_b \cdot i_b = G \cdot x \cdot c_{pb} \cdot (T_b - T_0) \quad (6.25)$$

różniczkując równanie (6.25) po zmiennej  $x$ , otrzymano wyrażenie, w którym różniczka określana jest dla danej temperatury  $T_b$ , dla której  $c_{pb}$  jest wartością stałą, stąd jedyną zmienną w równaniu (6.25) jest  $x$ .

$$dI_b = G \cdot c_{pb} \cdot (T_b - T_0) \cdot dx \quad (6.26)$$

Energię wewnętrzną ładunku określa się następująco:

$$U_u = G_u \cdot u_u \quad (6.27)$$

podstawiając energię wewnętrzną właściwą i równanie (6.21):

$$u_u = W_{du} + c_{vu} \cdot (T_u - T_0) - R_u \cdot T_0 \quad (6.28)$$

uzyskuje się:

$$U_u = G \cdot (1-x) \cdot [W_{du} + c_{vu} \cdot (T_u - T_0) - R_u \cdot T_0] \quad (6.29)$$

Ponieważ analizowana energia wewnętrzną dotyczy całej strefy mieszanki, występująca w równaniu (6.20) różniczkę energii wewnętrznej mieszanki wyznaczono dla zmieniającej się masy i temperatury:

$$\frac{dU_u}{d\varphi} = \frac{d(G_u \cdot u_u)}{d\varphi} = u_u \cdot \frac{dG_u}{d\varphi} + G_u \cdot \frac{du_u}{d\varphi} \quad (6.30)$$

$$dU_u = -G \cdot [W_{du} + c_{vu} \cdot (T_u - T_0) - R_u \cdot T_0] \cdot dx + [G \cdot (1-x) \cdot c_{vu}] \cdot dT_u \quad (6.31)$$

Uzależniając ilość ciepła przejętego przez ścianki z poszczególnych stref od objętości zajmowanych przez te strefy oraz wykorzystując równanie stanu gazu dla strefy mieszanki (6.9), chwilową ilość ciepła przejętego z tej strefy można wyznaczyć z następującego wzoru:

$$\delta Q_{zu} = \left( \frac{V_u}{V_i} \right) \cdot \delta Q_z = \frac{G_u \cdot R_u \cdot T_u}{p \cdot V_i} \cdot \delta Q_z = \frac{(1-x) \cdot G \cdot R_u \cdot T_u}{p \cdot V_i} \cdot \delta Q_z \quad (6.32)$$

W celu wyznaczenia chwilowej zmiany objętości mieszanki z równań (6.9, 6.15, 6.17) wyznacza się jej objętość:

$$V_u = \frac{G_u \cdot R_u \cdot T_u}{p} = \frac{(1-x) \cdot G \cdot R_u \cdot T_u}{p} \quad (6.33)$$

Następnie określa się jej różniczkę:

$$dV_u = \frac{-G \cdot R_u \cdot T_u}{p} \cdot dx + \frac{(1-x) \cdot G \cdot R_u}{p} \cdot dT_u - \frac{(1-x) \cdot G \cdot R_u \cdot T_u}{p^2} \cdot dp \quad (6.34)$$

Podstawiając równania (6.26, 6.31, 6.32, 6.34) do (6.20), otrzymuje się:

$$\begin{aligned} -G \cdot c_{pb}(T_b - T_0) \cdot dx &= -G[W_{du} + c_{vu}(T_u - T_0) - R_u T_0] \cdot dx + \\ &+ [G \cdot (1-x) \cdot c_{vu}] \cdot dT_u + \left[ \frac{(1-x) \cdot G \cdot R_u \cdot T_u}{p \cdot V_i} \right] \cdot \delta Q_z + \\ &+ p \cdot \left[ \frac{-G \cdot R_u \cdot T_u}{p} \cdot dx + \frac{(1-x) \cdot G \cdot R_u}{p} \cdot dT_u - \frac{(1-x) \cdot G \cdot R_u \cdot T_u}{p^2} \cdot dp \right] \end{aligned} \quad (6.35)$$

skąd po ugrupowaniu wyrazów, podzieleniu przez masę  $G$ , wykorzystaniu zależności  $c_p = c_v + R$  i matematycznym przekształceniu

$$\begin{aligned} -c_{pb}(T_b - T_0) \cdot dx &= -[W_{du} + (c_{pu} - R_u)(T_u - T_0) - R_u T_0] \cdot dx + \\ &+ [(1-x) \cdot (c_{pu} - R_u)] \cdot dT_u + \left[ \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p \cdot V_i} \right] \cdot \delta Q - (R_u T_u dx + (1-x)R_u dT_u)_z - \left[ \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p} \cdot dp \right] \end{aligned} \quad (6.36)$$

$$\begin{aligned} -c_{pb}(T_b - T_0) \cdot dx + (W_{du} + c_{pu} \cdot T_u - c_{pu} \cdot T_0 - R_u \cdot T_u) dx + R_u \cdot T_u \cdot dx = \\ = (c_{pu} - R_u - c_{pu} \cdot x + R_u \cdot x) dT_u + (1-x)R_u \cdot dT_u + \left[ \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p \cdot V_i} \right] \cdot \delta Q_z - \left[ \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p} \cdot dp \right] \end{aligned} \quad (6.37)$$

$$\begin{aligned} (-c_{pb}(T_b - T_0) + W_{du} + c_{pu} \cdot (T_u - T_0) - R_u \cdot T_u + R_u \cdot T_u) dx = \\ = (c_{pu} - R_u - c_{pu} \cdot x + R_u \cdot x + (1-x) \cdot R_u) dT_u + \left[ \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p \cdot V_i} \right] \cdot \delta Q_z - \left[ \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p} \cdot dp \right] \end{aligned} \quad (6.38)$$

otrzymano:

$$\begin{aligned} [W_{du} - c_{pb} \cdot (T_b - T_0) + c_{pu} \cdot (T_u - T_0)] \cdot dx = \\ = [(1-x) \cdot c_{pu}] \cdot dT_u + \left[ \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p \cdot V_i} \right] \cdot \delta Q_z - \left[ \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p} \right] \cdot dp \end{aligned} \quad (6.39)$$

Po dokonaniu podstawienia:

$$W1 = W_{du} - c_{pb} \cdot (T_b - T_0) + c_{pu} \cdot (T_u - T_0) \quad (6.40)$$

Równanie (6.2) otrzymano w postaci:

$$W1 \cdot dx = [(1-x) \cdot c_{pu}] \cdot dT_u + \left[ \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p \cdot V_i} \right] \cdot \delta Q_z - \left[ \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p} \right] \cdot dp \quad (6.41)$$

Kolejnym krokiem jest określenie stopnia wypalenia mieszanki. Wyznacza się go przekształcając równanie (6.17) oraz wykorzystując zależności (6.9, 6.11, 6.13, 6.15), co zapisujemy

$$x = \frac{p \cdot V_i - R_u \cdot T_u}{R_b \cdot T_b - R_u \cdot T_u} \quad (6.42)$$

skąd określa się różniczkę zupełną  $dx$ , wyznaczając pochodne cząstkowej funkcji  $x$  po zmiennych:  $p$ ,  $V_b$ ,  $T_u$  i  $T_b$ ;

$$dx = \frac{p \cdot V_i}{R_b \cdot T_b - R_u \cdot T_u} \cdot \left( \frac{dp}{p} + \frac{dV_i}{V_i} \right) - \frac{(1-x) \cdot R_u}{R_b \cdot T_b - R_u \cdot T_u} \cdot dT_u - \frac{x \cdot R_b}{R_b \cdot T_b - R_u \cdot T_u} \cdot dT_b \quad (6.43)$$

Po podstawieniu równania (6.43) do równania (6.41) zapisujemy

$$\begin{aligned} W1 \cdot \frac{p \cdot V_i}{R_b \cdot T_b - R_u \cdot T_u} \cdot \left( \frac{dp}{p} + \frac{dV_i}{V_i} \right) - \frac{(1-x) \cdot R_u}{R_b \cdot T_b - R_u \cdot T_u} \cdot dT_u - \frac{x \cdot R_b}{R_b \cdot T_b - R_u \cdot T_u} \cdot dT_b &= (6.44) \\ &= [(1-x) \cdot c_{pu}] \cdot dT_u + \left[ \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p \cdot V_i} \right] \cdot \delta Q_z - \left[ \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p} \right] \cdot dp \end{aligned}$$

Po uporządkowaniu i przekształceniu otrzymano:

$$\begin{aligned} (1-x) \left( \frac{W1}{W5} \cdot R_u + c_{pu} \right) dT_u + x \cdot \left( \frac{W1}{W5} \cdot R_b \right) dT_b &= (6.45) \\ = \left( \frac{W1}{W5} \cdot \frac{V_i}{G} + \frac{(1-x) R_u \cdot T_u}{p} \right) dp + \left( \frac{W1}{W5} \cdot \frac{p}{G} \right) dV_i - \frac{(1-x) R_u \cdot T_u}{p V_i} \delta Q_z \end{aligned}$$

gdzie:

$$W5 = R_b \cdot T_b - R_u \cdot T_u \quad (6.46)$$

$$\begin{aligned} (1-x) \left( \frac{W1}{W5} \cdot R_u + c_{pu} \right) dT_u + x \cdot \left( \frac{W1}{W5} \cdot R_b \right) \cdot \frac{R_b \cdot T_b}{p \cdot c_{pb}} \left( dp - \frac{\delta Q_z}{V_i} \right) &= (6.47) \\ = \left( \frac{W1}{W5} \cdot \frac{V_i}{G} + \frac{(1-x) R_u \cdot T_u}{p} \right) dp + \left( \frac{W1}{W5} \cdot \frac{p}{G} \right) dV_i - \frac{(1-x) R_u \cdot T_u}{p V_i} \delta Q_z \end{aligned}$$

równanie przekształca się, tak aby uzyskać jawną postać różniczki  $dT_u$ :

$$dT_u = \frac{\left[ \begin{aligned} &\left( -\frac{W1 \cdot x \cdot R_b \cdot W2}{W5 \cdot p \cdot c_{pb}} + \frac{W1 \cdot V_i}{W5 \cdot G} + \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p} \right) dp + \\ &\left( \frac{W1 \cdot x \cdot R_b \cdot W2}{W5 \cdot c_{pb} \cdot p \cdot V_i} - \frac{(1-x) \cdot R_u \cdot T_u}{p \cdot V_i} \right) \cdot \delta Q_z + \left( \frac{W1 \cdot p}{W5 \cdot G} \right) \cdot dV_i \end{aligned} \right]}{(1-x) \cdot \left( \frac{W1 \cdot R_u}{W5} + c_{pu} \right)} \quad (6.48)$$

gdzie

$$W2 = R_b \cdot T_b \quad (6.49)$$



Dla równania (6.6), tak jak dla równania (6.20), określa się objętość, energię wewnętrzną oraz ich zmiany:

$$V_b = \frac{G_b \cdot R_b \cdot T_b}{p} = \frac{x \cdot G \cdot R_b \cdot T_b}{p} \quad (6.50)$$

$$U_b = G \cdot x [c_{vb} \cdot (T_b - T_0) - R_b \cdot T_0] \quad (6.51)$$

Po zróżniczkowaniu równań (6.50 i 6.51) po  $T_b$  i  $x$  otrzymujemy:

$$dV_b = \frac{G \cdot R_b \cdot T_b}{p} \cdot dx + \frac{x \cdot G \cdot R_b}{p} \cdot dT_b - \frac{x \cdot G \cdot R_b \cdot T_b}{p^2} \cdot dp \quad (6.52)$$

$$dU_b = G \cdot x \cdot c_{vb} \cdot dT_b + [c_{vb} \cdot (T_b - T_0) - R_b \cdot T_0] \cdot G \cdot dx \quad (6.53)$$

a po podstawieniu otrzymanych wielkości do równania (6.6) oraz uporządkowaniu:

$$dI_b - dU_b = pdV_b + \delta Q_{zb} \quad (6.54)$$

$$G \cdot dx \cdot c_{pb} (T_b - T_0) - [c_{vb} (T_b - T_0) - R_b T_0] G dx - G x c_{vb} = pdV_b + \delta Q_{zb} \quad (6.55)$$

$$xG \left( R_b T_b \frac{dp}{p} - c_{pb} dT_b \right) = \frac{xGR_b T_b}{pV_i} \delta Q_z \quad (6.56)$$

ostatecznie układ ten można zapisać w postaci:

$$dT_b = \frac{R_b \cdot T_b}{p \cdot c_{pb}} \left( dp - \frac{\delta Q_z}{V_i} \right) \quad (6.57)$$

Temperatury  $T_u$  i  $T_b$  wyznacza się wykorzystując jedną z metod numerycznych. W równaniach (6.48) i (6.57) poszczególne zmienne wyznacza się następująco:

- chwilową wartość ciśnienia  $p$  określa się za pomocą funkcji aproksymującej [69,70];
- różniczkę  $dp$  określa się analitycznie z wyznaczonej wcześniej funkcji ciśnienia;
- biorąc pod uwagę dokładność wcześniejszych założeń, chwilową objętość komory spalania można określić z przybliżonego wzoru [116]:

$$V_i = V_k \cdot [1 + 0.5 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot (1 - \cos \varphi + 0.5 \cdot \lambda_k \cdot \sin^2 \varphi)] \quad (6.58)$$

- różniczkę  $dV_i$  określa się analitycznie na podstawie wzoru:

$$dV_i = V_k \cdot 0.5 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot [\sin \varphi \cdot (1 + \lambda_k \cdot \cos \varphi)] \cdot d\varphi \quad (6.59)$$

- podmodel wymiany ciepła między czynnikiem roboczym i ściankami komory spalania przedstawiono w rozdziale 4, przy czym średnią temperaturę czynnika wyliczono każdorazowo ze wzoru:

$$T_g = \frac{(1-x) \cdot c_{vu} \cdot T_u + x \cdot c_{vb} \cdot T_b}{(1-x) \cdot c_{vu} + x \cdot c_{vb}} \quad (6.60)$$

- powierzchnię gładzi tulei cylindrowej określono wzorem:

$$F_{tu} = F_{gl} \cdot (1 - \cos \varphi + 0.5 \cdot \lambda_k \cdot \sin^2 \varphi) \quad (6.61)$$

- różniczkę  $dF_{tu}$  określa się ze wzoru:

$$dF_{tu} = F_{gl} \cdot (\sin \varphi + 0.5 \cdot \lambda_k \cdot \cos \varphi) d\varphi \quad (6.62)$$

Wymianę ciepła pomiędzy czynnikiem roboczym a ściankami komory spalania określono wzorem (4.2). Do wyliczenia ciepła właściwego mieszanki i spalin konieczne jest określenie udziałów masowych i molowych poszczególnych składników. Mimo że we wcześniejszych pracach przyjmowano 10 składników spalin, na potrzeby pracy zajęto się tylko pięcioma składnikami spalin  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{O}_2$  i  $\text{N}_2$ . Szerzej zagadnienia te poruszono w pracach [52, 66, 72]. Po zdefiniowaniu procesów biorących udział w modelu, przyjęciu założeń i warunków brzegowych oraz wprowadzeniu zarejestrowanych przebiegów ciśnień konstruujemy algorytm, którego zadaniem jest wyznaczenie poszukiwanych wielkości w taki sposób, aby komputer mógł je wykonać.

## 6.1. ANALIZA ZAŁOŻEŃ

Analiza przyjętych założeń i stosowanych uproszczeń umożliwia właściwe interpretowanie otrzymanych przebiegów wywiązywania się ciepła. Pozwala również na prawidłowe porównywanie otrzymanych przebiegów z przebiegami zaczerpniętymi z literatury.

Obliczenia przeprowadzono dla trzech paliw: benzyny, LPG i etanolu. W przypadku etanolu stosowano różne proporcje. Dla tak otrzymanych kompozycji wyznaczono skład spalin i inne potrzebne później w obliczeniach wielkości termodynamiczne.

### 6.1.1. Wyznaczanie składu spalin

Wyznaczanie stałych gazowych, ciepła właściwego i innych wielkości termodynamicznych występujących w obliczeniach wymagało wyznaczenia składu spalin. Ze względu na najczęściej stosowany obecnie system spalania w pierwszej

kolejności założono spalanie zupełne i skład stechiometryczny, następnie wyznaczono skład spalin dla mieszanki ubogiej i bogatej.

### **Wyznaczanie składu spalin przy spalaniu benzyny**

W przypadku benzyny najczęściej zakłada się udział masowy składników, np. 85% węgla i 15% wodoru, ale czasami podany jest skład zastępczy benzyny w postaci wzoru cząsteczkowego  $C_{8,26}H_{15,5}$  lub  $C_{7,76}H_{13,1}$ . Przykładowo brany do obliczeń równoważnik paliw handlowych w USA oznaczony symbolem RMF DB02 wynosi  $C_{8,056}H_{15,121}$  albo po prostu  $CH_{1,94}$  lub  $CH_{1,85}$  dla  $C_8H_{14,8}$  [95]. W takich sytuacjach w pierwszej kolejności należy wyznaczyć udziały masowe. Dla zastępczej benzyny składającej się np. z 80% izooktanu i 20% n-heptanu ( $C_{7,8}H_{17,6}$ ) zamiana wzoru cząsteczkowego na udziały masowe wymaga wyznaczenia w pierwszej kolejności masy cząsteczkowej. Udziały gramowe węgla i wodoru wynoszą wtedy:  $c=0,842$ ,  $h=0,158$ . Założona do obliczeń benzyna zawiera nieznacznie mniej węgla, a więcej wodoru, co jest zgodne z obecnym dążeniem do ochrony środowiska. Skład  $H/C = 1,85$  przyjęty został w analizatorach spalin do wyznaczania współczynnika nadmiaru powietrza, podczas gdy w większości stosowanych aktualnie paliw skład wyrażony stosunkiem  $H/C$  jest większy niż 2.

Przyjęte udziały masowe umożliwiają wyznaczenie składu molowego ilości substancji przed spalaniem.

W celu sprawdzenia zgodności obliczeń ze wskazaniami analizatora wyznaczono ilość spalin suchych. W przypadku CO i CO<sub>2</sub> jest to wielkość, jaką pokazuje analizator spalin. W dalszych obliczeniach otrzymany skład spalin wykorzystano do wyznaczania funkcji kalorycznych.

### **Wyznaczanie składu spalin przy spalaniu etanolu**

Postępując podobnie jak w przypadku benzyny, wyznaczono udziały spalin wilgotnych dla etanolu i mieszanin etanolu z benzyną. Korzystny stosunek  $H/C$  w paliwach alternatywnych przekłada się na większy udział pary wodnej w spalinach. Udział jej przy spalaniu czystego etanolu wzrósł o przeszło 4% w stosunku do spalin otrzymanych ze spalania benzyny.

## Wyznaczanie składu spalin przy spalaniu paliwa gazowego LPG

W różnych państwach skład LPG dość mocno się zmienia, od prawie 100% propanu (USA czy Kanada) do zaledwie 30% (Włochy). Spowodowane jest to zapewnieniem najlepszych w danym państwie warunków eksploatacji (np. rozruchu). Z tego powodu w chłodnych strefach klimatycznych lub w okresie zimowym istotny jest podwyższony udział propanu. Można jednak przyjąć następujące proporcje: propan 45%, n-butan 33%, izobutan 7% i propylen 10%, a zatem w przybliżeniu 55% C<sub>3</sub> i 40% C<sub>4</sub>. Ponieważ składniki C<sub>2</sub> i C<sub>5</sub> stanowią około 1%, pozostałe 4% to w większości C<sub>4</sub>, dlatego można spodziewać się niewielkich różnic pomiędzy wynikami obliczeń a wynikami badań. W obliczeniach (zgodnie z badaniami [35]) przyjęto następujący skład: 50% C<sub>3</sub> i 50% C<sub>4</sub>. Są to proporcje zalecane w niektórych krajach, np. we Francji, czyli w kraju o warunkach klimatycznych zbliżonych do polskich.

Otrzymane wyniki, dotyczące objętościowego udziału składników spalin, podano w tabelach 6.1, 6.2 i 6.3.

**Tabela 6.1**

Skład i ilość kilomoli spalin wilgotnych dla mieszanki stechiometrycznej ( $\lambda=1$ )

Paliwo	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	n <sup>''</sup> <sub>sw</sub>
Benzyna	13,20	12,89	73,91	0,5431
Etanol	12,30	18,40	69,30	0,3540
20% Etanolu	13,06	13,66	73,66	0,5049
30% Etanolu	13,00	14,11	72,89	0,4862
LPG	11,82	15,20	72,98	0,5810

**Tabela 6.2**

Skład i ilość kmoli spalin wilgotnych dla mieszanki ubogiej ( $\lambda=1,1$ )

Paliwo	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	n <sup>''</sup> <sub>sw</sub>
Benzyna	12,97	11,79	74,34	1,80	0,5939
Etanol	10,99	16,46	68,15	4,40	0,3960
20% Etanolu	11,91	12,46	73,46	2,17	0,5538
30% Etanolu	11,83	12,84	72,95	2,38	0,5343
LPG	10,81	13,91	73,50	1,78	0,6347

**Tabela 6.3**Skład i ilość kmoli spalin wilgotnych dla mieszanki bogatej ( $\lambda=0,9$ )

Paliwo	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	CO	n'' <sub>sw</sub>
Benzyna	10,22	13,57	71,96	4,25	0,4981
Etanol	9,24	19,79	67,01	3,96	0,3295
20% Etanolu	9,90	14,75	71,15	4,40	0,4679
30% Etanolu	9,84	15,22	70,76	4,18	0,4507
LPG	8,56	16,38	70,87	4,19	0,5386

Można dodać, że dla klienta, który kupuje w [dm<sup>3</sup>], większa gęstość jest korzystniejsza. Jeżeli porównujemy objętości, to butan jest ekonomiczniejszy, ale jeżeli porównujemy masy, to jest odwrotnie, bo propan ma więcej wodoru. Obecne systemy paliwowe tworzą mieszanki w stosunku objętościowym. Dlatego objętościowo 10% wzrost udziału butanu w LPG zwiększa energię ładunku o około 1%. Ważniejszy jest jednak w tym wypadku system wytwarzania mieszanki, np. system dwupaliwowy gaźnik + mieszalnik nie utrzymuje stałego stosunku paliwa do powietrza. Szybko zmieniający się skład mieszanki prowadzi do większej emisji toksycznych składników spalin.

## 7. MECHANIZMY ZWIĘKSZAJĄCE DOKŁADNOŚĆ PRZYJMOWANIA WARTOŚCI POCZĄTKOWYCH

Wykorzystując przedstawiony algorytm, zarejestrowany przebieg ciśnienia oraz podstawiając dane z tabeli 7.1, można wyznaczyć przyrost temperatur spalonej i niespalonej części ładunku w funkcji kąta obrotu wału korbowego. Oczywiście będą to uśrednione wartości temperatur, wynikające z bilansu energii i przyjętych założeń. W rzeczywistości w komorze spalania występują różne temperatury.

**Tabela 7.1**

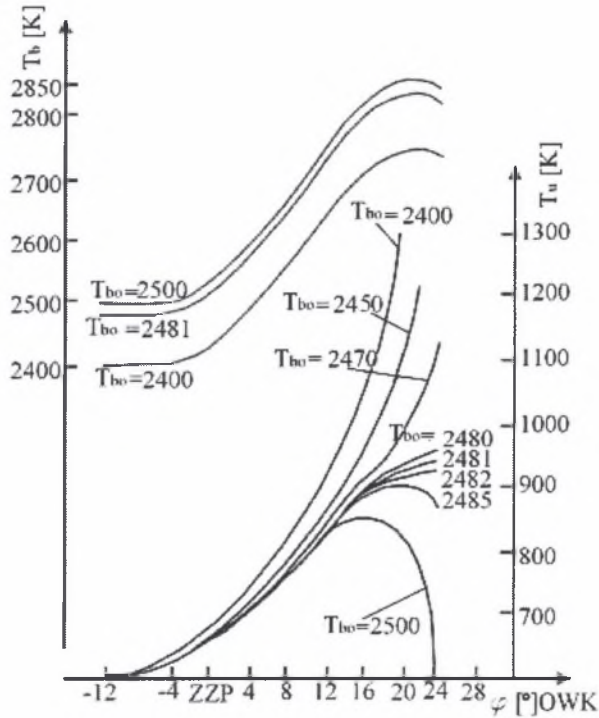
Zestawienie danych wykorzystanych do obliczeń

Dane		Miano	Wartość
Typ silnika	126A	-	-
Prędkość obrotowa	$n$	obr/min	3500
Dawka paliwa	$G$	kg	$3,36166 \cdot 10^{-5}$
Wartość opałowa mieszanki	$W_{du}$	J/kg	2511720
Średnia prędkość tłoka	$c_{śr}$	m/s	8
Średnica cylindra	$D$	m	0,077
Współczynnik nadmiaru powietrza	$\lambda$	-	1,1
Średnia temperatura głowicy	$T_g$	K	623
Średnia temperatura tłoka	$T_{tl}$	K	573
Średnia temperatura tulei cylindrowej	$T_{tu}$	K	473
Powierzchnia głowicy od strony komory spalania	$F_{gl}$	m <sup>3</sup>	$9,580 \cdot 10^{-3}$
Powierzchnia denka tłoka	$F_{tl}$	m <sup>3</sup>	$4,737 \cdot 10^{-3}$
Temperatura otoczenia	$T_o$	K	298
Temperatura mieszanki w chwili zapłonu	$T_u$	K	600
Indywidualna stała gazowa spalin	$R_b$	J/kgK	285,537
Indywidualna stała gazowa mieszanki	$R_u$	J/kgK	287,04
Średnie ciepło właściwe spalin	$c_{vb}$	J/kgK	$733,757+9,3 \cdot 10^{-2}T$
Średnie ciepło właściwe mieszanki	$c_{vu}$	J/kgK	$665,662+9,3 \cdot 10^{-2}T$

### 7.1. WPŁYW POCZĄTKOWEJ TEMPERATURY STREFY SPALONEJ

Wyniki obliczeń[78] przedstawione na rysunku 7.1 wskazują, jak istotnie na wartość temperatury strefy niespalonej wpływa wartość przyjętych założeń. W tym przypadku

zmienną analizowaną była początkowa temperatura strefy spalanej. Dlatego wprowadzono wielkość  $dQ$  (wzór 6.10), która pozwala na wcześniejsze dostrzeżenie nieprawidłowości występujących w obliczeniach.



Rys.7.1. Zmiany temperatur spalin  $T_b$  i świeżej mieszanki  $T_u$ , wyznaczone według modelu, przy różnych założonych temperaturach początku spalania  $T_{bo}$   
 Fig.7.1. Changes of  $T_b$  combustion gases temperatures and  $T_u$  new fuel blend temperatures in accordance with the suggested model at different assumed  $T_{bo}$  temperatures of initiated combustion

Jako przykład wykorzystania proponowanego kryterium wybrano problem doboru temperatury początkowej strefy spalanej  $T_{bo}$ . Przyjęto do rozważań kilka wartości początkowych  $T_{bo}$ . Wyniki obliczeń (zestawione w tabeli 7.2) wskazują, że najmniejszą wartość odchylenia  $\sum \Delta Q_i^2$  uzyskuje się po przyjęciu dla początkowych wartości strefy spalanej temperatur z okolic  $T_{bo}=2430 \div 2440K$ . W tym też zakresie stosunek odchylenia  $\frac{\sum \Delta Q_i^2}{GW_{du}}$  do energii ładunku w cylindrze jest najmniejszy i wynosi  $0,8 \div 1,05\%$ .

**Tabela 7.2**

Wpływ temperatury początkowej spalin  $T_{b0}$   
na dokładność obliczeń wywiązywania się ciepła

$T_{b0}[K]$	$x_{\text{końcowe}}$	$\sum_i \Delta Q_i^2$	$\frac{\sum_i \Delta Q_i^2}{GW_{du}}$
2350	0,966	211,6	2,5%
2400	0,942	72,9	1,2%
2450	0,917	116,0	1,52%
2500	0,864	272,0	2,32%
2550	0,840	332,4	2,57%

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że najmniejszy błąd przy określaniu początkowej temperatury strefy spalin występuje wtedy, gdy temperatura ta zbliżona jest do temperatury kalorymetrycznej, która w tym przypadku wynosiła  $T_{kal} = 2436,6K$ .

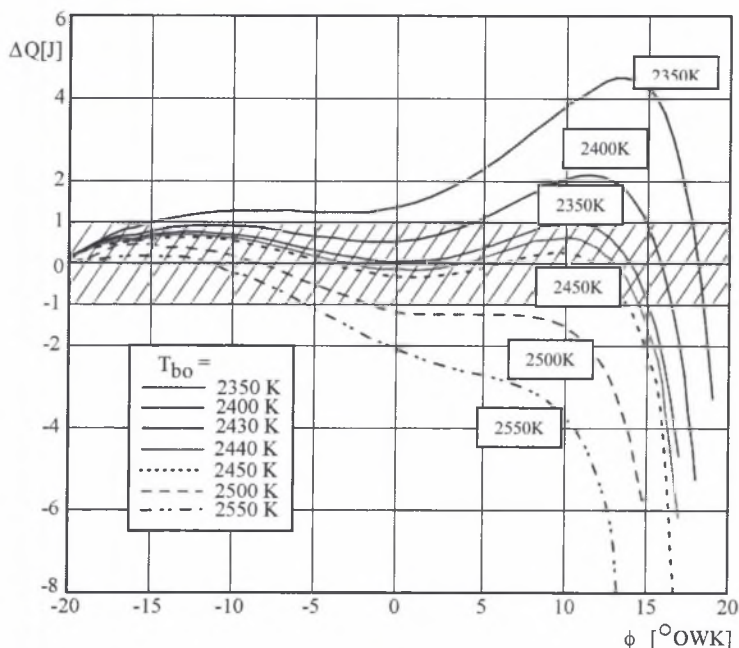
Na podkreślenie zasługuje fakt, że wartość stopnia wypalenia ładunku osiąga wtedy wartości przeciętne  $x = 0,917$ . Przyjęcie zatem za kryterium stopnia wypalenia ładunku sugerowałoby konieczność przyjęcia niższych temperatur  $T_{b0}$ , gdzie stopień wypalenia jest większy i wynosi  $x = 0,966$ .

Przebieg wartości odchylenia  $\Delta Q_i$  od kąta  $\varphi$  obrotu wału korbowego i przyjętej do obliczeń początkowej temperatury strefy spalanej  $T_{b0}$  przedstawiono na rys.7.2. Widoczne jest, że przy niższych wartościach temperatury  $T_{b0}$  odchylenie  $\Delta Q$  jest większe od 0. Przy wyższych wartościach temperatury  $T_{b0}$  odchylenie  $\Delta Q$  szybko powiększa się i błąd znowu szybko rośnie, tym razem w drugą stronę.

Z rys.7.2 widoczne jest również, że zawsze pod koniec spalania, symulowanego w obliczeniach wywiązywaniem się ciepła, wartości odchylenia  $\Delta Q$  są mniejsze od zera i szybko spadają. Wynik ten wyraźnie wskazuje, że największy błąd występuje pod koniec obliczeń procesu spalania. Może on być spowodowany kumulowaniem się błędów wynikającego z przyjęcia złego podmodelu przejmowania ciepła, równowagowego składu spalin lub półdoskonałego stanu gazu, nieuwzględnieniem wszystkich składników spalin, złym aproksymowaniem funkcji kalorycznych, przyjęciem złego współczynnika przejmowania ciepła przez ścianki itd. Dlatego dla zbadania wniosków płynących z przeprowadzonej analizy (tabela 7.2) jeszcze raz zbadano wyniki obliczeń,



ograniczając obszar rozważań do wartości  $|\Delta Q| \leq 1$ , czyli traktując wielkość  $\Delta Q$  jako miarę niedokładności, wynikającą z błędów danych pomiarowych i przyjętych założeń. Wyniki tej analizy przedstawiono w tabeli 7.3.



Rys.7.2. Przebieg wartości odchylenia  $\Delta Q$  w funkcji kąta obrotu wału korbowego i przyjętej do obliczeń początkowej temperatury  $T_{bo}$   
 Fig.7.2. The course of  $\Delta Q$  deviation value in the function of crank value and  $T_{bo}$  temperature used for calculating

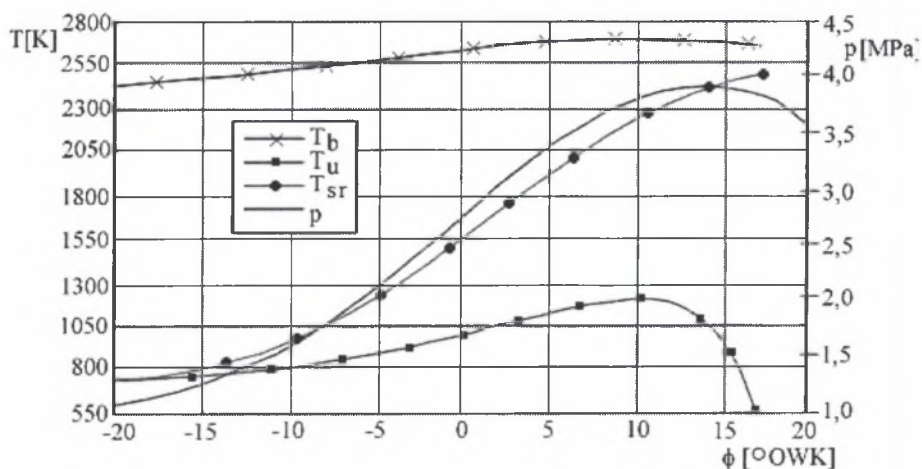
**Tabela 7.3**

Wyniki analizy wpływu temperatury początkowej spalin  $T_{bo}$  na dokładność obliczeń wywiązywania się ciepła przy założeniu  $|\Delta Q| < 1$

$T_{bo}$ [K]	$X_{końcowe}$	$\sum_i \Delta Q_i^2$	$\frac{\sum \Delta Q_i^2}{GW_{du}}$
2350	0,034	3,592	0,27%
2400	0,511	12,315	0,49%
2430	0,860	5,493	0,33%
2440	0,829	5,607	0,33%
2450	0,797	4,212	0,33%
2500	0,277	3,652	0,27%
2550	0,169	2,204	0,21%

Uzyskane wyniki potwierdzają poprzedni wniosek, że temperatura początkowa strefy spalanej  $T_{bo} = 2430 \div 2440 K$  zapewnia najlepsze wyniki obliczeń.

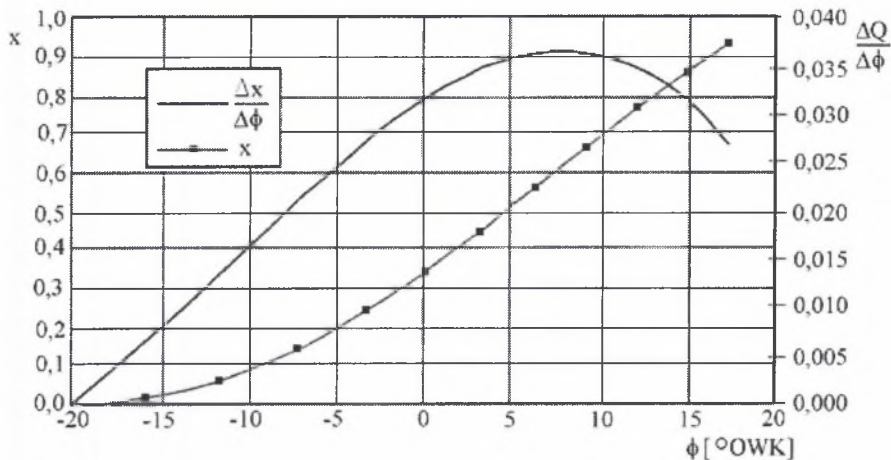
Dla ilustracji uzyskanych wyników obliczeniowych przedstawiono przebieg obliczonej wartości temperatury  $T_u$  strefy niespalonej, temperatury  $T_b$  strefy spalonej oraz temperatury  $T_{sr}$  średniej ładunku w cylindrze (rys. 7.3). Temperaturę  $T_{sr}$  średnią ładunku obliczono jako średnią ważoną temperatur  $T_u$  i  $T_b$ , przy czym jako wagi wykorzystano pojemności cieplne stref. Analiza przebiegu średnich temperatur panujących w poszczególnych strefach (rys. 7.1) też może być kryterium poprawności obliczeń, jednak osiągnięta w ten sposób dokładność jest dużo mniejsza i później dostrzegana. Mimo że wyznaczony na ich podstawie stopień wypalenia ładunku i szybkość wywiązywania się ciepła wskazują na poprawny przebieg.



Rys.7.3. Przebieg wartości temperatury strefy niespalonej  $T_u$ , spalonej  $T_b$ , wartości uśrednionych  $T_{sr}$  oraz ciśnienia  $p$

Fig.7.3. The course of  $T_u$  non-burnt zone temperature,  $T_b$  burnt zone temperature,  $T_{av}$  averaged values and  $p$  pressure

Na rys.7.4 przedstawiono szybkość wywiązywania się ciepła, która w tym przypadku osiąga maksimum  $\varphi=8^\circ$  OWK po ZZ oraz sumaryczną ilość wywiązanego ciepła. Obliczenia przerwano, gdy zgodnie z założeniem  $|\Delta Q| < 1$  wartość błędu przekroczyła 1 J. W przedstawionym przykładzie miało to miejsce ok.  $17^\circ$ OWK po zwrocie zewnętrznym. W omawianym przykładzie wykazano, że obliczenia prowadzone powyżej  $17^\circ$ OWK obarczone są zbyt dużym błędem i należy je przerwać. Prawdopodobnie spowodowane to było niedowartościowaniem entalpii spalin, bowiem w obliczeniach składu spalin nie uwzględniono niedopału chemicznego (sadzy i węglowodorów).



Rys.7.4. Przebieg wydzielania się ciepła w czasie spalania określony stopniem wypalenia ładunku  $x$  i intensywności spalania  $\Delta x/\Delta\phi$

Fig.7.4. The course of heat emission in the process of combustion determined by the degree of  $x$  charge and  $\Delta x/\Delta\phi$  combustion intensity

Powodów mogło być jednak więcej, np. nieuwzględnienie „przedmuchów pod tłok”, przyjęcie złego podmodelu przejmowania ciepła lub kumulowanie się błędów systematycznych. Jak widać z przedstawionych rozważań, niewielka zmiana warunków początkowych, brzegowych czy bezkrytyczne adoptowanie pod modeli zaczerpniętych z literatury powoduje, że otrzymane wyniki mogą znacznie odbiegać od wyników otrzymanych z badań. Szerzej analizę wpływu błędnie przyjętych wielkości występujących w obliczeniach przedstawiono w pracy [72].

## 7.2. WPŁYW PRZYJĘTEGO SKŁADU SPALIN

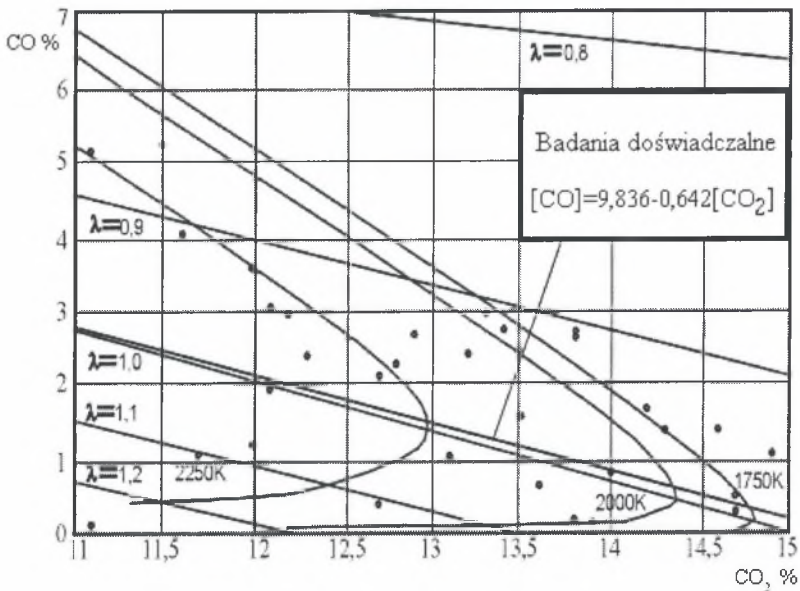
Ponieważ w czasie badań nie można było doświadczalnie zweryfikować otrzymanych z obliczeń temperatur, wykorzystano metodę pośrednią, polegającą na pomiarze poziomu emisji CO i CO<sub>2</sub>.

Przy spalaniu zupełnym i całkowitym teoretyczny skład spalin dla benzyny o składzie elementarnym  $c=84,2\%$  i  $h=15,8\%$  i stechiometrycznego składu mieszanki wynosi: 73,45% N<sub>2</sub>, 12,50% CO<sub>2</sub> i 14,05% H<sub>2</sub>O. W rzeczywistości (uzależnionej od organizacji procesu spalania) znajdują się tam nieznaczne ilości składników toksycznych, głównie tlenek węgla.

Oczywiście, w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  i innych jeszcze przyczyn w spalinach występują w niewielkich ilościach takie składniki, jak tlen, a w jeszcze mniejszych tlenki azotu i węglowodory. W wyznaczaniu wywiązywania się ciepła uwzględnienie składników, których ilości są bardzo małe, minimalnie przyczynia się do zwiększenia dokładności wyników, a znacznie utrudnia prowadzenie obliczeń.

Ze wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  udział  $\text{CO}_2$  zmniejsza się istotnie, przyrasta bowiem ilość doprowadzonego powietrza, przyczyniając się do zwiększenia ilości spalin, natomiast ilość  $\text{CO}_2$  otrzymanego z jednostki paliwa pozostaje bez zmian. Przy mieszankach bogatszych prawidłowość ta ulega jeszcze większemu zakłóceniu ze względu na spalanie niezupełne i przyrost CO. Zagadnienia te są dokładnie opisane i wyjaśnione w literaturze [86, 101].

Temperatura i ciśnienie spalin podczas rozprężania dość szybko maleją i można założyć, że sprzyja to „zamrożeniu” składu chemicznego spalin, który z drugiej strony nie mógł osiągnąć stanu równowagi ze względu na szybkość przebiegających procesów.



Rys.7.5. Zmierzone i obliczone udziały wartości CO i  $\text{CO}_2$  spalin suchych w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  i założonej temperatury końca spalania  
 Fig.7.5. Measured and calculated percentage fraction values of CO and  $\text{CO}_2$  of dry combustion gases, depending on the coefficient of  $\lambda$  excess air and the assumed temperature of final combustion

Można jednak poszukiwać korelacji pomiędzy wynikami otrzymanymi z obliczeń, dotyczącymi założonego końca procesu spalania, a zmierzonymi w czasie

badania. Na rys.7.5 zestawiono wyniki obliczeń z wynikami zebranymi w czasie badań. Naniesienie wyników badań na opracowany dla warunków równowagi składu spalin nomogram pozwoliło na ocenę temperatury, przy której nastąpił koniec spalania.

Udziały w spalinach tlenu i dwutlenku węgla uzależnione są od wielu czynników. Na opracowanym wykresie uzależniono je tylko od współczynnika nadmiaru powietrza i temperatury. Spadek temperatury spalin opuszczających cylinder, przy ustalonym stosunku powietrza do paliwa określanym współczynnikiem nadmiaru powietrza  $\lambda$ , charakteryzuje się spadkiem CO przy wzroście CO<sub>2</sub> i świadczy o poprawności procesu spalania. Rozłożenie izoterm co 250 K pokazuje skalę problemów, jakie należy pokonać przy organizacji procesu spalania. Przy spadku temperatury przebiegi izoterm zbliżając się do siebie wyrażają maksymalny do osiągnięcia udział CO<sub>2</sub>, który dla przyjętego paliwa, warunków stechiometrycznych i temperatury końca spalania  $T=1750$  K wynosi prawie 14,8%. Dla przyjętego paliwa można wykazać, że maksymalny udział dwutlenku węgla w spalinach suchych wynosi CO<sub>2 max</sub> =14,99%. Jest to wielkość charakteryzująca paliwo.

Wyznaczona dla danych pomiarowych zależność regresji liniowej ma postać:

$$[\text{CO}] = 9,836 - 0,642 [\text{CO}_2]$$

Obliczenia przeprowadzone dla zakresu współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda = 0,95 \dots 1,05$  wykazały, że zależność CO od CO<sub>2</sub> cechuje się współczynnikiem regresji liniowej  $r = 0,703$ . Natomiast wyznaczona dla równowagowych wyników obliczeń zależność ma postać:

$$[\text{CO}] = 10,281 - 0,684 [\text{CO}_2]$$

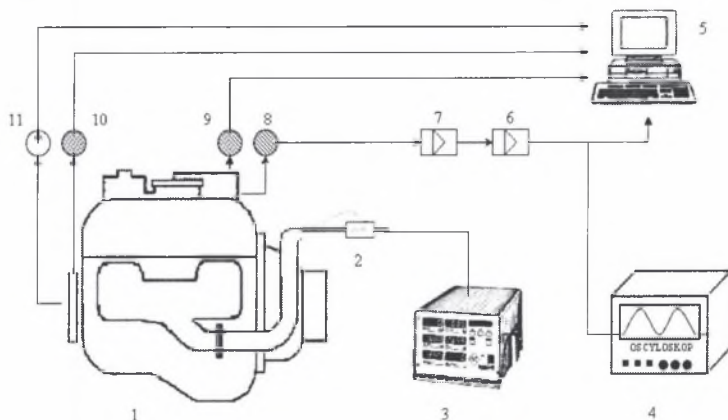
Wyniki te wykazują, że obliczony równowagowy skład spalin jest silnie zbliżony do danych otrzymanych z badań. Poziomy emisji CO i CO<sub>2</sub> mierzono wieloskładnikowym analizatorem spalin LEADER 8000 firmy MOTORSCAN. Występujące niewielkie rozbieżności spowodowane były nieuwzględnieniem wszystkich składników spalin lub różnicami w składzie paliwa przyjętego do obliczeń a rzeczywistym składem paliwa. Mimo to stwierdzono, że istnieje silna korelacja między wynikami doświadczalnymi uzyskanymi z badań a równowagowym składem spalin. Pozwala to na wyznaczenie temperatury końca spalania, od wartości której skład spalin zmienia się tylko bardzo nieznacznie. Ustalenie temperatury, przy której następuje „zamrożenie” składu spalin, może być wykorzystane do określenia końca spalania,

przyczyniając się do powstania nowego kryterium, umożliwiającego wyznaczenie czasu trwania spalania.

Przeprowadzone obliczenia potwierdziły swoją przydatność do określania składu spalin, wyraźnie reagując na zmiany temperatury. Jest to bardzo istotna zależność, bowiem znajomość składu spalin zmierzonych i obliczonych w określonych warunkach pozwala na ustalenie warunków brzegowych.

## 8. BADANIA STANOWISKOWE

Ze względu na zaproponowaną wcześniej metodykę postępowania celem badań było zgromadzenie danych potrzebnych początkowo do prowadzenia obliczeń termodynamicznych i weryfikowania modelu, a następnie do projektowania systemów spalania. Dane pomiarowe otrzymane w czasie badań oraz wielkości potrzebne do obliczeń archiwizowano i analizowano w Laboratorium Silników Spalinowych Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej. Do oceny procesu spalania zbudowano układ pomiarowy, którego schemat blokowy przedstawiono na rys.8.1.



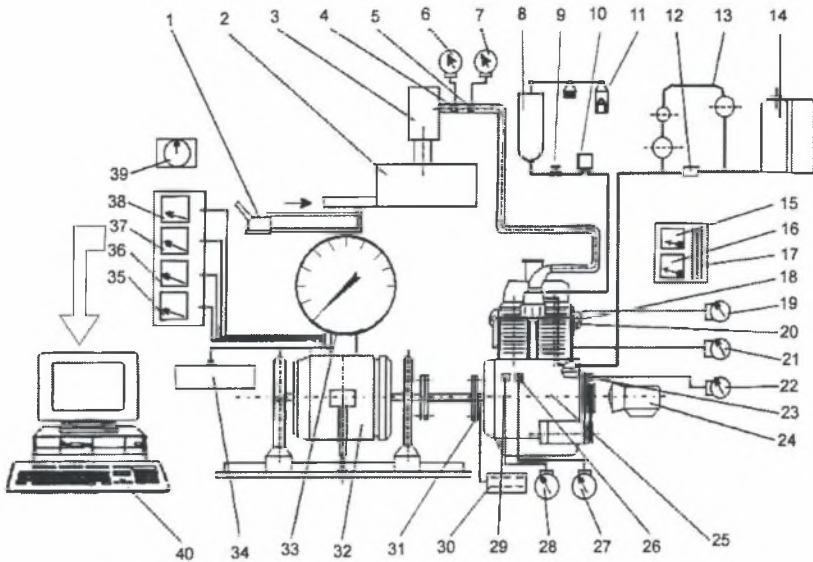
Rys.8.1. Schemat blokowy układu pomiarowego rejestrującego zmiany ciśnienia;  
1 – badany silnik, 2 – sonda analizatora, 3 – analizator spalin LEADER 8000 firmy MotorScan, 4 – oscyloskop OKD 505, 5 – rejestrator komputerowy, 6 – wzmacniacz Accdata 174 firmy Philips, 7 – wzmacniacz ładunku (elektrometr typ 219A), 8 – przetwornik ciśnienia, 9 – czujnik chwili zapłonu, 10 – czujnik położenia tłoka, 11 – obrotomierz

Fig.8.1. Block diagram of the measuring system recording the changes of pressure

W czasie badań rejestrowano przebiegi zmian ciśnienia spalania oraz związane z nimi parametry pracy silnika. Zamontowanie elementów pomiarowych powodowało dodatkowy opór dla przepływającego powietrza, dlatego badania przeprowadzono przy pełnym otwarciu przepustnicy.

### 8.1. STANOWISKO BADAWCZE I ZAKRES BADAŃ

Badania stanowiskowe przeprowadzono na specjalnie do tego celu zaprojektowanym i wykonanym stanowisku badawczym wyposażonym we wszystkie niezbędne instalacje i urządzenia (rys.8.2).



Rys.8.2. Schemat stanowiska badawczego i połączenia przyrządów kontrolnych;  
 1 – manometr Recknagla, 2 – zbiornik wyrównawczy, 3 – dmuchawa, 4 – czujnik temperatury w dolocie, 5 – czujnik ciśnienia w dolocie, 6 – wskaźnik temperatury w dolocie, 7 – zbiornik z gazem, 9 – zawór, 10 – reduktor, 11 – waga, 12 – zawór elektromagnetyczny, 13 – miernica do pomiaru zużycia paliwa, 14 – zbiornik paliwa, 15 – barograf, 16 – wilgotnościomierz, 17 – termometr do pomiaru temperatury otoczenia, 18 – termopara temperatury spalin i cylindra, 19 – wskaźnik temperatury pierwszego cylindra, 20 – wskaźnik temperatury spalin drugiego cylindra, 21 – termopara temperatury spalin drugiego cylindra, 22 – obrotomierz cyfrowy, 23 – przetwornik fotoelektryczny, 24 – obrotomierz stroboskopowy, 25 – badany silnik, 26 – czujnik ciśnienia oleju, 27 – wskaźnik ciśnienia oleju, 28 – wskaźnik temperatury oleju, 29 – czujnik temperatury oleju, 30 – licznik motogodzin, 31 – czujnik motogodzin, 32 – hamulec elektryczny, 33 – waga, 34 – odbiornik prądu, 35 – amperomierz fazowy, 36 – woltomierz wielozakresowy, 37 – watomierz, 38 – wskaźnik prądu wzbudzenia, 39 – stoper elektryczny, 40 – jednostka rejestrująca

Fig.8.2. Diagram of the test-stand and the mode of connecting control devices

### 8.1.1. Obiekt badań

Jako obiekt badań wybrano dwucylindrowy ( $V=650\text{cm}^3$ ) silnik chłodzony powietrzem. Wynikało to ze znacznej liczby tego typu silników, znajdujących się w eksploatacji (ok. 2 mln).

### 8.1.2. Przystosowanie obiektu do badań

Przystosowanie seryjnego silnika do badań stanowiskowych, oprócz zainstalowania mieszalnika i wprowadzenia do komory spalania czujnika ciśnienia, polegało na



montażu oprzyrządowania pomiarowego. W czasie montażu zwrócono uwagę, aby przepona czujnika pokrywała się w miarę możliwości z zarysem ścianek komory spalania, pojawiła się jednak wtedy niewielka objętość szkodliwa. Tak wbudowany do komory spalania piezoelektryczny przetwornik zamieniał ciśnienie na sygnały elektryczne. Następnie sygnały przeniesiono do komputera, gdzie zostawały zamieniane na kod cyfrowy. Ponadto, rejestrowano w funkcji kąta obrotu wału korbowego położenie zwrotu zewnętrznego, chwilę zapłonu i sygnał czasu. W przewodach łączących głowicę silnika z kolektorem wydechowym umieszczono sondę analizatora. Przyrząd ten dokonywał również pomiaru temperatury spalin za pomocą termoelementu typu NiCr – Ni. W czasie badań zmieniano rodzaj paliwa, skład mieszanki i kąt wyprzedzenia zapłonu. Dla pełniejszej oceny spalanych paliw, oprócz przebiegu ciśnienia, rejestrowano: obciążenie, poziom emisji tlenu i dwutlenku węgla, temperaturę spalin i zużycie paliwa.

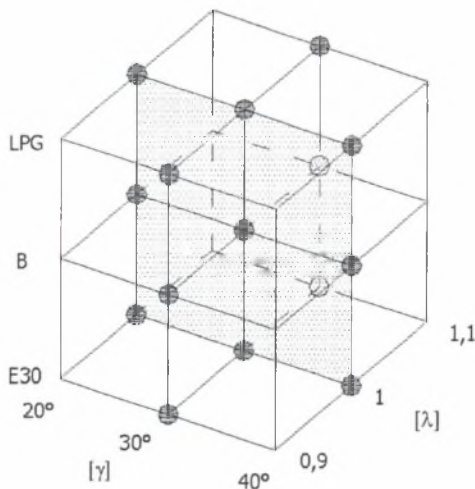
### 8.1.3. Dobór paliw

Benzynę przyjęto jako paliwo wzorcowe. Natomiast dodatek etanolu i LPG traktowano jako paliwa alternatywne. Ciekłe paliwo gazowe jest stosowane w silnikach benzynowych, a jego zalety powszechnie znane. Natomiast etanol dołączono jako przykład paliwa odnawialnego. Przemysłowy etanol wg producenta zawierał od 3÷5% wody. Po zmieszaniu w temperaturach panujących w laboratorium nie zauważono żadnych oznak zmętnienia, ale użyte do badań próbki były przed pomiarami dokładnie mieszane. Dodanie 20%, a później nawet 30% etanolu podniosło liczbę oktanową mieszaniny ( $LO_{\text{etanolu}}=110$ ), jednak cecha ta nie została w czasie badań wykorzystana. Natomiast spadek wartości opałowej zaznaczył się większym zużyciem paliwa, które spowodowane było koniecznością utrzymania składu stechiometrycznego. Dodanie 20% etanolu bez zmiany kalibracji dyszy spowodowało wzrost współczynnika nadmiaru powietrza z  $\lambda=1$  do prawie  $\lambda=1,5$ .

Problemem przy zasilaniu E30 był spadek temperatury kolektora dolotowego i pojawienie się lepkiego osadu, który pogarszał warunki tworzenia mieszanki. Po przekroczeniu 30% dodatku etanolu następował spadek równomierności pracy, spowodowany wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza lub brakiem możliwości odparowania mieszanki. Szerzej zagadnienia te zostały przedstawione w pracy [77].

### 8.1.4. Zakres badań

Badania przeprowadzono dla składu stechiometrycznego  $\lambda=1,0$  oraz dla mieszanki nieznacznie uboższej  $\lambda=1,1$  i bogatszej  $\lambda=0,9$ . Przy wyborze kątów wyprzedzenia zapłonu dla danego paliwa nie kierowano się maksymalnym momentem czy minimalną toksycznością, tylko przyjęto kąt zalecany dla benzyny (wynoszący przy 3000 obr/min,  $\varphi=30^\circ$  przed ZZP), który traktowano jako poziom odniesienia, następnie kąt ten zmieniano o  $\pm 10^\circ$  OWK. Większy kąt wyprzedzenia zapłonu powodował, że otrzymane przebiegi ciśnienia indykowanego były nieregularne i przyczyniały się do spadku momentu, już przy zapłonie  $40^\circ$  przed ZZP (w przypadku benzyny) wskaźnik nierównomierności przebiegów ciśnień maksymalnych wyniósł  $COV=12,5\%$ . Dalsze zwiększanie kąta powodowało gwałtowny spadek mocy. Późniejszy kąt poprawiał wprowadzie równomierność pracy, ale ze względu na bardzo wolne powstawanie płomienia, szczególnie podczas zasilania gazem LPG i spowodowany przez to spadek mocy, przyjęto  $20^\circ$  OWK przed ZZP jako najbardziej opóźniony kąt zapłonu dla wszystkich paliw. Macierz badań stanów przedstawiono na rysunku 8.3.



Rys.8.3. Macierz analizowanych warunków pracy  
Fig.8.3. Matrix of the operating conditions

### 8.1.5. Problemy zasilania paliwami alternatywnymi

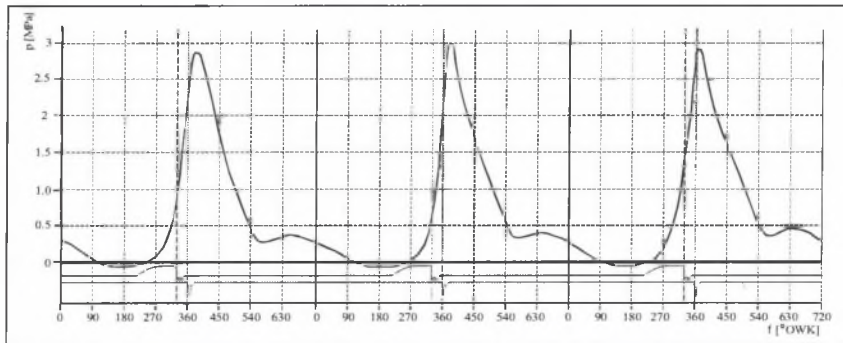
Często popełnianym błędem przy badaniu paliw alternatywnych jest skupianie uwagi na wynikach, a pomijanie warunków, jakie są niezbędne, aby silnik mógł prawidłowo pracować. Przykładem może być spadek stopnia napełniania spowodowany mieszalnikiem i porównywanie przebiegów ciśnień indykowanych otrzymanych przy zasilaniu silnika LPG z ciśnieniami uzyskanymi przy zasilaniu silnika benzyną przy braku mieszalnika. Z kolei, zasilanie alkoholami wymaga podgrzewania kolektora dolotowego w celu utrzymania podobnych (jak przy zasilaniu benzyną) warunków tworzenia mieszanki.

### 8.1.6. Przebiegi ciśnień

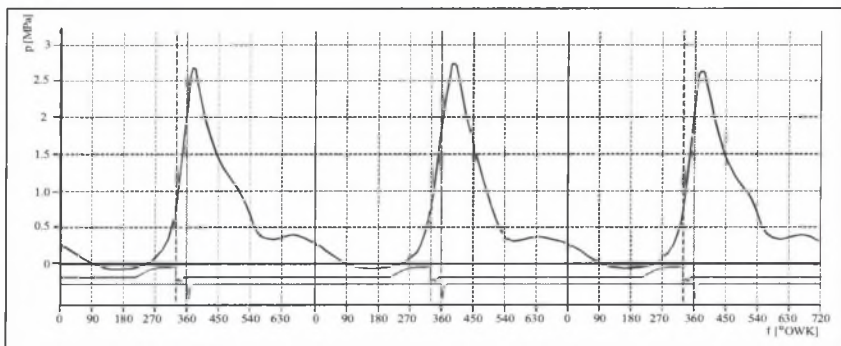
Jednym z większych problemów silników spalinowych są znaczne odchylenia przebiegów ciśnień maksymalnych od wartości średniej. Szczególnie nasilają się one podczas badania warunków pracy odbiegających od zalecanych. Przykłady przebiegów ciśnień otrzymanych podczas badań, dla trzech różnych paliw, przedstawiono na rysunku 8.4. Początkowo sądzono, że dodanie 5% etanolu wpłynie w zauważalny sposób. Jednak dopiero dodanie 20% etanolu wpłynęło w sposób, który umożliwił dostrzeżenie wyraźnych różnic w przebiegach ciśnień. Silnik zasilany LPG pracował bardzo spokojnie, wskazywał na to wskaźnik  $COV P_{max}$ , który przy zasilaniu gazowym osiągał najmniejsze wartości. Również wskaźnik niepowtarzalności ciśnień maksymalnych przyjmował niskie wartości dla paliwa zawierającego dodatek etanolu.

Badania przebiegów ciśnień maksymalnych w warunkach pracy odbiegających od zalecanych dowiodły, że największa nierównomierność wystąpiła dla paliwa konwencjonalnego przy zbyt wczesnym kącie wyprzedzenia zapłonu ( $\varphi=40^\circ$  OWK). Dodatek etanolu poprawiał równomierność pracy, gdy było go nie więcej niż 30%. Dodanie etanolu powodowało wzrost gęstości mieszanki, skutkiem czego następował wzrost ciśnienia w cylindrze. Nieznaczny przyrost ciśnienia powodowany był również wzrostem szybkości spalania mieszanki benzynowo-etanolowej i mniejszymi stratami ciepła.

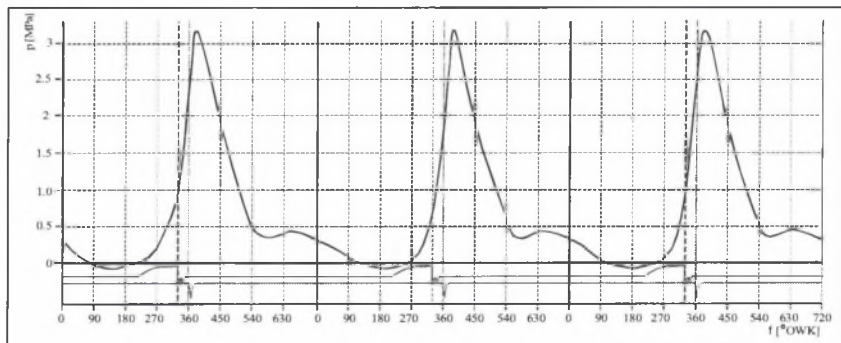
## E20



## LPG



## BENZYNA



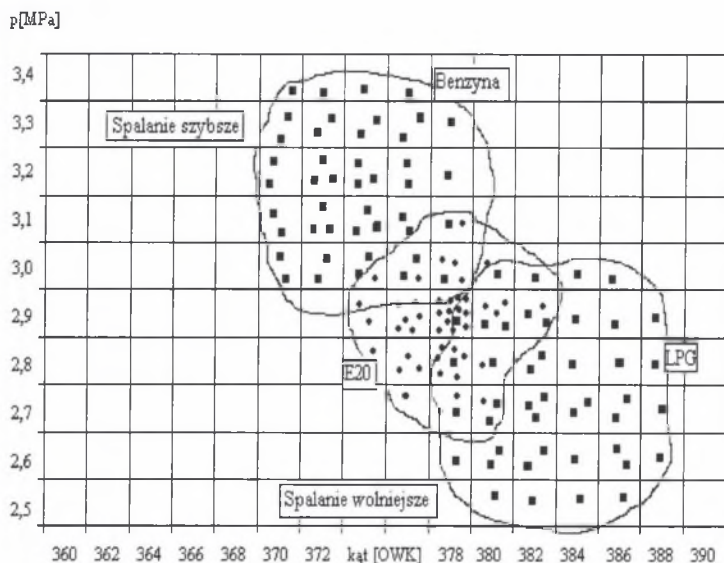
Rys.8.4. Przebiegi ciśnień dla badanego silnika zasilanego benzyną oraz paliwem E20 i LPG przy założonym mieszalniku. Skład stechiometryczny, kąt wyprzedzenia zapłonu  $\varphi=30^{\circ}$ OWK, prędkość obrotowa  $n=3000$  obr/min, 100% otwarcia przepustnicy

Fig.8.4. The course of pressure of engine fueled by petrol and E20 as well as LPG with the installed mixer

### 8.1.7. Analiza statystyczna przebiegu ciśnień

Mimo że obecne programy komputerowe, służące do analizy wykresu indykatorowego, mają wbudowaną opcję umożliwiającą dokonywanie korekt, otrzymane wyniki zawsze

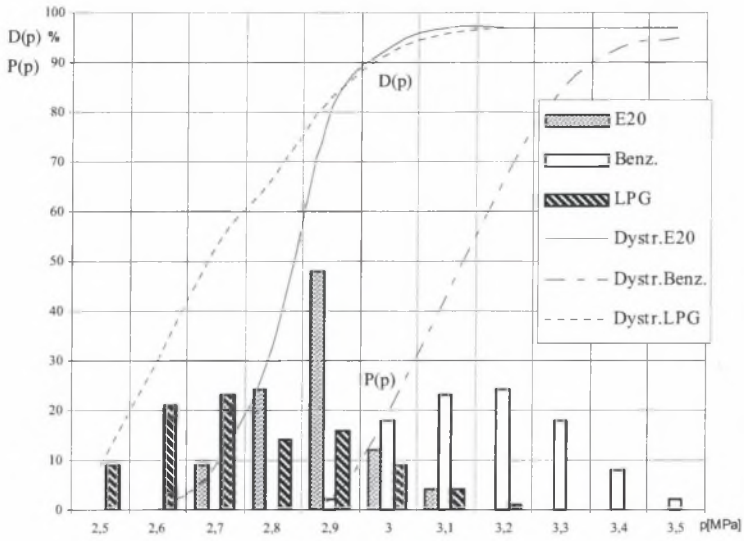
są obarczone błędami pomiarowymi. Ponieważ są to funkcje losowe, analizowano je metodami znanymi w analizie statystycznej, wyznaczając przebiegi średnie i odpowiednie estymacje. Ze względu na probabilistyczny charakter występujących zjawisk opracowanie wyników pomiarowych przeprowadzanych obserwacji wymagało zastosowania rachunku prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej. Na rys. 8.5. przedstawiono kąt obrotu wału korbowego, przy którym ciśnienia osiągają wartości maksymalne.



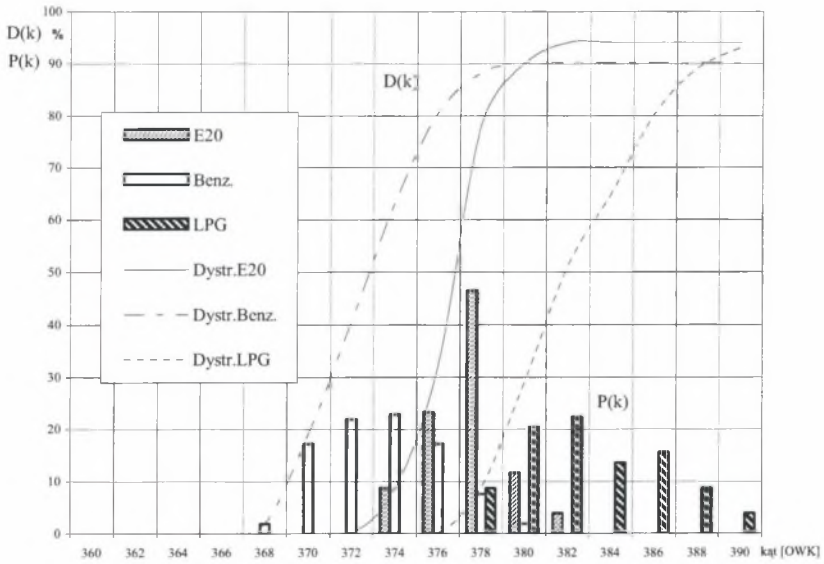
Rys.8.5. Kąt obrotu wału korbowego, przy którym ciśnienie osiąga wartość maksymalną dla analizowanych paliw

Fig.8.5. Crank angle when the pressure reaches maximal value for the analysed types of fuel

W czasie badań występowała dobra powtarzalność warunków badań i stałość czynników zewnętrznych, a rozrzut wartości średnich i wartości modalnych w kolejnych powtórzeniach był poddany estymacjami. Na podstawie rozkładu gęstości prawdopodobieństwa można wyznaczyć wartość modalną, czyli średnią wartość ciśnienia maksymalnego występującą najczęściej. Wartość ta, oraz prawdopodobieństwo jej występowania, może być jednym z parametrów diagnostycznych oceny procesu spalania badanych paliw (rys. 8.6 i 8.7). Krzywe te pozwalają ocenić, jaki jest rozkład wyników wokół wartości modalnej, czyli jakie jest prawdopodobieństwo wystąpienia ciśnień większych lub mniejszych.

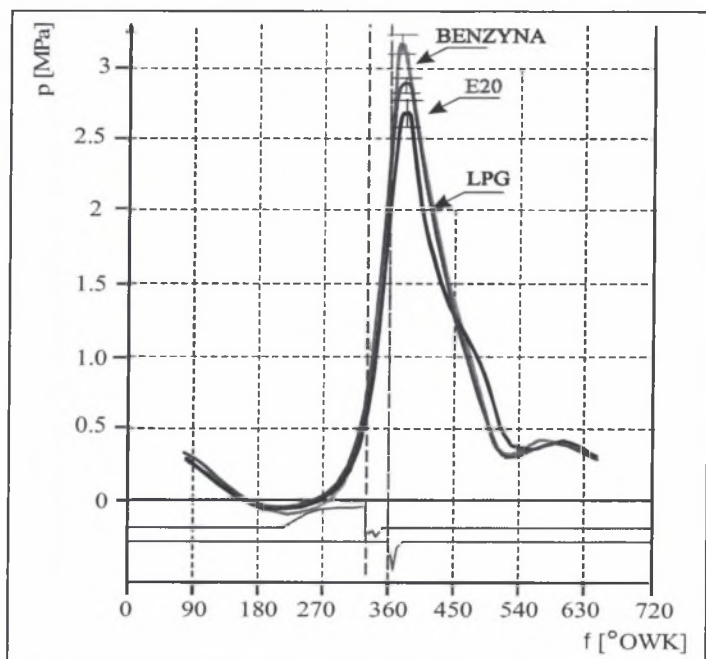


Rys. 8.6. Histogram rozkładu gęstości prawdopodobieństwa oraz dystrybuanty rozkładu gęstości prawdopodobieństwa ciśnień maksymalnych dla badanych paliw  
 Fig. 8.6. Histogram of probability density distribution and distribution function of probability density of maximal pressure for the tested types of fuel



Rys. 8.7. Histogram rozkładu gęstości prawdopodobieństwa oraz dystrybuanty rozkładu gęstości prawdopodobieństwa kątów, przy których ciśnienia osiągnęły wartości maksymalne  
 Fig. 8.7. Histogram of probability density and distribution function of probability density of angles when the pressure reaches the maximal values

W badaniach procesu spalania przebiegającego w silnikach częściej wykorzystuje się wartość średnią ciśnień maksymalnych i jej przedział ufności. Wyniki badań prowadzonych przy stechiometrycznym składzie mieszanki, przy tym samym dla wszystkich paliw kącie wyprzedzenia zapłonu i obciążeniu umożliwiającym utrzymanie stałej prędkości przedstawiono na rys. 8.8, na którym zaznaczono, obliczone z 95% prawdopodobieństwem (rozkładem  $t$  Studenta), granice błędów pomiarowych. Różne też były odchylenia standardowe (tabela 8.1).



Rys.8.8. Zestawienie przebiegów ciśnienia dla silnika zasilanego paliwem E20, gazem LPG i benzyną; skład stechiometryczny, kąt wyprzedzenia zapłonu  $\varphi = 30^\circ\text{OWK}$ , prędkość obrotowa  $n = 3000$  obr/min (przebieg dla benzyny bez mieszalnika)

Fig.8.8. Comparison of pressure courses for the engine fuelled by E20, LPG and petrol, stoichiometric composition,  $\varphi = 30$  deg BTDC ignition angle of advance,  $n = 3000$  rpm (the course when petrol without mixer is used)

### 8.1.8. Ocena błędów wielkości pomocniczych

Przestrzeganie procedur związanych z pomiarami minimalizuje błędy, jednak doświadczalne wyniki zawsze zawierają niewiadome i zawsze występuje niedostatek informacji. W konkretnej sytuacji błędy pomiarowe związane były z pomiarem zużytego paliwa i powietrza, z rejestracją i kalibracją sygnału przebiegu ciśnienia oraz dokładnością wskazań punktów charakterystycznych na osi kątowej.

Bardzo ważnym parametrem wpływającym na dokładność obliczeń była dawka paliwa i jej wartość opałowa. Na błąd pomiaru zużycia paliwa składał się błąd związany z dokładnością odczytu objętości zużytego paliwa, jego gęstością, dokładnością odczytu wskazań stopera i dokładnością chwili włączenia. Objętość paliwa zużywanego przez silnik odczytywano z dokładnością  $\Delta V = 0,0002 \text{ dm}^3$ , gęstość  $\Delta \rho = 0,003 \text{ kg/dm}^3$ . Dokładność odczytu wskazań stopera wynosiła 0,01s, a dokładność chwili włączenia 0,02 s. W tej sytuacji błąd względny procentowy zużycia paliwa wyrażony wzorem:

$$\delta_G = \frac{\Delta V}{V} + \frac{\Delta t}{t} + \frac{\Delta \rho}{\rho} \quad (8.1)$$

wynosił  $\delta_G = 1,200\%$ . W tabeli 8.1 podano wyznaczone za jego pomocą błędy maksymalne. 30% spadek gęstości LPG w stosunku do benzyny (z około  $0,745 \text{ kg/dm}^3$  dla benzyny do około  $0,55 \text{ kg/dm}^3$  dla LPG) spowodował większe zużycie paliwa gazowego wyrażone w jednostkach objętościowych, ale mniejsze w jednostkach masowych. Wzrost błędu powstałego przy pomiarze zużycia paliwa gazowego spowodowany był masowym sposobem jego pomiaru.

**Tabela 8.1**

Wyniki pomiarów i obliczeń badanych paliw, skład stechiometryczny,  $n = 3000 \text{ obr/min}$ , kąt zapłonu  $\varphi = 30^\circ \text{ OWK}$ , 100% otwarcia przepustnicy

Paliwo	G [kg/cykl]	$\Delta G_B$ [kg/cykl]	$P_{\max}$	s	$COV_{P_{\max}}$
Benzyna	$3,36166 \cdot 10^{-5}$	$\pm 0,0403 \cdot 10^{-5}$	3,30	0,19	5,80
E20	$3,56178 \cdot 10^{-5}$	$\pm 0,0427 \cdot 10^{-5}$	2,90	0,15	5,17
LPG	$3,02540 \cdot 10^{-5}$	$\pm 0,7420 \cdot 10^{-5}$	2,75	0,11	4,07

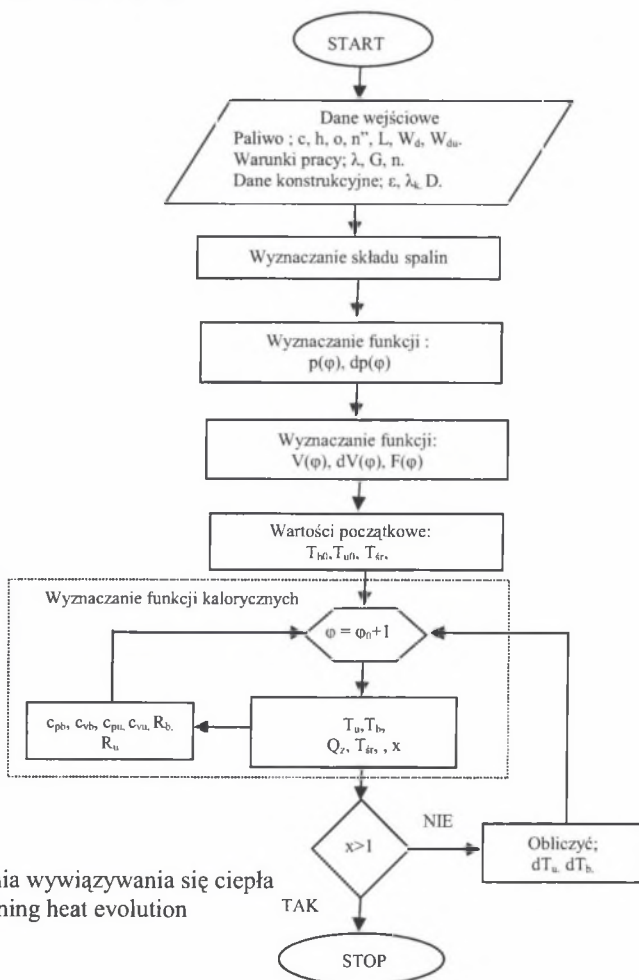
Na rysunku 8.8 zestawiono uśrednione przebiegi dla badanych paliw. Widać z nich wyraźnie, że zainstalowanie mieszalnika powoduje zawsze obniżenie ciśnień maksymalnych i opóźnienia w rozwoju płomienia. Zaobserwowano również wyraźne zmniejszenie dynamiki zmian prędkości obrotowej, pogorszyły się warunki tworzenia mieszanki benzynowej. Szczególnie proces ten nasilał się przy gwałtownym otwarciu przepustnicy podczas zasilania E20. Widocznie następowało wtedy dodatkowe zubożenie mieszanki, spowodowane niską lotnością tak uzyskanego paliwa. Na rysunku 8.8 zaznaczono (wyznaczone z 95% prawdopodobieństwem) przedziały ufności, które, jak już wspomniano, ze względu na średniej wielkości próby (45...50) wyznaczono rozkładem t Studenta. Szerzej zagadnienia związane ze wzorcowaniem układu pomiarowego, opracowaniem wyników, warunkami pomiarowymi, oceną wpływu wybranych warunków pracy oraz analizą błędów zostały omówione w pracach [72, 73].



Wszystkie przeprowadzone na tym etapie badania wykazały zdecydowaną wyższość benzyny nad pozostałymi paliwami. Przy etanolu powstawało dużo zanieczyszczeń w układzie zasilania i w komorze spalania [77]. Przy zasilaniu gazem LPG brak było zanieczyszczeń, jednak spadek prędkości rozchodzenia się płomienia przyczyniał się czasami nawet do powstawania wstecznego płomienia. Uciążliwość ta występowała szczególnie przy zmianie prędkości obrotowej.

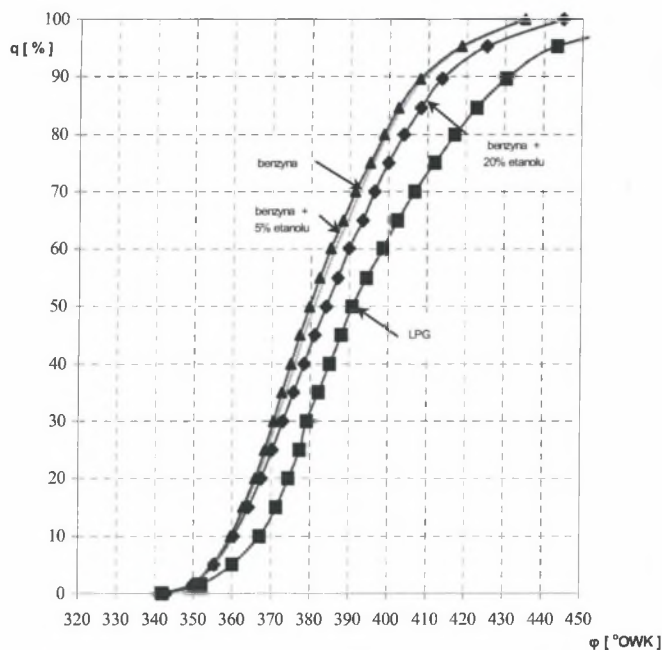
## 8.2. PROGRAM SYMULACYJNO - OBLICZENIOWY

Po zdefiniowaniu procesów biorących udział w modelu, przyjęciu założeń i warunków brzegowych oraz wprowadzeniu zarejestrowanych przebiegów ciśnienia i parametrów konstrukcyjnych silnika opracowano algorytm.



Rys.8.9. Algorytm wyznaczania wywiązywania się ciepła  
Fig.8.9. Algorithm of determining heat evolution

Na rys.8.9 przedstawiono algorytm wyznaczania wywiązywania się ciepła. Na jego podstawie przeprowadzono obliczenia, których wyniki zamieszczono na rys.8.10, 9.7 i 9.10.



Rys.8.10. Przebieg wywiązanego ciepła dla analizowanych paliw w funkcji kąta OWK  
Fig.8.10. The course of resulted heat evolution for the tested types of fuel in CA (deg) function

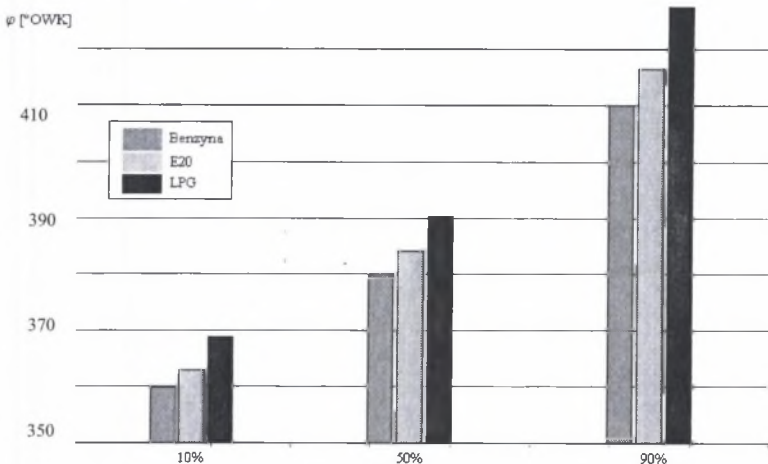
### 8.3. ANALIZA PRZEBIEGU WYWIĄZYWANIA SIĘ CIEPŁA

Dla eksperymentów istotnie zmieniających warunki spalania analiza przebiegu ciśnienia jest wystarczająco dokładnym narzędziem. Czasami jednak wprowadzane zmiany są zbyt małe, aby otrzymany skutek był wyraźnie widoczny, a taka sytuacja występuje najczęściej przy analizie spalania paliw alternatywnych.

W celu oceny siły wpływu poszczególnych wielkości należało otrzymany sygnał, w tym wypadku przebieg ciśnienia indykatorowego, poddać wzmocnieniu, czyli analizie termodynamicznej. Wymagało to precyzyjnego przyjęcia założeń, dotyczących wielkości występujących w obliczeniach i dopuszczalnych uproszczeń, dotyczących np. składu elementarnego paliwa czy spalin. Wiązało się to później z koniecznością wyznaczenia wartości opałowej badanych paliw, przyjęcia funkcji kalorycznych,

temperatur początkowych analizowanych stref czy nawet wielkości dawki paliwa, która do obliczeń musiała być wyznaczona z większą dokładnością od tej możliwej do uzyskania na stanowisku. Dużo problemów sprawiała również funkcja opisująca przebieg ciśnienia. Ponieważ jednak przyjęte założenia dotyczyły w tym samym stopniu wszystkich przebiegów wywiązywania się ciepła, można przyjąć, że proponowana metoda umożliwia ocenę procesu spalania badanych paliw.

Na rys.8.10 przedstawiono w funkcji kąta obrotu wału korbowego przebiegi wywiązywania się ciepła dla paliw, których ciśnienia indykatorowe przedstawiono na rys. 8.8. Przebiegi te otrzymano dla fabrycznie zaleczonego dla benzyny kąta wyprzedzenia zapłonu i składu stechiometrycznego. Natomiast na rys. 8.11 przedstawiono te wartości kąta obrotu wału korbowego, dla których w literaturze najczęściej dokonuje się podobnych analiz.



Rys.8.11. Wpływ rodzaju paliwa na kąt, przy którym wydziela się 10, 50 i 90 % ciepła  
 Fig.8.11. The impact of the type of fuel upon the angle when 10,50 and 90% of heat has been emitted

Otrzymane wyniki (rys.8.10) wskazują, że dodatek do benzyny 5% etanolu, w warunkach ustalonych i przy maksymalnym obciążeniu, wpływa na charakter procesu spalania w tak małym stopniu, że przebieg wydzielania ciepła jest bardzo zbliżony do wyników uzyskanych podczas spalania benzyny nie zawierającej żadnych dodatków. Na wynik taki wpływ miały dwa przeciwne działające procesy. Z jednej strony, obecność tlenu, a szczególnie rodnika OH, przyspieszała proces spalania i w sumie skracała czas opóźnienia zapłonu, a później spalania. Z drugiej strony, proporcjonalnie do ilości dodatku większe ciepło parowania przy mniejszym zapotrzebowaniu na

powietrze obniżało temperaturę mieszanki, pogarszało warunki zapłonu i utrudniało przebieg spalania. Obniżenie temperatury spowodowane było również mniejszą wartością opałową paliwa, zawierającego dodatek etanolu i większą pojemnością cieplną spalin. Na rys.8.10 procesy te uzewnętrznily się minimalnym przesunięciem względem paliwa bazowego. Przesunięcie to jest niewielkie, największą wartość osiąga na końcu procesu spalania, co świadczy o nieznacznym skróceniu okresu spalania. Można wnioskować, że w stanie ustalonym przy 100% otwarciu przepustnicy, 30° kącie wyprzedzenia zapłonu i prędkości obrotowej  $n = 3000$  obr/min, 5% dodatek etanolu do benzyny powoduje zmiany, które mieszczą się w granicach błędów pomiarowych.

W przypadku zasilania silnika paliwem E20 i LPG widać wyraźne różnice w przebiegach wywiązywania się ciepła, spowodowane są one przede wszystkim zainstalowaniem mieszalnika i wywołanym przez to spadkiem napełniania. W początkowej fazie procesu określonej wywiązywaniem się 10% całkowitego ciepła wartość kąta obrotu wału korbowego uzyskana przy zasilaniu E20 jest w stosunku do zasilania benzyną opóźniona o 3,7<sup>0</sup>OWK. Oznacza to, że mimo krótszego czasu indukcji paliwa z 20% dodatkiem etanolu i większej szybkości spalania, mniejsze ciśnienie spowodowane spadkiem napełniania przez mieszalnik przyczynia się do spowolnienia procesu. Przy zasilaniu paliwem E20, kąt obrotu wału korbowego odpowiadający 50% wywiązanego ciepła opóźniony jest o 4,6<sup>0</sup>OWK względem kąta, odpowiadającego takiej samej ilości wywiązanego ciepła przy zasilaniu benzyną, a przy 90% różnica wynosi 6,0<sup>0</sup>OWK. Opóźnienie to wyraźnie świadczy o wolniejszym przebiegu procesu spalania fazy głównej. Całkowity okres spalania E20 jest w tej sytuacji dłuższy niż przy spalaniu benzyny. Dodatek etanolu, mimo że umożliwia zgromadzenie większej ilości ładunku, utrudnia odparowanie cięższych frakcji, znajdujących się w benzynie i możliwe, że również ten proces uzewnętrznily się. Nie wykluczone, że na wynik taki, oprócz spadku sprawności napełniania, wpływ mogło mieć pewne zubożenie mieszanki spowodowane zawartością wody w paliwie etanolowym, jak i różnice w wartości opałowej.

Przy zasilaniu silnika paliwem gazowym LPG czas wywiązywania się 10% ciepła jest o 7,6<sup>0</sup>OWK większy niż dla benzyny. 50% ciepła wydzielą się tu aż o 10,6<sup>0</sup>OWK później w stosunku do benzyny, i o 6,0<sup>0</sup>OWK później w stosunku do paliwa z dodatkiem etanolu. Jednak przy tym paliwie widać wyraźnie szybszy przebieg procesu spalania w tej jego fazie, która przebiegała pomiędzy 10% a 50% wydzielonego ciepła.

Od 390<sup>0</sup>OWK przyrost objętości komory spalania spowalniał proces, tak że 90% ciepła wydziela się przy kącie 430<sup>0</sup>OWK. Przebieg procesu spalania przy zasilaniu silnika gazem LPG w początkowej fazie określonej 10% wywiązanego ciepła jest najwolniejszy, później przyspiesza, a następnie znowu zwalnia. Na samym końcu pojawia się trwające stosunkowo długo dopalanie. Jest ono efektem przyjętych założeń, ale można postawić hipotezę, że za stan taki odpowiedzialny jest trudny do utlenienia metan, którego znacznie większe ilości powstają w czasie spalania paliw gazowych niż ciekłych. Badania te należy kontynuować.

Zebrane wyniki pozwalają na stwierdzenie, że w określonych warunkach pracy oraz przy zdefiniowanych wcześniej założeniach:

- 5% dodatek etanolu do benzyny wpływa na przebieg spalania w sposób trudny do zauważenia. Dlatego w dalszych badaniach zwiększono ilość etanolu do 30%;

- najsilniej na zmianę procesu spalania wpływa spadek stopnia napełniania, spowodowany zainstalowaniem mieszalnika, z tego powodu 20% dodatek etanolu wydłużał czas spalania o około 10<sup>0</sup>OWK w stosunku do czystej benzyny, dochodząc w sumie do 105<sup>0</sup>OWK (-20...+85);

- spalanie gazu LPG w początkowej fazie jest powolne, również tutaj decydujące znaczenie miał spadek stopnia napełniania (oceniony 10% wywiązanego ciepła). Pomiędzy 10% a 50% wywiązanego ciepła proces przyspieszał, prawdopodobnie gaz poprawiał homogeniczność ładunku. Mimo to całkowity okres spalania był najdłuższy, bowiem gwałtownie wtedy zwiększająca się objętość komory spalania obniżała temperaturę. Na podkreślenie zasługuje również pojawienie się okresu dopalania, o czym świadczy późniejsze niż należało się spodziewać osiągnięcie przez parametr  $x$  wartości równej 1, ale na wynik ten bardzo duży wpływ mogły mieć przyjęte założenia;

- należy również zwrócić uwagę, że skoro w przypadku spalania benzyny 10% ciepła wydziela się w ZZP. Świadczy to o takiej organizacji procesu spalania, w której dalsze zwiększanie kąta wyprzedzenia zapłonu może nie przyczynić się do poprawy sprawności procesu spalania tylko do większej niepowtarzalności spowodowanej zwiększonym czasem indukcji. Natomiast w przypadku zasilania paliwami alternatywnymi, a szczególnie gazem, zwiększenie kąta wyprzedzenia zapłonu może w pewnym zakresie przyczynić się do poprawy organizacji procesu spalania.

Przeprowadzona analiza pozwoliła na stwierdzenie, że przebieg wywiązywania się ciepła jest bardzo wyraźnym parametrem diagnostycznym, przydatnym przy ocenie spalania paliw.

Na proces spalania przebiegający w silniku nakłada się szereg zależności, dając w sumie złożony obraz, którego skutkiem jest przebieg ciśnienia, ale dopiero przebieg wydzielania się ciepła umożliwia ilościową ocenę zachodzących tam zjawisk.

Zakładając skład stechiometryczny, tę samą prędkość obrotową silnika i całkowite otwarcie przepustnicy, przebieg procesu spalania najbardziej zależny był od spadku napełniania. Powszechna jest opinia, że i w przypadku paliw alternatywnych zapłon należy przyspieszyć. Przeprowadzone badania wykazały, że w przypadku etanolu należy dążyć do zwiększenia szybkości spalania poprzez zmianę systemu spalania, np. przez zwiększenie stopnia sprężania, podniesienie temperatury obiegu lub zwiększenie zawiorowania, tym bardziej że dodatek etanolu nie przyczyniał się do oddziaływania chwili zapłonu na szybkość przebiegu spalania. Natomiast rzeczywiście paliwo gazowe LPG było dużo bardziej czułe na zmiany kąta.

Celem tej analizy było określenie różnic w przebiegach wydzielania się ciepła i zdefiniowanie dalszych warunków badań. W tej części badań okazało się również, że rola mieszalnika w przypadku LPG jest znacznie ważniejsza niż rola gaźnika w przypadku paliw ciekłych i to nie tylko z powodu zmniejszania sprawności napełniania. W mieszalniku zachodzą nie tylko procesy fizyczne związane z wymieszaniem paliwa z powietrzem, jak ma to miejsce w gaźniku, ale powinny pojawiać się tam znacznie intensywniej procesy chemiczne, przygotowujące paliwo do spalania. Zaobserwowano również silny wpływ paliw alternatywnych na stany nieustalone. Po zmianie warunków pracy przed przystąpieniem do rejestracji przebiegu ciśnienia należało odczekać znacznie dłużej dla ustabilizowania się procesów w przypadku zasilania paliwami alternatywnymi, niż ma to miejsce w przypadku paliw konwencjonalnych. W przeciwnym wypadku było to przyczyną niewyjaśnionych błędów, związanych z oceną niepewtarzalności, a nawet wzrostem ciśnienia maksymalnego w czasie trwania badania. Również te badania należy kontynuować.

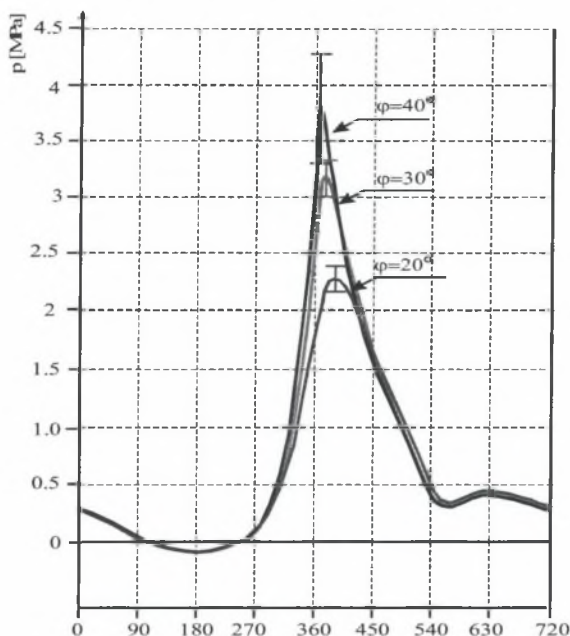
## 9. WPLYW WARUNKÓW PRACY SILNIKA NA PRZEBIEG WYWIĄZYWANIA SIĘ CIEPŁA

W celu uzyskania bazy danych, zgodnie z macierzą badań (rys. 8.3), zmieniano warunki pracy, korygując kąt wyprzedzenia zapłonu przy składzie stechiometrycznym, a następnie zmieniając skład mieszanki przy zalecanym dla benzyny kącie wyprzedzenia zapłonu. Wszystkie zmiany stanów operacyjnych wprowadzono tylko w granicach, które zapewniały poprawną pracę silnika przy wszystkich badanych paliwach. Utrzymanie składu stechiometrycznego przy zwiększonej do 30% ilości etanolu wymagało zmiany kalibracji dysz. Dodatkowo rejestrowano: temperaturę spalin w środku kolektora wydechowego cylindra, w którym zamontowany był czujnik ciśnienia, moment obrotowy i poziom emisji tlenku węgla. Pomiar stężenia tlenku węgla umożliwiał w sposób afektowany kontrolę wszystkich pozostałych składników spalin.

### 9.1. WPLYW ZMIAN KĄTA WYPRZEDZENIA ZAPŁONU NA PARAMETRY PRACY SILNIKA

Na rys. 9.1 przedstawiono przykłady ciśnień indykowanych otrzymanych przy zmianie kąta wyprzedzenia zapłonu podczas zasilania silnika benzyną oraz stopień niepowtarzalności oceniony odchyleniem standardowym. W tabeli 9.1 przedstawiono wyniki analizy statystycznej ciśnień maksymalnych, odpowiadające im estymacje ocenione na podstawie pięćdziesięciu wykresów indykatorowych i pozostałe wyniki zarejestrowane w czasie badań podczas zmian chwili zapłonu. Wyniki zamieszczone w tabeli 9.1 przedstawiono na rysunkach 9.2÷9.4.

Przy zwiększaniu kąta wyprzedzenia zapłonu wzrasta czas indukcji, powoduje to większy rozrzut ciśnień maksymalnych. Najbardziej nierówną pracę otrzymano przy kącie wyprzedzenia zapłonu wynoszącym  $40^\circ$  OWK przed ZZ podczas zasilania silnika benzyną. Zdecydowano się jednak na ten pomiar, aby zachować porządek w procedurze pomiarowej, bowiem przy pozostałych paliwach  $40^\circ$  kąt wyprzedzenia zapłonu umożliwiał prawidłową pracę. Najsilniej zmiana chwili zapłonu wpływała na LPG ( $\Delta P_{\max} = 1,62$  MPa). Paliwo E30 było najmniej czułe na zmiany chwili zapłonu ( $\Delta P_{\max} = 1,27$  MPa).



Rys.9.1. Przykłady uśrednionych rozwiniętych wykresów indykatorowych, zarejestrowanych podczas spalania benzyn dla trzech wartości kąta wyprzedzenia zapłonu  $\phi$ , prędkość obrotowa  $n = 3000$  obr/min i 100% otwarcia przepustnicy

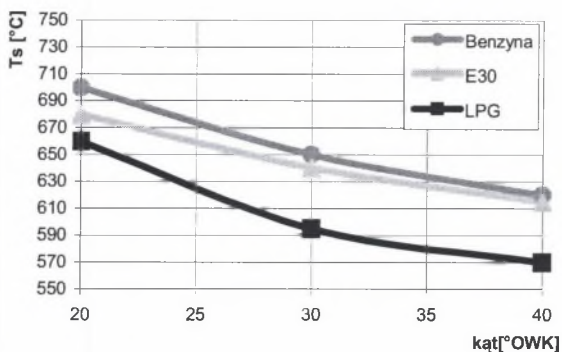
Fig.9.1. Examples of averaged indicator diagrams recorded during the process of petrol combustion for the three values of  $\phi$  ignition angle of advance,  $n = 3000$  rpm and 100% throttling valve opening

**Tabela 9.1**

Wyniki badań analizy statystycznej ciśnień  $P_{max}$  badanych paliw dla składu stechiometrycznego, 100% otwarcia przepustnicy,  $n = 3000$  obr/min i trzech kątów wyprzedzenia zapłonu  $\phi$

Paliwo	$\phi$	$P_{max}$	$s$	$COV_{P_{max}}$	CO	M	$T_s$
	$^{\circ}OWK$	MPa	MPa	%	%	Nm	$^{\circ}C$
Benzyna	20	2,28	0,15	7,42	0,43	19,0	700
	30	3,30	0,19	5,80	0,50	24,4	650
	40	3,81	0,52	12,53	0,66	25,0	620
E30	20	2,79	0,12	4,28	0,40	21,5	680
	30	3,50	0,14	4,00	0,43	25,0	640
	40	4,06	0,45	11,08	0,65	26,0	615
LPG	20	1,79	0,06	3,33	0,35	15,5	660
	30	2,75	0,11	4,07	0,41	21,3	595
	40	3,41	0,25	7,35	0,48	23,5	570

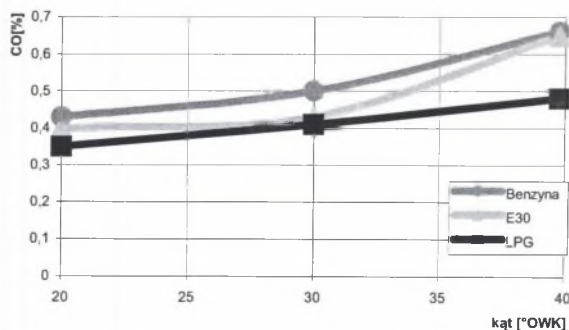




Rys.9.2. Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na temperaturę spalin  
 Fig.9.2. The impact of the ignition angle of advance upon the combustion gases temperature

Temperatura spalin zawsze rośnie wraz z obciążeniem czy wzrostem prędkości obrotowej, choć odpowiedzialne są za to różne mechanizmy. W ustalonych warunkach pracy wzrost kąta wyprzedzenia zapłonu, przyczyniając się do wzrostu temperatury panującej w komorze spalania, powodował spadek temperatury spalin. Spadek ten utrudniał utlenianie w okresie dopalania, a to powodowało wzrost emisji tlenku węgla.

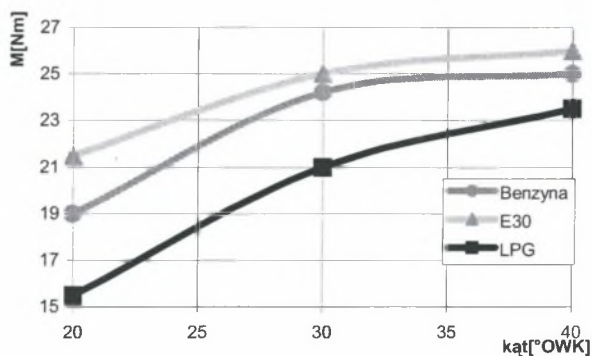
Przy składzie stechiometrycznym dodanie 30% etanolu minimalnie obniżało emisję tlenku węgla. Na uwagę zasługuje fakt, że mniejsze ilości dodatku etanolu bardziej obniżały stężenie emisji CO. Najmniejsze wartości stężenia tlenku węgla zanotowano dla paliwa gazowego, gdzie widocznie poprawa homogeniczności mieszanki silnie wpływała na poziom stężenia. Szczególnie wyraźnie proces ten nasilał się przy zwiększaniu kąta wyprzedzenia zapłonu (rys.9.3).



Rys.9.3. Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na poziom emisji tlenku węgla  
 Fig.9.3. The impact of the ignition angle of advance upon the carbon monoxide emission

Również w przypadku LPG zaobserwowano największy spadek momentu obrotowego, spowodowany utrudnionym napełnianiem i nieoptymalizowanym dla LPG kątem wyprzedzenia zapłonu. Wcześniejsza chwila zapłonu w warunkach pełnego obciążenia, składu stechiometrycznego i ustalonej prędkości obrotowej częściowo rekompensowała spadek stopnia napełniania spowodowanego zainstalowaniem mieszalnika LPG. W czasie badań tendencja ta dała o sobie znać (w przypadku LPG) największym wzrostem momentu przy wcześniejszym zapłonie (rys. 9.4). Przy pozostałych paliwach przyrost momentu też miał miejsce, ale był mniejszy.

Wzrost momentu przy wzroście kąta wyprzedzenia zapłonu wskazywał na znaczną zmianę warunków spalania, panujących w silniku zainstalowanym na stanowisku badawczym.



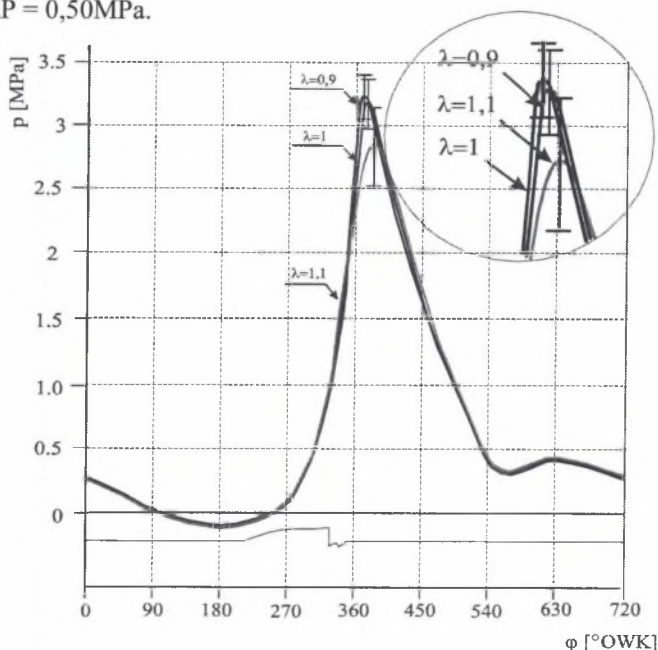
Rys.9.4. Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na moment obrotowy silnika  
 Fig.9.4. The impact of the ignition angle of advance upon the engine torque

Badania przeprowadzone na stanowisku przy stałej prędkości obrotowej silnika nie mogły być podstawą do optymalizacji chwili zapłonu. Takie badania wymagają innego programu, tym bardziej że odporności na spalanie stukowe zarówno etanolu (LOB = 110), jak i głównych składników LPG wyrażone liczbą oktanową badawczą wynoszącą dla propanu 110, n-butanu 95, izobutanu 100 i propylenu 100, nie tylko umożliwiają, ale wręcz wymagają innej bardziej intensywnej organizacji procesu spalania.

## 9.2. WPŁYW ZMIAN SKŁADU MIESZANKI NA PARAMETRY PRACY SILNIKA

Na rys. 9.5 przedstawiono przykłady ciśnień indykowanych otrzymanych przy zmianie składu mieszanki przy zasilaniu silnika benzyną oraz stopień niepowtarzalności

oceniony odchyleniem standardowym. W tabeli 9.2 zamieszczono pozostałe wyniki zarejestrowane w czasie badań podczas zmian składu mieszanki. Badania przeprowadzono przy stałym kącie wyprzedzenia zapłonu wynoszącym  $\varphi = 30^\circ\text{OWK}$ . Badania przeprowadzone w tych warunkach musiały spowodować spadek mocy paliw alternatywnych. Przy mieszankach bogatszych ciśnienia maksymalne  $P_{\max}$  dla paliwa E30 są nieznacznie większe. Najbardziej zmiana składu wpływała na mieszanki benzynowe, powodując przy zubożeniu mieszanki największy spadek ciśnienia maksymalnego  $\Delta P = 0,50\text{MPa}$ .



Rys.9.5. Przykłady uśrednionych rozwiniętych wykresów indykatorowych zarejestrowanych podczas spalania benzyn, dla trzech wartości współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$ , kąta wyprzedzenia zapłonu  $\varphi = 30^\circ\text{OWK}$ ,  $n = 3000$  obr/min i 100% otwarcia przepustnicy

Fig.9.5. Examples of averaged expanded indicator diagrams recorded during the process of petrol combustion for three values of  $\lambda$  excess air coefficient,  $\varphi = 30$  deg BTDC,  $n = 3000$  rpm and 100% throttling valve opening

Paliwo E30 jest mniej zależne od współczynnika składu niż benzyna. Różnica ciśnień maksymalnych wynosiła  $\Delta P = 0,3\text{MPa}$ . Najmniejsze zmiany wykazało paliwo gazowe LPG ( $\Delta P = 0,15\text{MPa}$ ), ale jego ciśnienia  $P_{\max}$  spowodowane spadkiem napełniania były najmniejsze, co utrudniało porównywanie z pozostałymi wynikami. Jak już zaznaczono, największy współczynnik niepowtarzalności  $COV_{P_{\max}}$  wystąpił dla wcześniejszego kąta zapłonu. Po dodaniu etanolu równomierność pracy oceniana

wielkością ciśnień maksymalnych poprawiła się, szczególnie wyraźnie widać to było przy mieszance ubogiej. Wyniki tej analizy numerycznej przedstawiono na rys. 9.6.b.

**Tabela 9.2**

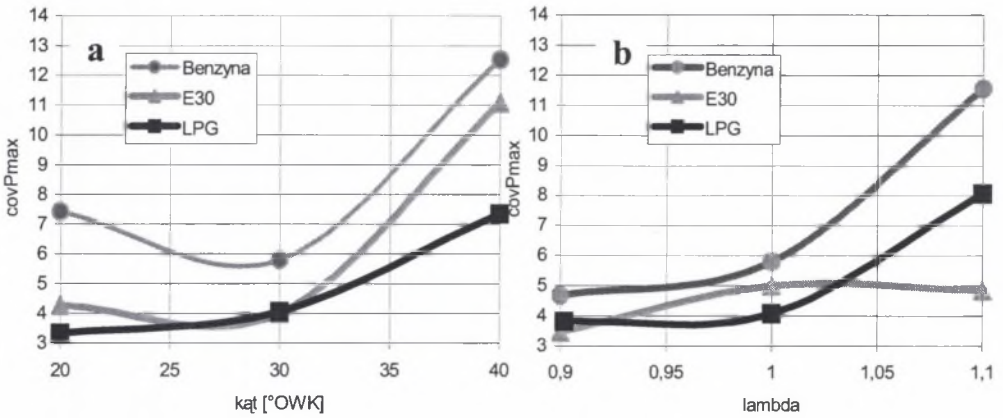
Wyniki analizy statystycznej ciśnień  $P_{max}$  badanych paliw dla kąta wyprzedzenia zapłonu  $\varphi = 30^\circ$  OWK,  $n = 3000$  obr/min, 100% otwarcia przepustnicy i różnych współczynników składu mieszanki

Paliwo	$\lambda$	$P_{max}$ MPa	s MPa	$COV_{P_{max}}$ %	$T_s$ °C	CO %	M Nm
Benzyna	0,9	3,20	0,15	4,69	630	2,80	24,5
	1,0	3,30	0,19	5,80	650	0,50	24,4
	1,1	2,80	0,30	11,54	635	0,18	21,0
E30	0,9	3,60	0,10	3,45	620	2,60	25,5
	1,0	3,50	0,14	5,00	640	0,43	25,0
	1,1	3,30	0,16	4,85	630	0,18	24,5
LPG	0,9	2,70	0,10	3,82	575	2,50	21,3
	1,0	2,75	0,11	4,07	595	0,41	21,2
	1,1	2,60	0,21	8,07	590	0,17	20,0

Przechodząc do omówienia pozostałych wyników, należy stwierdzić, że niedobór tlenu przy mieszankach bogatych zawsze powodował wyraźny wzrost emisji tlenu węgla. Nadwyżka tlenu przy mieszankach ubogich pozwalała na dokładniejsze wymieszanie i utlenienie. Dodatek etanolu nieznacznie obniża stężenie tlenu węgla przy mieszankach bogatych a przy mieszankach ubogich brak różnic w przebiegach. Natomiast gazowa natura LPG redukuje toksyczny tlenek węgla, głównie dzięki lepszej homogeniczności mieszanki. Można dodać, że LPG nie skrapla się na ściankach kolektora, nie rozcieńcza oleju silnikowego, nie wymaga wzbogacenia mieszanki przy zimnym rozruchu i w stanach nieustalonych. Wszystkie te procesy wpływają na dużo większy spadek stężenia CO.

Generalnie, temperatura spalin jest wynikiem procesów zachodzących w cylindrze. W miarę zubożenia mieszanki czas spalania wzrasta, powodując opóźnienia w rozwoju tego procesu. Przyczynia się to do wzrostu temperatury spalin i dalszego utleniania tlenu węgla. Dodanie etanolu obniża temperaturę spalin w całym zakresie. Widocznie dodatek etanolu zmniejsza zależność czasu spalania od składu mieszanki. Natomiast zubożenie LPG spowalnia proces spalania w cylindrze, co uzewnętrzniło się wzrostem temperatury spalin.

Zwiększenie kąta wyprzedzenia zapłonu zawsze powodowało wzrost ciśnienia  $P_{max}$  i wzrost rozrzutu otrzymanych przebiegów. Wpływ badanych parametrów na wskaźnik niepowtarzalności ciśnień maksymalnych przedstawiono na rys. 9.6. a.



Rys.9.6. Wpływ parametrów operacyjnych na wskaźnik niepowtarzalności  $COVP_{max}$  :

a- wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu, b- wpływ składu mieszanki

Fig.9.6. The impact of operating parameters upon  $COVP_{max}$  non repeatability index; a- the ignition angle of advance, b- the impact of fuel blend composition

Przy paliwie E30 i mieszance bogatej moment obrotowy jest największy. Zubożenie mieszanki powodowało spadek momentu obrotowego. Najbardziej moment obrotowy maleje przy ubożeniu mieszanki benzynowej. Dodatek etanolu powodował mniejszą zależność momentu obrotowego od składu mieszanki. W większości przypadków zauważono wyraźnie wyższy, o około 10...15%, przebieg momentu obrotowego dla benzyny niż dla LPG. E30 jest mniej wrażliwe na zmiany składu, ogólnie przebieg jest wyższy niż dla benzyny, dla mieszanki uboższej spadek momentu jest łagodniejszy niż dla konwencjonalnych paliw węglowodorowych. Mało wrażliwe na zmiany składu było paliwo LPG, ale wtedy zmiany momentu były najmniejsze.

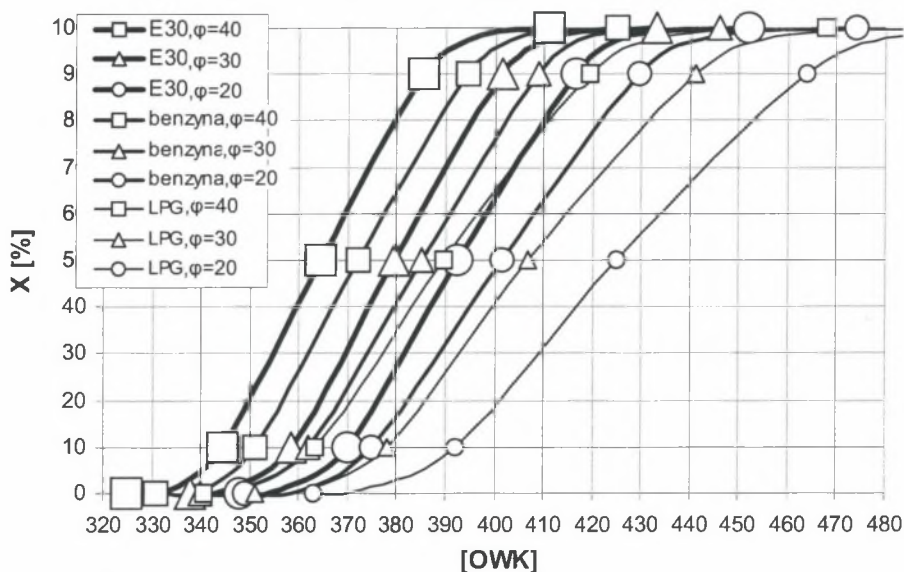
### 9.3. ANALIZA NUMERYCZNA PARAMETRÓW OPERACYJNYCH

W tej części pracy otrzymane wyniki badań (rozdziały 9.1 i 9.2) i przyjęte podczas obliczeń założenia (rozdział 6.1) wykorzystano do określenia wywiązywania energii chemicznej.

### 9.3.1. Wpływ zmian kąta wyprzedzenia zapłonu

Kąt wyprzedzenia zapłonu miał decydujące znaczenie na przebieg wywiązywania się ciepła dla wszystkich badanych przypadków. Wyniki dotyczące wpływu zmian kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg wywiązywania się ciepła (przy współczynniku nadmiaru powietrza  $\lambda = 1$ ) przedstawiono na rysunkach 9.7 i 9.8 oraz w tabeli 9.3. Najsilniej na zmianę kąta wyprzedzenia zapłonu reagowała mieszanka LPG, a najmniej wpływał on na czas spalania mieszanki etanolowej.

Szybkość wywiązywania ciepła przy spalaniu benzyny z dodatkiem etanolu E30 jest większa niż podczas spalania samej benzyny. Czas zarówno dla okresu, w którym wywiązane ciepło osiągnie 10%, jak i dla okresu dopalania, liczonego od 90% wywiązanego ciepła do końca spalania dla E30, jest krótszy niż dla benzyny, a odwrotnie niż przy LPG. Zmiany przy LPG są największe i najbardziej opóźnione, co świadczy o zmniejszonej dynamice spalania LPG, ale i warunki wytwarzania mieszanki były inne.



Rys.9.7. Zestawienie wyników wpływu kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg wywiązywania się ciepła badanych paliw ( $\lambda = 1$ ,  $n = 3000$  obr/min,  $M_{\max}$ )

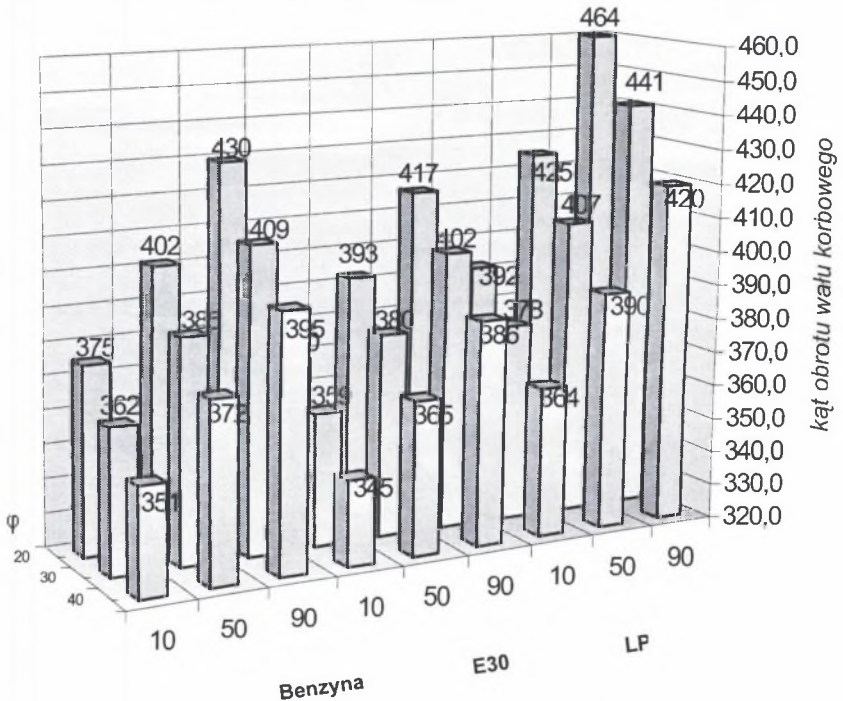
Fig.9.7. Comparison of the results of the impact of the ignition angle of advance upon the course of heat evolution for the tested types of fuel ( $\lambda = 1$ ,  $n = 3000$  rpm,  $M_{\max}$ )

Przyjmując 10% wydzielonego ciepła jako koniec pierwszego okresu spalania, analiza numeryczna wykazała, że zawsze najdłużej rozpłomienia się LPG, później mieszanka benzynowa, najszybciej benzyna z dodatkiem etanolu E30.

**Tabela 9.3**

Kąt obrotu wału korbowego, przy którym wywiązuje się określona ilość ciepła x %, po zmianie chwili zapłonu dla analizowanych paliw

%	Benzyna			E 30			LPG		
	40	30	20	40	30	20	40	30	20
	331,0	340,0	350,0	325,0	338,0	348,0	340,0	352,0	363,0
10	351,0	362,0	375,0	344,5	358,5	370,0	363,5	378,0	392,0
50	372,0	385,0	401,5	364,5	379,5	392,5	389,5	407,0	425,0
90	394,5	409,0	429,5	385,5	401,5	416,5	419,5	441,0	464,0
100	425,0	446,0	475,0	411,0	433,0	452,0	467,0	498,0	533,0
$\Phi_s$	94,0	106,0	125,0	86,0	95,0	104,0	127,0	146,0	170,0



Rys.9.8. Wpływ rodzaju paliwa i kąta wyprzedzenia zapłonu na kąt obrotu wału korbowego, przy którym wywiązuje się 10, 50 i 90% ciepła, skład stechiometryczny

Fig.9.8. The impact of the type of fuel and the ignition angle of advance upon the crank angle when 10, 50 and 90% of heat has been received, stoichiometric composition

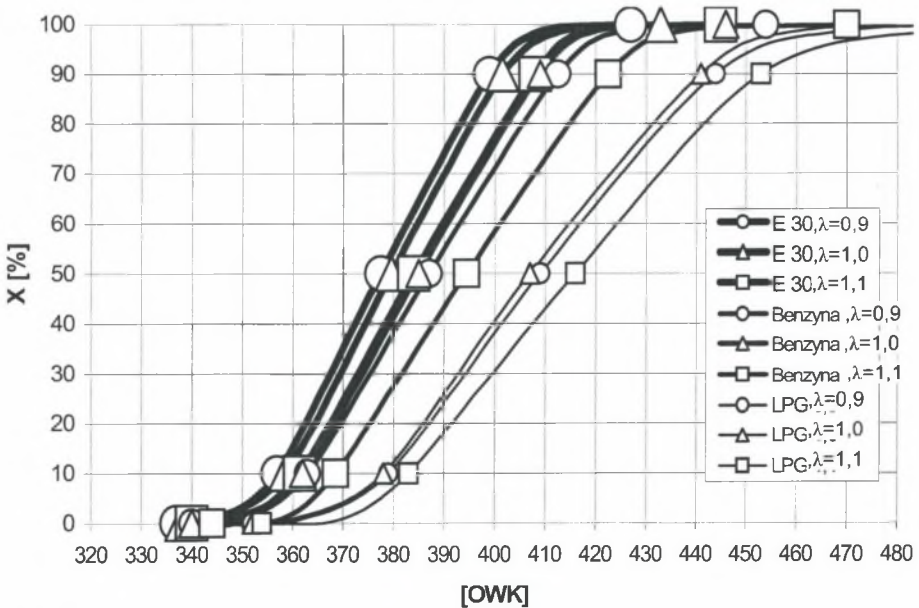
Dane uzyskane przy warunkach pracy odpowiadających mieszance stechiometrycznej wykazały, że niezależnie od zastosowanego paliwa można osiągnąć ten sam poziom mocy, ponieważ wartość opałowa mieszanki badanych paliw jest zbliżona. Należy dodać, że etanol posiada w swojej cząsteczce tlen atomowy, który pozwala na nieco szybszy przebieg spalania. Jednak krzywa destylacji i ciepło

parowania paliwa E30 powodują, że wydajność mieszanek etanolowych spada. Dlatego przy niewielkich obciążeniach okres indukcji jest większy, a przebieg wydzielania ciepła jest mniej korzystny. Powodem są przy gaźnikowym sposobie tworzenia mieszanki trudności w odparowaniu.

Podsumowując, należy stwierdzić, że silniki benzynowe pracujące na benzynie z niewielkimi dodatkami etanolu, a nawet na gazie LPG, osiągają wydajność cieplną podobną do tej, jaka występuje przy spalaniu benzyny. Jednak dla ulepszenia osiągnięć lub oszczędności paliw alternatywnych silnik powinien zostać poddany modyfikacji, a już szczególnie takie parametry regulacyjne, jak oprogramowanie umożliwiające zmianę kąta czy czasu wyładowania iskrowego na świecy. Szerzej zagadnienia te zostały przedstawione w pracy [65].

### 9.3.2. Wpływ zmian składu mieszanki

Wyniki dotyczące wpływu zmian składu mieszanki w zakresie  $\lambda=0,9...1,1$  na przebieg wydzielania się ciepła przedstawiono na rysunkach 9.9, 9.10 i w tabeli 9.4. Skład mieszanki podobnie jak kąt wyprzedzenia zapłonu miał duży wpływ na przebieg wywiązywania się ciepła.

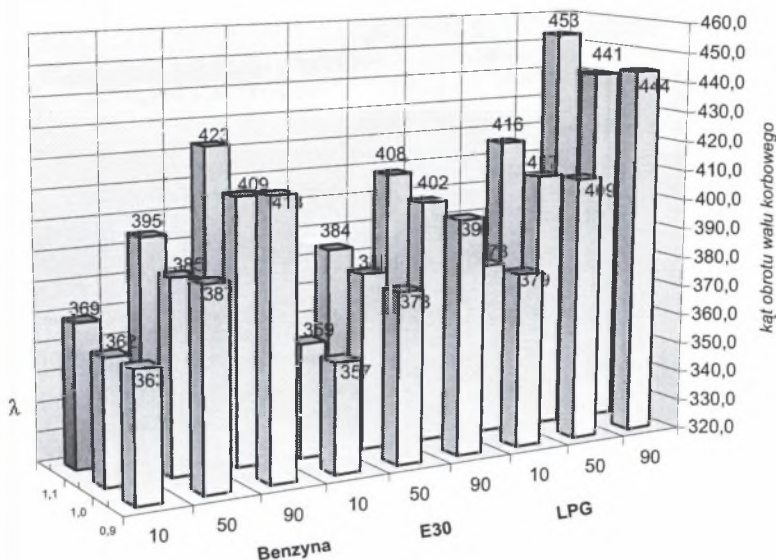


Rys.9.9. Zestawienie wyników wpływu składu mieszanki na przebieg wywiązywania się ciepła badanych paliw ( $\varphi = 30^\circ\text{OWK}$ ,  $n = 3000$  obr/min,  $M_{\max}$ )

Fig.9.9. Comparison of the results of the impact of fuel blend composition upon the course of heat evolution for the tested types of fuel ( $\varphi = 30$  deg BTDC,  $n = 3000$  rpm,  $M_{\max}$ )



Paliwo E30 spalało się najszybciej przy mieszankach bogatych. Zubożenie mieszanki we wszystkich przypadkach zmniejszało szybkość spalania. W przypadku dodatku etanolu zmniejszenie to było niewielkie. Natomiast w przypadku LPG mieszalnik, utrudniając napełnianie, powodował spadek ciśnienia w cylindrze. Jądro płomienia rozpałało się wtedy bardzo powoli, co skutkowało bardzo przewlekłym procesem spalania.



Rys.9.10. Wpływ rodzaju paliwa i składu mieszanki na kąt obrotu wału korbowego, przy którym wywiązuje się 10, 50 i 90% ciepła, kąt wyprzedzenia zapłonu  $\phi = 30^{\circ}$ OWK,  $n = 3000$ obr/min, otwarcie przepustnicy 100%

Fig.9.10. The impact of the type of fuel and fuel blend composition upon the crank angle when 10, 50 and 90% of heat has been received,  $\phi = 30$  deg BTDC the ignition angle of advance,  $n = 3000$  rpm, 100% throttling valve opening

Skład mieszanki wpływa nie tylko na całkowitą ilość otrzymanego ciepła, ale także na przebieg jego wydzielania. Silnik pracujący na ubogiej mieszance dużo szybciej reaguje nawet na niewielkie zmiany składu. Natomiast przy pracy na mieszance bogatej jest znacznie mniej czuły. Przy nadmiarze powietrza zmniejsza się strata chemiczna, ale wzrasta strata fizyczna, dlatego w praktyce dąży się do zapewnienia spalania zupełnego przy jak najmniejszej ilości powietrza. W dodatku, obecne wymogi katalizatora wymuszają skład stechiometryczny. Należy dodać, że trójfunkcyjny katalizator, zmierzając do mieszanki stechiometrycznej, automatycznie pobiera więcej paliwa E30.

Przy składzie stechiometrycznym wywiązywanie ciepła przebiega najszybciej dla benzyny. W pozostałych paliwach najszybciej spalała się mieszanka bogata. Przy mieszankach ubogich czas, po jakim paliwa wydzieliły tę samą ilość ciepła, jest znacznie większy niż przy mieszankach bogatych, a zatem niezależnie od użytego paliwa potwierdził się silny wpływ współczynnika nadmiaru powietrza na przebieg procesu spalania.

**Tabela 9.4**

Kąt obrotu wału korbowego, przy którym wydziela się określona ilość ciepła x %, po zmianie składu mieszanki omawianych paliw

%	Benzyna			E 30			LPG		
	0,9	1,0	1,1	0,9	1,0	1,1	0,9	1,0	1,1
0	340,0	340,0	344,0	337,0	338,0	340,0	352,0	352,0	354,0
10	363,0	362,0	368,5	357,0	358,5	361,5	379,0	378,0	383,0
50	387,0	385,0	394,5	377,5	379,5	384,0	409,0	407,0	416,0
90	412,5	409,0	422,5	399,0	401,5	408,0	444,0	441,0	453,0
100	454,0	446,0	470,0	427,0	433,0	445,0	505,0	498,0	519,0
$\Phi_s$	114,0	106,0	126,0	90,0	95,0	105,0	153,0	146,0	165,0

Podsumowując, należy stwierdzić, że paliwa alternatywne, mimo że posiadają różne prędkości spalania laminarnego i odmienne właściwości, które wpływają na proces spalania, to jednak w komorze roboczej silnika spalanie głównie regulowane jest przez ruch i skład mieszanki. Spadek sprawności napełniania dla LPG i utrudniony zapłon powodują, że opóźnienia w rozwoju płomienia są największe. Dodatek etanolu zmniejsza wrażliwość na zmiany składu. Bogata mieszanka E30 spalała się najszybciej.

Podstawowe zmiany, jakich należy dokonać w silnikach zasilanych paliwami alternatywnymi, dotyczą, oprócz sposobu wytwarzania mieszanki palnej, w głównej mierze organizacji systemu spalania. Regulowane doładowanie, zmiany stopnia sprężania i wtrysk paliwa wydają się jedynymi rozsądnymi rozwiązaniami. Wiadomo, że zwiększanie stopnia sprężania umożliwia zmniejszenie turbulencji, a to przyczynia się do zmniejszenia strat chłodzenia. Jednak największą zaletą zwiększonych stopni sprężania jest możliwość spalania ubogiej mieszanki, ale pomiędzy LPG a E30 występuje diametralna różnica, bowiem LPG poprawia homogeniczność mieszanki w stosunku do benzyny, a E30 ją zmniejsza. LPG tworzy bardzo cienki front płomienia, spala się wolniej w niższej temperaturze, po podniesieniu temperatury przemiany przebieg spalania jest bardzo szybki, również okres dopalania jest wtedy bardzo krótki.

Przy badaniu paliw alternatywnych wpływ składu mieszanki jest szczególnie istotny. Dodanie alkoholu do benzyny zmienia skład mieszanki (staje się ona uboższa). Spalanie uboższej mieszanki zmniejsza  $\text{NO}_x$ , CO i zużycie paliwa. Spada jednak wtedy prędkość rozprzestrzeniania się płomienia, wzrasta nierównomierność pracy i emisja węglowodorów.

Na potrzeby diagnostyczne należało przedstawić przebieg wywiązania ciepła w czasie bezwymiarowym. Ponieważ podczas modelowania procesu spalania wykorzystuje się czasami istniejące funkcje wywiązania się ciepła, porównano te rozwiązania z wynikami otrzymanymi w pracy.

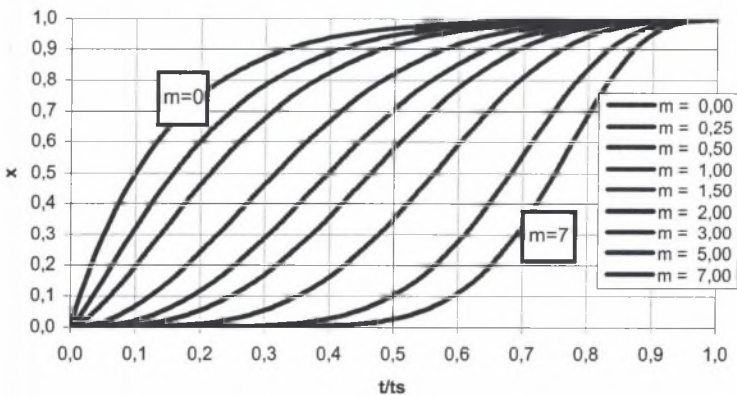
#### 9.4. FUNKCJA J. WIEBEGO

Funkcja opracowana przez J. Wiebego opisuje przebieg wywiązania się ciepła analogicznie do szybkości przebiegu reakcji chemicznych. Funkcja ta znalazła zastosowanie w wielu programach obliczeniowych [99]. J. Wiebe wyraził ilość wywiązania ciepła w postaci funkcji wykładniczej bezwymiarowym równaniem:

$$x = 1 - \exp \left[ -a \cdot \left( \frac{\phi}{\phi_s} \right)^{m+1} \right] \quad (9.1)$$

gdzie:  $\phi_s$  – czas spalania,

$a, m$  – parametry J. Wiebego określające zupełność i szybkość spalania.



Rys.9.11. Przebieg wywiązania się ciepła wg J. Wiebego dla spalania zupełnego i różnych parametrów „m”

Fig.9.11. The course of heat evolution according to J. Vebe for the complete combustion and various ‘m’ parameters

Na rys. 9.11 przedstawiono przebiegi wywiązywania się ciepła określone funkcją J. Wiebego dla spalania całkowitego i zupełnego ( $a = 6,908$ ) oraz kilku wartości parametru „m” charakteryzującego dynamikę spalania. Parametr  $m = 7$  odpowiada spalaniu szybkemu, a  $m = 0$  spalaniu wolnemu. Autorzy korzystający z funkcji J. Wiebego wybierają parametr „m” ze środka tego zakresu.

## 9.5. WYWIĄZYWANIE SIĘ CIEPŁA WEDŁUG COSINUSOIDALNEGO PRAWA SPALANIA

Wywiązywanie się ciepła według tzw. cosinusoidalnego prawa spalania stanowi dobre przybliżenie procesu spalania przebiegającego w nowszych silnikach spalinowych.

Opisuje je równanie:

$$x = \frac{1}{2} \cdot \left( 1 - \cos \frac{a \cdot \pi (\varphi - \varphi_p)}{\varphi_s} \right) \quad (9.2)$$

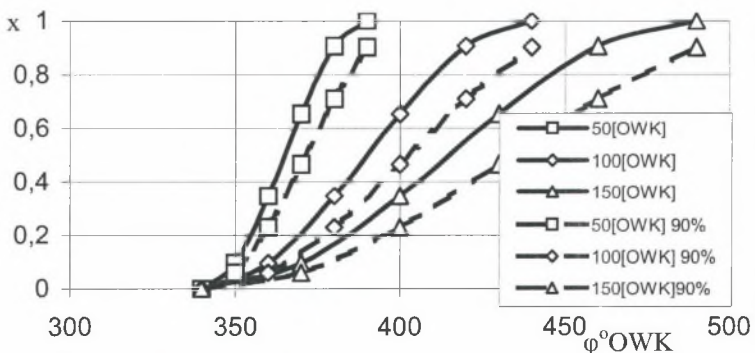
gdzie:  $x$  - stopień spalania paliwa,

$\varphi$  - bieżący kąt obrotu wału korbowego,

$\varphi_p$  - kąt początku wywiązywania się ciepła,

$\varphi_s$  - czas spalania wyrażony w °OWK,

$a$  - współczynnik zupełności spalania.



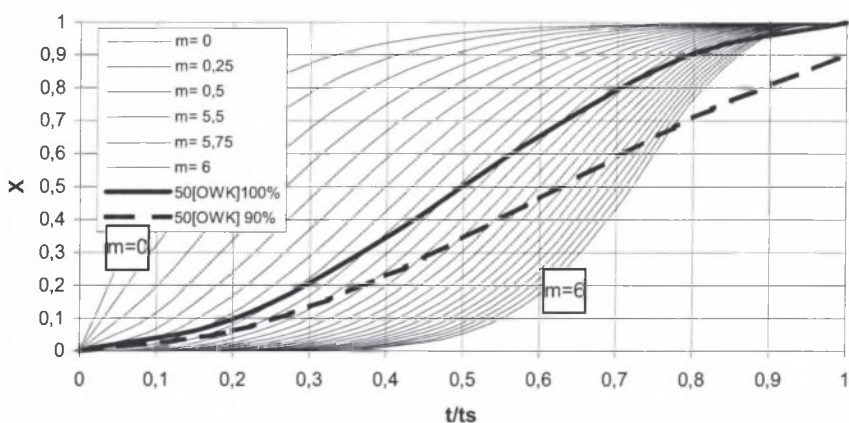
Rys.9.12. Wpływ czasu spalania wyrażonego prawem cosinusoidalnym na przebieg wywiązywania się ciepła w czasie rzeczywistym

Fig.9.12. The impact of combustion expressed by cosinusoidal law upon the course of heat evolution at the actual time

Określenie przebiegu wywiązywania się ciepła wg cosinusoidalnego prawa spalania w czasie rzeczywistym wymaga przyjęcia zupełności i czasu trwania spalania. Do dalszych obliczeń założono spalanie zupełne i niezupełne, któremu odpowiada 90% wypalonego paliwa, oraz przyjęto trzy czasy spalania  $\varphi_s = 50, 100$  i  $150$  °OWK. Otrzymane wyniki przedstawiono na rysunku 9.12.

Zmiana stopnia spalania paliwa zmienia charakter spalania. Wyniki dla spalania zupełnego zaznaczono linią ciągłą, a dla 90% wypalonego paliwa linią przerywaną. Mniejsza ilość spalonego paliwa powoduje zubożenie mieszanki, a przy założonym takim samym czasie spalania - łagodniejszy przebieg procesu spalania na skutek wolniejszego rozchodzenia się płomienia w zubożonej mieszance.

Na potrzeby diagnostyczne procesu wywiązywania się ciepła należało otrzymane wyniki przedstawić w czasie bezwymiarowym. Tak otrzymane wyniki przedstawiono na rys. 9.13, na którym dodatkowo zaznaczono przebiegi wywiązywania się ciepła wyznaczone wg funkcji J. Wiebego. Jak należało się spodziewać, bezwymiarowe przebiegi wywiązywania się ciepła potwierdziły, że wyrażony tą funkcją charakter procesu spalania przebiega bardziej intensywnie, na co wskazuje skrócony okres zarówno rozpalania (określony 10% wywiązanego ciepła), jak i okres dopalania.

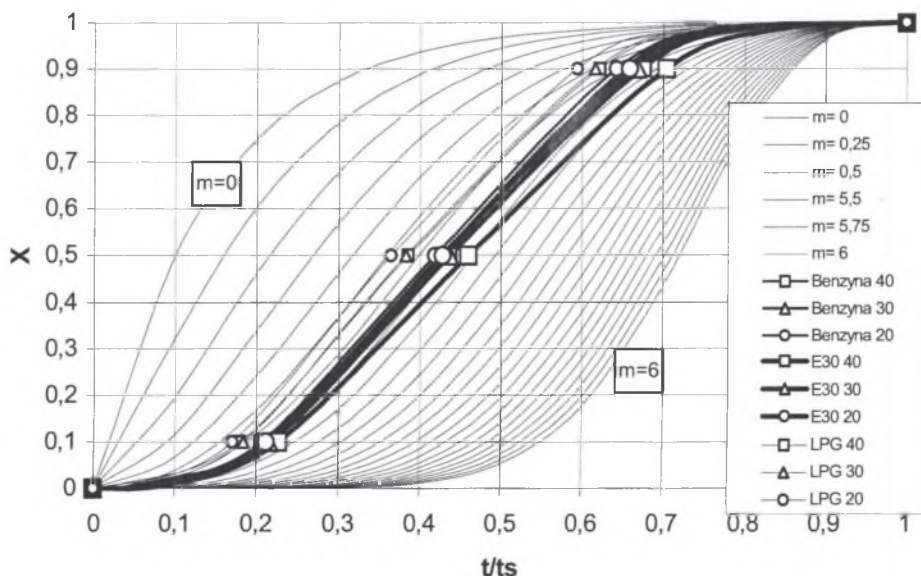


Rys.9.13. Wpływ spalania wyrażonego prawem cosinusoidalnym i funkcjami J. Wiebego na przebiegi wywiązywania się ciepła w czasie bezwymiarowym  
 Fig.9.13. The impact of combustion expressed by cosinusoidal law and J. Wiebe's functions upon the courses of heat evolution nondimensional time

## 9.6. IDENTYFIKACJA WARUNKÓW OPERACYJNYCH W CZASIE BEZWYMIAROWYM

Otrzymane na rys. 9.7. przebiegi wywiązywania się ciepła dla spalania zupełnego, składu stechiometrycznego  $\lambda = 1$  i trzech kątów wyprzedzenia zapłonu w czasie rzeczywistym przedstawiono na rys. 9.14. w czasie bezwymiarowym. Natomiast na rys. 9.15. zestawione z rys. 9.9. przebiegi wywiązywania się ciepła dla kąta wyprzedzenia zapłonu  $\varphi=30^{\circ}$ OWK i trzech składów mieszanki. Dodatkowo, na wykresach naniesiono przebiegi wywiązywania się ciepła wyznaczone wg J. Wiebego, a w tabeli 9.5 przedstawiono dokładne wartości parametru „m” odpowiadające 10, 50 i 90% wywiązanego ciepła.

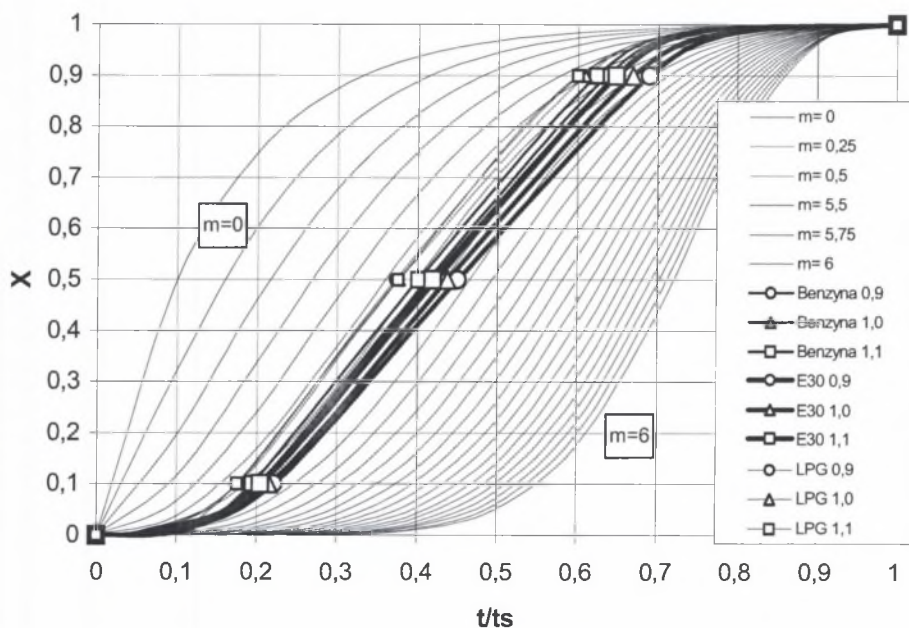
Jak widać, przyjęcie spalania zupełnego wprowadza konieczność operowania zakresem parametru „m”. Jest to uzasadnione o tyle, że proces spalania inaczej zachowuje się na początku, inaczej w środku, a jeszcze inaczej pod koniec i opisanie go jedną prostą funkcją jest zadaniem bardzo trudnym. Stopniowanie na rysunkach 9.14 i 9.15 parametru „m” co 0,25 wskazuje, że otrzymane w czasie badań przebiegi znajdują się w zakresie  $m = 1,25 \dots 2,00$ . Dokładne wartości, jak wcześniej wspomniano, podano w tabeli 9.5. Zakres ten wskazuje na ogólnie złą organizację procesu spalania.



Rys.9.14. Zestawienie wyników wpływu kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg wydzielania się ciepła badanych paliw, dla składu stechiometrycznego, w czasie bezwymiarowym, przy założeniu spalania zupełnego

Fig.9.14. Comparison of the results of the impact of the ignition angle of advance upon the course of heat evolution for the tested types of fuel, for stoichiometric composition, at nondimensional time assuming that the combustion is complete

Przechodząc do bardziej szczegółowego opisu, widać, że przebieg wywiązywania się energii przy spalaniu gazu LPG przesunięty jest najbardziej w lewo, co świadczy o najgorszym procesie spalania, czyli najmniej korzystnych warunkach pracy. Wykres wywiązywania ciepła, leżący najbardziej po prawej stronie, świadczy o najbardziej korzystnej organizacji procesu spalania. Przebieg ten należy do wywiązywania się energii podczas spalania stechiometrycznej mieszanki benzynowo-etanolowej przy kącie wyprzedzenia zapłonu  $\varphi = 40^\circ$  OWK.



Rys.9.15. Zestawienie wyników wpływu składu mieszanki na przebieg wydzielania się ciepła badanych paliw, dla kąta wyprzedzenia zapłonu zalecanego dla benzyny ( $\varphi = 30^\circ$  OWK), w czasie bezwymiarowym dla spalania zupełnego

Fig.9.15. Comparison of the results of the impact of the fuel blend composition upon the course of heat evolution for the tested types of fuel, for the ignition angle of advance recommended for petrol ( $\varphi = 30$  deg BTDC) at nondimensional time for complete combustion

Podobnie analizować można rysunek 9.15, z którego widać, że najmniej korzystny jest przebieg wywiązywania się ciepła podczas spalania ubogiej mieszanki LPG, a najbardziej korzystny dla bogatej mieszanki benzynowo-etanolowej. Próbie opisaną otrzymanych przebiegów wywiązywania się ciepła parametrem „m” przedstawiono w tabeli 9.5, gdzie uśredniony dla trzech charakterystycznych stopni wywiązywania się ciepła 10, 50 i 90% parametrem J. Wiebego leżący w zakresie  $m = 1,29 \dots 1,89$  wskazuje na złą organizację procesu spalania.

**Tabela 9.5**

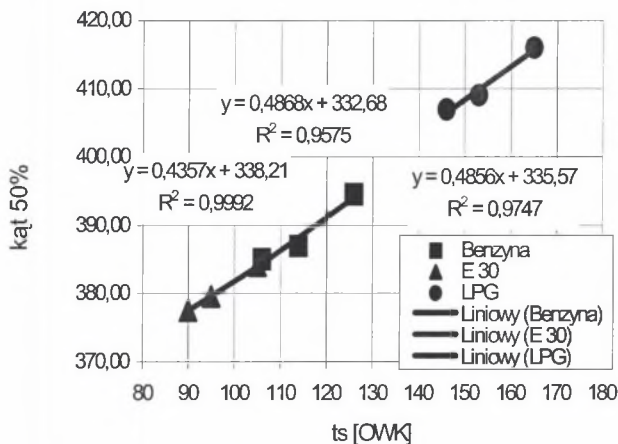
Wartość uśrednionego parametru  $m$  dla spalania zupełnego, analizowanych paliw i warunków operacyjnych, odpowiadająca 10, 50 i 90% wywiązanej ciepła

Paliwo	Parametr	$x=10\%$	$x=50\%$	$x=90\%$	$m_{\text{średnie}}$
Benzyna	40	1,75	1,75	1,75	1,75
	30	1,65	1,70	1,55	1,63
	20	1,60	1,63	1,45	1,56
E 30	40	1,83	1,95	2,15	1,98
	30	1,75	1,80	1,70	1,75
	20	1,70	1,70	1,63	1,68
LPG	40	1,50	1,45	1,33	1,43
	30	1,43	1,38	1,20	1,33
	20	1,33	1,30	1,13	1,25
Benzyna	0,9	1,65	1,60	1,40	1,55
	1	1,70	1,65	1,50	1,62
	1,1	1,60	1,50	1,15	1,42
E 30	0,9	1,80	1,88	1,98	1,89
	1	1,75	1,78	1,75	1,76
	1,1	1,65	1,63	1,50	1,59
LPG	0,9	1,45	1,33	1,17	1,32
	1	1,48	1,36	1,23	1,36
	1,1	1,42	1,30	1,15	1,29

Ponieważ przebieg wywiązującego się w czasie bezwymiarowym ciepła bardzo silnie zależy od obliczonego czasu końca spalania, dokonano analizy wiążącej kąt, przy którym wydziela się 50% ciepła z czasem spalania. Wyniki przedstawiono na rys. 9.16. Na uwagę zasługuje prawie liniowa zależność czasu spalania od kąta, przy którym wydziela się 50% ciepła.

Wskazuje ona na prawidłowość obliczeń czasu spalania, a dodatkowo potwierdza wcześniejsze wnioski mówiące, że kąt, przy którym wydziela się 50% ciepła, jest bardzo dobrym parametrem, służącym do analizy spalania paliw alternatywnych. Im bardziej wydłużony rzeczywisty czas spalania, tym większe skrócenie bezwymiarowego czasu, w którym wywiązuje się 50% ciepła (tabela 9.6).





Rys.9.16. Wpływ czasu spalania  $t_s$  na kąt, przy którym wywiązuje się 50% ciepła dla analizowanych paliw przy zmianie kąta wyprzedzenia zapłonu

Fig.9.16. The impact of  $t_s$  combustion time when there is 50% heat evolution for the tested types of fuel - ignition angle of advance has been changed

**Tabela 9.6**

Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na wartości bezwymiarowego czasu dla analizowanych paliw i trzech charakterystycznych wielkości wywiązywania się ciepła

Paliwo	Kąt zapłonu	10%	50%	90%
Benzyna	40	0,213	0,436	0,676
	30	0,208	0,425	0,651
	20	0,200	0,412	0,636
E 30	40	0,227	0,459	0,703
	30	0,216	0,437	0,668
	20	0,212	0,428	0,659
LPG	40	0,185	0,389	0,626
	30	0,178	0,377	0,610
	20	0,170	0,365	0,594

**Tabela 9.7**

Wpływ składu mieszanki na wartości bezwymiarowego czasu dla analizowanych paliw i trzech charakterystycznych wielkości wywiązywania się ciepła

Paliwo	Skład	10%	50%	90%
Benzyna	0,9	0,202	0,412	0,636
	1,0	0,208	0,425	0,651
	1,1	0,194	0,401	0,623
E 30	0,9	0,222	0,450	0,689
	1,0	0,216	0,437	0,668
	1,1	0,205	0,419	0,648
LPG	0,9	0,176	0,373	0,601
	1,0	0,178	0,377	0,609
	1,1	0,176	0,376	0,600

Znajomość przebiegów bezwymiarowego wywiązywania się ciepła w czasie bezwymiarowym jest częścią składową proponowanej metody diagnostycznej. Wprawdzie wyraźne zmiany zależności pojawiły się dopiero po znacznym przekroczeniu stanów, w jakich obecnie najczęściej pracują silniki, jednak nawet dla warunków przyjętych w pracy wystąpiły zależności, układające się w logiczną całość.

Przeprowadzone badania stanowiskowe i analiza numeryczna wykazała, że niezależnie od stosowanego paliwa i badanych stanów przebiegi wywiązywania się ciepła świadczą o złej organizacji procesu spalania. Na złą organizację wskazuje stosunkowo długi czas, jaki upływa do wywiązania się 10% ciepła (tabela 9.7).

Trzeba jednak podkreślić, że obudowanie silnika aparaturą pomiarową przyczyniało się do dalszego spadku parametrów użytkowych. Trzeba również dodać, że na otrzymane wyniki wpływ miały nie tylko wartości wynikające z badań, ale przyjęte założenia, dotyczące np. składu chemicznego paliwa i spalin.

W celu uzyskania dodatkowych informacji mogących być podstawą do utworzenia szerszej bazy danych i weryfikacji otrzymanych podczas badań wyników należało poddać analizie wyniki zaczerpnięte z literatury. Określenie tych wielkości było tematem dalszej części pracy.

## 10. WPŁYW WARUNKÓW PRACY NA PARAMETRY SYGNAŁU DIAGNOSTYCZNEGO

Opracowując wiarygodny model, należy nie tylko zademonstrować związek, lecz również wyjaśnić, jak i dlaczego ten związek zachodzi. Analizując przebieg spalania, przedstawiono zachodzące tam procesy, zwracając uwagę na związek parametrów termodynamicznych z konstrukcją silnika i warunkami pracy.

Z parametrów eksploatacyjnych najsilniej na przebieg spalania wpływa skład mieszanki, stopień recyrkulacji i warunki zapłonu. Dlatego tym warunkom poświęcono najwięcej uwagi.

### 10.1. WPŁYW SKŁADU MIESZANKI PALNEJ

W pracy [34], analizując wpływ składu mieszanki benzynowej, dodatkowo badano wpływ turbulencji na zapłon i rozchodzenie się płomienia. Turbulencja poprawia proces spalania, jednak osiągnięta przez instalowanie zawirów w układzie dolotowym komplikowała wyniki, bowiem odbywała się kosztem spadku sprawności napełniania.

Otrzymane ciepło liczono jako całość szybkości wywiązywania się ciepła netto, które rozumiano jako wielkość wydzielonej energii chemicznej w czasie spalania minus wartość ciepła przyjętego przez ścianki komory. Czas trwania charakterystycznych etapów spalania definiowano w pracy [34] jako:

$\varphi_{\text{zapł}} - 5\%$  - kąt obrotu wału korbowego od pojawienia się iskry do czasu wywiązania się 5% energii chemicznej paliwa,

$\varphi_{5\% - 95\%}$  - kąt, w jakim nastąpi wywiązanie się od 5% do 95% energii.

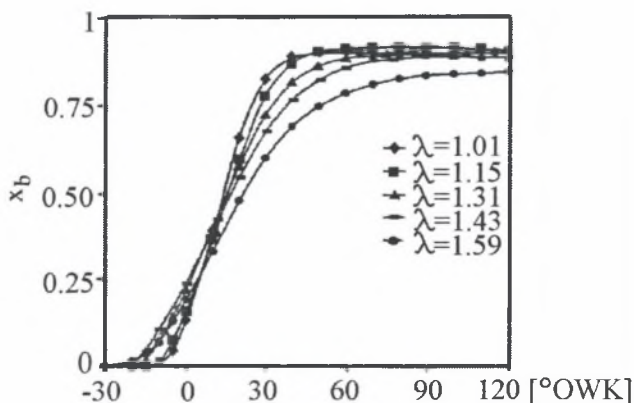
Otrzymane wnioski sprowadzały się do stwierdzenia, że teoretycznie szybkość spalania największa jest dla składu stechiometrycznego. Oddalenie się od tego składu zmniejsza prędkość spalania. W praktyce, największą szybkość spalania osiąga mieszanka nieco bogatsza. W rzeczywistości, przebieg spalania zależy nie tylko od składu, ale silnie uzależniony jest od panującego w cylindrze zawirowania, temperatury, współczynnika resztek spalin, chwili zapłonu i innych warunków, które nakładając się na siebie mogą powodować wzrost ciśnienia, ale też wzrost niepowtarzalności przebiegów.

W pracy [36] badano 50 kolejnych cykli otrzymanych przy spalaniu metanu przy zmieniających się współczynnikach nadmiaru powietrza w zakresie od  $\lambda=1$  do  $\lambda=1,6$ , w każdym przypadku kąt wyprzedzenia zapłonu ustawiony był, tak aby osiągnąć maksymalny w danych warunkach moment obrotowy.

Przy  $\lambda = 1$  rozrzut jest mniejszy. Duży rozrzut ubogich mieszanek spowodowany jest przedłużającym się procesem spalania. Kolejne cykle są silnie uzależnione od parametrów poprzedniego obiegu, jak np. resztek spalin pozostawionych w cylindrze i przypadkowym, z tego powodu w chwili zapłonu, składem mieszanki.

Na rys.10.1 przedstawiono uśredniony wpływ współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  na przebieg wypalania się paliwa dla 5 składów mieszanki. Z rysunku widoczne jest, że zubożenie mieszanki powoduje spadek szybkości wypalania się paliwa oraz że maksymalna ilość spalonego paliwa jest wtedy mniejsza i wynosi  $x_b=0,87$ , podczas gdy przy  $\lambda=1.01$  jest większa i wynosi  $x_{bmax} \cong 0,91$ .

Ponieważ badania prowadzone były w ten sposób, żeby dla każdego składu mieszanki otrzymać maksymalny moment, zmieniano kąt wyprzedzenia zapłonu. Zapłon dla składu stechiometrycznego odbył się  $15^{\circ}$  przed zwrotem zewnętrznym, a 85% wywiązanego ciepła otrzymano przy kącie  $30^{\circ}$  OWK. W sumie, proces spalania trwał tylko  $45^{\circ}$  OWK. Dla mieszanki uboższej o składzie  $\lambda = 1,3$  zapłon nastąpił  $20^{\circ}$  przed zwrotem zewnętrznym. Proces spalania trwał  $62^{\circ}$  OWK. Mieszanka bardzo uboga o składzie  $\lambda = 1,59$  została zapalona  $30^{\circ}$  przed zwrotem zewnętrznym, koniec spalania nastąpił w  $110^{\circ}$  OWK, spalanie trwało  $140^{\circ}$  OWK.

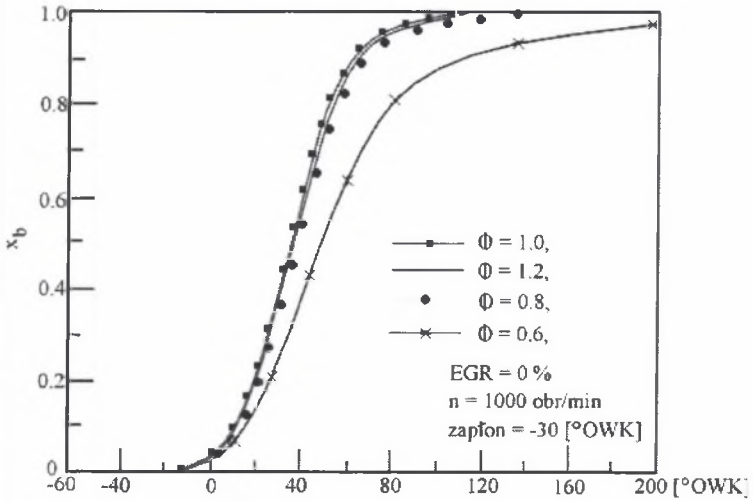


Rys.10.1. Wpływ składu mieszanki na wypaloną masę [36]

Fig.10.1. The impact of fuel blend mixture upon the burnt out mass [36]

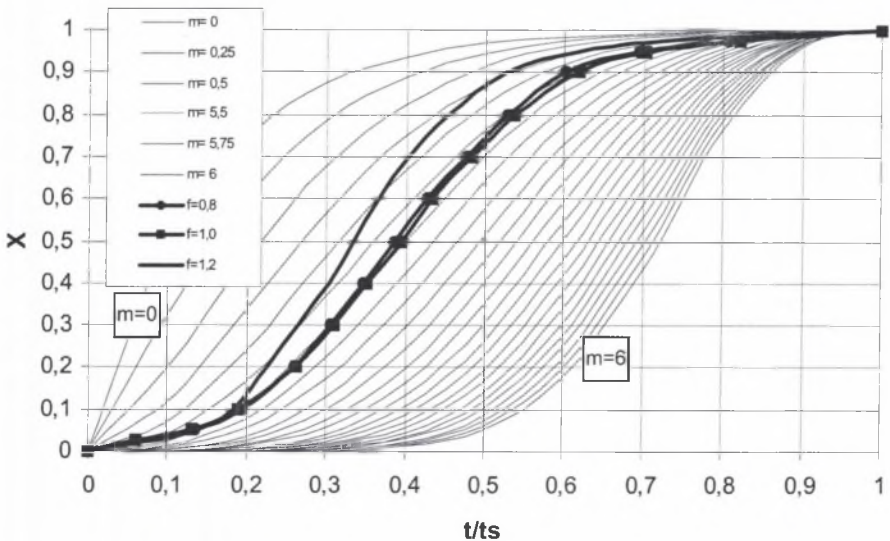
Otrzymane wnioski potwierdziły, że przy projektowaniu procesu spalania metanu należy zintensyfikować warunki wywiązywania się ciepła.

Zależności dotyczące masy spalonego izooktanu w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla różnych stopni ekwiwalencji przy kącie wyprzedzenia zapłonu wynoszącym  $30^{\circ}\text{OWK}$  przed ZZP otrzymane w pracy [105] pokazano na rys.10.2.



Rys.10.2. Wpływ stopnia ekwiwalencji na przebieg wypalania ładunku [105]

Fig.10.2. The impact of the degree of equivalence upon the course of burning up the charge [105]



Rys.10.3. Wpływ składu mieszanki na przebieg wywiązywania się ciepła w bezwymiarowym czasie dla spalania zupełnego izooktanu, kąt wyprzedzenia zapłonu  $\phi = 30^{\circ}\text{OWK}$

Fig.10.3. The impact of fuel blend composition upon heat evolution at nondimensional time in the process of complete combustion of isoctane, ( $30^{\circ}$  deg BTDC) ignition angle of advance

Na rys.10.3 te same przebiegi przedstawiono w czasie bezwymiarowym. Zaznaczono również funkcje  $J$ . Wiebego.

Otrzymane w pracy [105] wyniki wykazują wpływ współczynnika nadmiaru powietrza na tendencje w przebiegu wypalania ładunku. Przykładowo, dla stosunku równoważności  $\Phi = 0.6$  ( $\lambda = 1,67$ ) spalanie nie jest ukończone, nawet do chwili otwarcia zaworu wylotowego i dlatego w analizie czasu bezwymiarowego tego przebiegu nie uwzględniono.

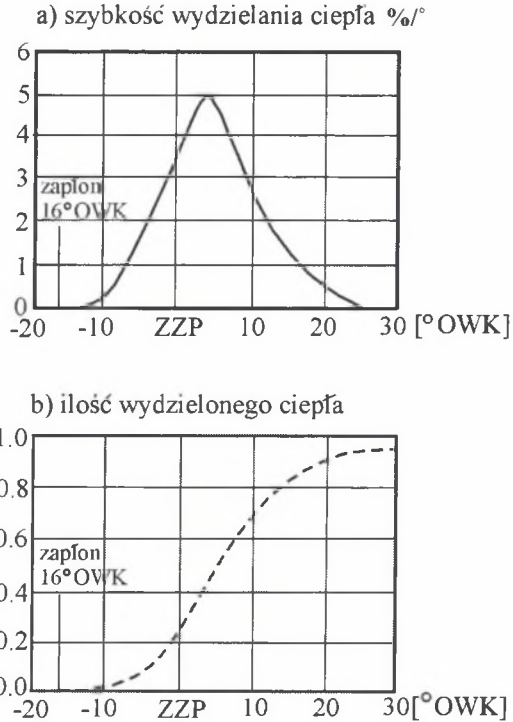
Ponieważ mieszanka stechiometryczna spala się najszybciej, jej przebieg w czasie bezwymiarowym jest najbardziej przesunięty w prawo. Mieszanka bogatsza spala się nieznacznie wolniej, jej przebieg prawie pokrywa się ze składem stechiometrycznym, przebiega jednak po jego lewej stronie. Natomiast mieszanka uboga  $\lambda = 1,25$  spala się najdłużej i jest przesunięta mocno w lewo. Na taki przebieg również duży wpływ miał długi okres wstępny.

Z kolei, w pracy [91] analizowano wpływ współczynników nadmiaru powietrza  $\lambda$  i rodzaju świecy na rozwój płomienia mieszanki propanowej. Do analizy wykorzystano model jednostrefowy. Dla lepszej wizualizacji płomienia silnik posiadał okna kwarcowe, co spowodowało, że otrzymane wyniki ilościowe odbiegają od rzeczywistości. Badano wpływ współczynnika nadmiaru powietrza  $\lambda$  i trzech różnych świec na kąt, przy którym następowało wypalenie się 10 %, 50%, i 90% masy.

Mniej skomplikowane technologicznie silniki tworzące mieszankę palną poza cylindrem powoli ustępują miejsca silnikom tworzącym mieszankę w komorze roboczej. W pracach [107, 90] badania dotyczyły wewnętrznego tworzenia się mieszanki i spalania ładunku uwarstwionego.

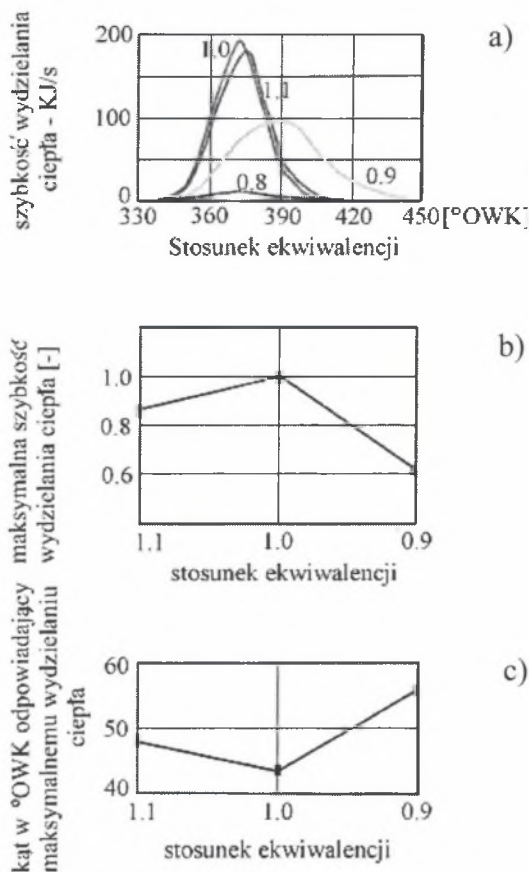
Do obliczeń wykorzystano model wielowymiarowy, a jako parametry diagnostyczne wykorzystano szybkość i ilość wywiązanego ciepła. Całkowity czas spalania wynosi niewiele ponad 40 stopni obrotów wału korbowego. Jest to redukcja o około 50% czasu trwania spalania w porównaniu do konwencjonalnych silników ZI. Przesunięcie w prawo czasu wywiązywania się 50% ciepła wskazuje na skrócenie okresu spalania i w tym aspekcie należy rozpatrywać procentowo okres rozpłomieniania i dopalania jako bardzo małe. To przyspieszone spalanie może spowodowane być wysokimi lokalnymi intensywnościami turbulencji, które powstają w procesie wtrysku mieszanki i które umożliwiają późny zapłon. Z analizy rys.10.4 przedstawiającego sumę

wywiązanego ciepła można również zauważyć, że w tym systemie mimo bardzo szybkiego spalania około 5% węglowodorów pozostaje niespalone.



Rys.10.4. a i b. Szybkość i ilość wywiązanego ciepła przy spalaniu uwarstwowym [107]  
 Fig.10.4. a and b. The rate and quantity of heat evolution in the process of laminar combustion [107]

Natomiast przedstawiona na rys. 10.5 szybkość wywiązywania się ciepła przy zmianie współczynnika ekwiwalencji  $\Phi$ , umożliwiła wyznaczenie kąta obrotu wału korbowego, przy którym wystąpiło maksimum szybkości wywiązywania się ciepła. Do dalszej analizy przyjęto w pracy [107] wartość otrzymaną dla  $\Phi = 1$  i oznaczono jako 1, a pozostałe maksymalne wielkości odpowiadające współczynnikowi ekwiwalencji 1,1 i 0,9 przedstawiono na rys.10.5b w odpowiednich proporcjach. Z rys.10.5b wynika, że zarówno wzbogacenie, jak i zubożenie mieszanki obniża maksymalną szybkość wywiązywania się ciepła, z tym że zubożenie działa silniej. Również kąt, przy którym występuje maksymalna szybkość, jest w obu przypadkach bardziej opóźniony (rys.10.5c), szczególnie przy ubogiej mieszance.



Rys.10.5. Wpływ ekwiwalencji na maksymalną szybkość wywiązywania się ciepła [107]  
 Fig.10.5. The impact of equivalence ratio upon the maximal rate of heat evolution [107]

Analiza wykazała bardzo wyraźny wpływ składu mieszanki na przebieg wywiązywania się ciepła. Najszybciej spala się mieszanka o składzie nieco bogatszym niż stechiometryczny. Przy zbyt ubogiej lub zbyt bogatej mieszance następuje wydłużenie czasu spalania. Szczególnie wyraźnie proces opóźnienia nasila się po stronie mieszanki ubogiej. Wyraźnie zaznaczył się również wpływ stopnia kompresji. Silne różnice w przebiegach wywiązywania się ciepła przy tym samym współczynniku ekwiwalencji zaobserwowano przy zmianie zawirowania.

Podsumowując, należy podkreślić, że przy paliwach węglowodorowych bez względu na system spalania najszybciej spala się mieszanka stechiometryczna, a najwolniej uboga.



## 10.2. WPŁYW RECYRKULACJI SPALIN

Recyrkulacja spalin zwiększa wydajność paliwa poprzez zmniejszenie strat ciepła i dysocjacji. W literaturze [22, 105, 107] recyrkulacja spalin jest postrzegana nie tylko jako jeden ze sposobów redukujących emisję  $\text{NO}_x$ , ale przede wszystkim jako środek umożliwiający zasilanie silników benzynowych paliwami alternatywnymi, tym bardziej że przy paliwach posiadających zwiększoną prędkość spalania można wtedy zmniejszyć zakres koniecznych zmian konstrukcyjnych.

Dla etanolu oraz dla innych paliw alternatywnych, mających wysokie liczby oktanowe, ta właściwość może być lepiej wykorzystana przez zwiększenie stopnia kompresji. Niestety, następuje wtedy wzrost zarówno emisji  $\text{NO}_x$ , jak i węglowodorów, mimo że emisje tych toksyn są odwrotnie proporcjonalne. W rzeczywistości, korelacja ta nie zawsze jest prawdziwa. Wzrost emisji można skompensować różnymi sposobami. Wprawdzie, przy etanolu wzrost z definicji powinien być mniejszy ze względu na nieco odmienną ścieżkę spalania oraz niższą temperaturę płomienia, która powinna redukować powstawanie  $\text{NO}$ . Jednak najłatwiej emisję  $\text{NO}_x$  można ograniczać, stosując recyrkulację spalin, mimo że sposób ten przyczynia się do dalszego wzrostu emisji węglowodorów.

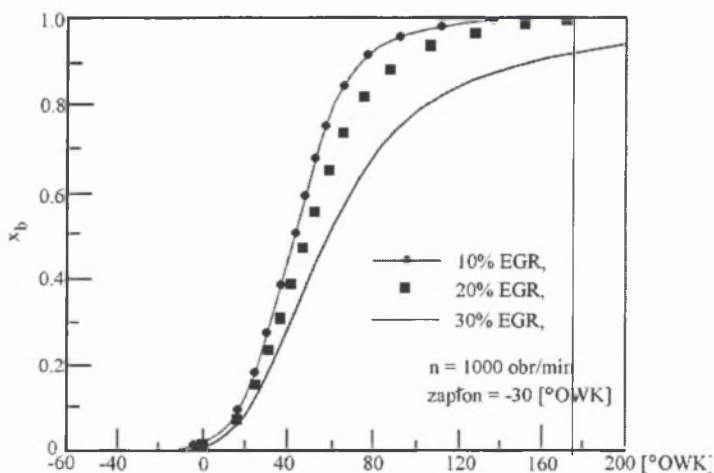
Ponieważ jednak główną barierą dla norm węglowodorów jest nadmierna początkowa emisja występująca wtedy, kiedy silnik i katalizator są jeszcze zimne, uważa się recyrkulację za bardzo dobrą metodę, bowiem podczas pracy, kiedy katalizator jest rozgrzany, zmiany w poziomach emisji węglowodorów mają stosunkowo mały wpływ na całkowitą masę węglowodorów emitowanych przez pojazd, a emisja  $\text{NO}_x$  zostaje istotnie zmniejszona.

Oparte na wcześniejszych pracach wykonanych dla metanolu badania dotyczące recyrkulacji spalin wykazywały korzyści tej metody, polegające na możliwości zwiększania stopnia kompresji. Dawało to większe ciśnienia w komorze spalania i podnosiło temperaturę początkową spalania. Właściwość ta może być wykorzystana przy etanolu, gdzie również, stosując recyrkulację, można podnieść stopień sprężania, a wzrost ciśnienia i temperatury w cylindrze poprawi formowanie jądra, usprawni proces mieszania, a później rozprzestrzenianie płomienia.

Recyrkulacja spalin bez zwiększania stopnia kompresji powoduje znane skutki, polegające na wzroście czasu opóźnienia zapłonu i zwiększaniu czasu spalania. Na

rys.10.6 pokazano przebieg spalania masy dla różnych wielkości współczynnika recyrkulacji spalin EGR = 10%, 20%, 30%. Badania przeprowadzone w pracy [105] wskazały, że czas spalania wydłuża się przy zwiększaniu współczynnika resztek spalin. Dla 30% współczynnika resztek spalin spalanie nie zostało ukończony, nawet do momentu otwarcia zaworu wylotowego.

Recyrkulacji była również analizowana w pracy [22]. Do badań użyto paliwa E85. Paliwo E85 często posiada więcej niż 15% benzyny, ponieważ etanol już wcześniej zawiera 2-5% dodatek benzyny lub innych węglowodorów. Dodatkowo, badano wpływ recyrkulacji spalin na czas spalania 10% i 10...90% masy. Mimo wzrostu wahań średniego ciśnienia efektywnego spodziewano się poprawy wydajności tego paliwa, a nawet zmniejszenia emisji.



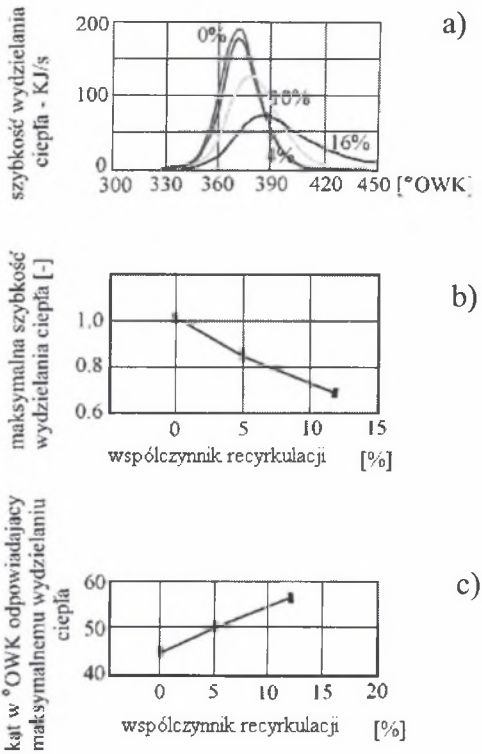
Rys.10.6. Wpływ współczynnika resztek spalin na przebieg wypalania się paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego [105]

Fig.10.6. The impact of the coefficient of exhaust residue upon the course of fuel burning up in the function of crank angle [105]

Otrzymane w pracy [22] wyniki wykazały, że współczynnik resztek spalin zwiększa czas spalania zarówno benzyny, jak i paliwa E85. Ciekawie natomiast przedstawiała się niepowtarzalność przebiegów, z której wynika, że mimo wzrostu współczynnika resztek spalin do około 7% utrzymuje się ona na stałym poziomie, chociaż czas spalania 10% paliwa wzrósł z około 32 do 45<sup>0</sup>OWK.

Wprowadzenie recyrkulacji spalin umożliwiło zwiększenie stopnia kompresji. Metoda ta skraca czas spalania od zapłonu do chwili, w której wywiązało się 10% ciepła, nawet w stosunku do tradycyjnego silnika zasilanego benzyną, nie powodując przy tym spalania stukowego.

Wpływ recyrkulacji wykorzystano również w pracy [107] do zmniejszenia prędkości spalania przy uwarstwieniu ładunku.

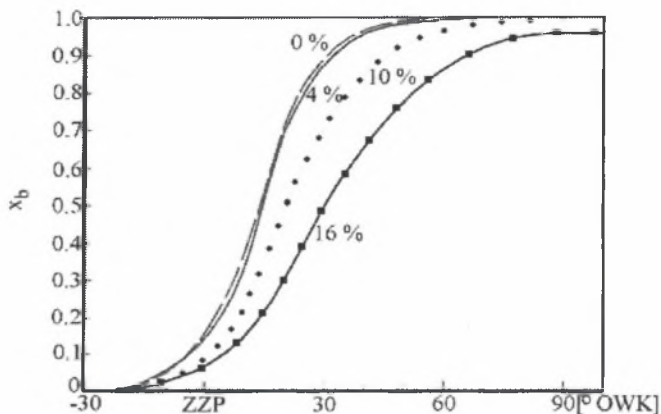


Rys.10.7. Wpływ zmian współczynnika resztek spalin na maksymalną szybkość wydzielenia się ciepła [107]

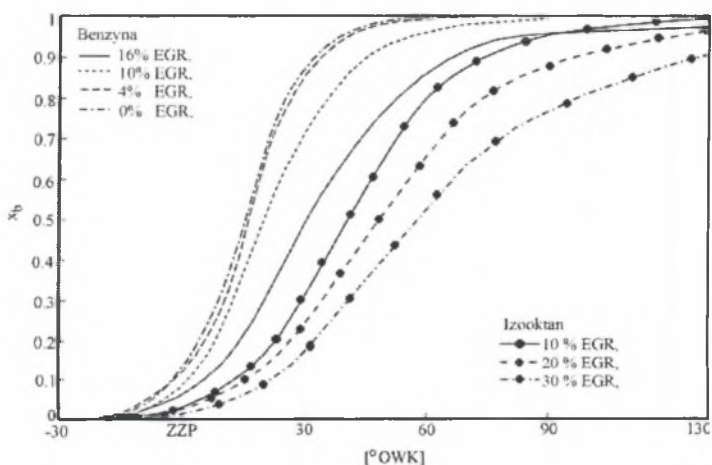
Fig.10.7. The impact of the exhaust residue coefficient upon the maximal rate of heat evolution[107]

Otrzymane wyniki przedstawiono na rys.10.7. Wyraźne wynika z nich, że wprowadzenie recyrkulacji zmniejsza szybkość wywiązywania się ciepła i opóźnia kąt, przy którym szybkość wywiązywania się ciepła jest największa. Obliczoną przez całkowanie z przebiegów szybkości (rys.10.7) ilość wywiązanego ciepła przedstawiono na rys.10.8.

W celu ustalenia wpływu współczynnika resztek spalin (EGR) na przebieg parametru charakteryzującego szybkość spalania na rys.10.9 zestawiono przedstawione wcześniej wyniki. Mimo że były to różne systemy spalania, wpływ recyrkulacji wyraźnie zaznaczył się zmniejszeniem szybkości wywiązywania się ciepła, istotnie wpływając na zwiększenie kąta, przy którym wywiązuje się 50% ciepła.



Rys.10.8. Wpływ recyrkulacji spalin na przebieg wywiązywania się ciepła  
 Fig.10.8. The impact of fuel recirculation upon the course of heat evolution



Rys.10.9. Zestawienie wyników dotyczących wpływu recyrkulacji spalin na przebieg wywiązywania się ciepła  
 Fig.10.9. Comparison of the results showing the impact of fuel recirculation upon the course of heat evolution

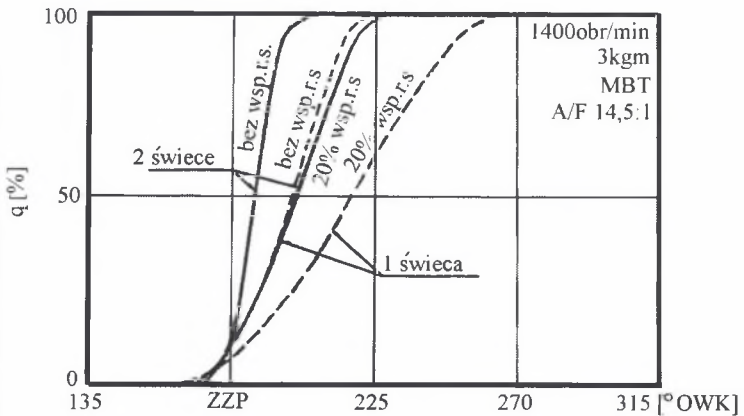
### 10.3. WPŁYW KĄTA WYPRZEDZENIA ZAPŁONU I ENERGII WYŁADOWANIA

Zapłon z reguły ustawiony jest, tak aby silnik osiągnął maksymalny moment. Jednak opóźnienie zapłonu o 2...3<sup>0</sup>OWK, powodując niewielki spadek mocy o 1...2%, poprawia równomierność pracy i redukuje NO<sub>x</sub>. Dlatego przy ocenie ustawienia zapłonu bierze się pod uwagę nie tylko zużycie paliwa, ale również wymogi ochrony środowiska.

Wpływ recyrkulacji i drugiej świecy zapłonowej na przebieg spalania paliwa w funkcji kąta obrotu wału korbowego przedstawiono na rys.10.10. Jak już zaznaczono w rozdz.10.2, przy wprowadzaniu recyrkulacji należy zwrócić uwagę na niepowtarzalność przebiegów ciśnień maksymalnych. Okazało się, że szybkie spalanie, współpracując z recyrkulacją, poprawia stabilność, przy okazji zmniejsza ilość  $\text{NO}_x$ , a nawet zużycie paliwa.

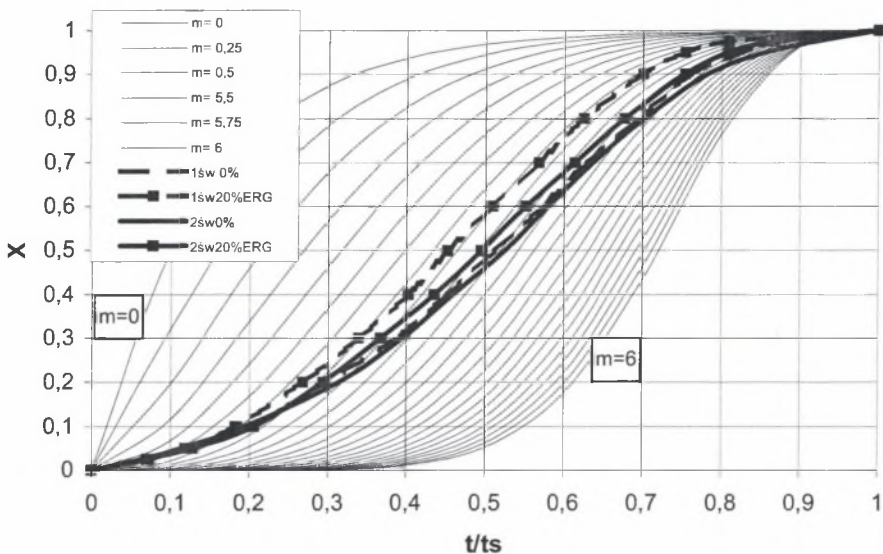
Na podstawie badań ustalono [43], że czynnikiem ograniczającym stabilność jest występowanie powolnego spalania. Dłuższy czas spalania jest bardziej wrażliwy na różne zakłócenia i przyczynia się do wahań ciśnień kolejnych cykli spalania. Warunkiem szybkiego spalania jest zwiększenie intensywności turbulencji lub skrócenie drogi płomienia przez właściwe umieszczenie świecy zapłonowej lub stosowanie kilku świec zapłonowych.

Innym sposobem jest większa energia wyładowania lub stosowanie cieńszych elektrod świecy zapłonowej, które zmniejszają przewodzenie ciepła w pierwszym okresie i poprawiają stabilność jądra. Metody te zmniejszają jednak niezawodność pracy silnika. Masę spalonego ładunku w funkcji kąta OWK dla jednej i dwóch świec przedstawiono na rys.10.10, a na rysunku 10.11 te same przebiegi w czasie bezwymiarowym.



Rys.10.10. Wpływ ilości świec na proces spalania, kąta wyprzedzenia zapłonu ustawiony, tak aby otrzymać największy moment [43]

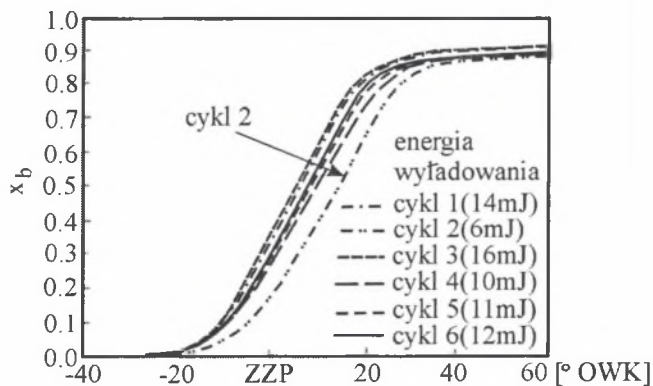
Fig.10.10. The impact of the number of sparking plugs upon the process of combustion at optimum position of the ignition angle of advance so as to obtain the best torque [43]



Rys.10.11. Wpływ ilości świec na przebieg wywiązywania się ciepła w czasie bezwymiarowym dla spalania zupełnego

Fig.10.11. The impact of the number of sparking plugs upon the process of heat evolution at nondimensional time for the complete combustion

Jedna świeca i 20-procentowy udział spalin spowalnia przebieg spalania. Wskazuje na to wydłużenie czasu dopalania oraz przesunięty w lewo czas, w którym wydziela się 50% ciepła. Początkowa faza przebiega wspólnie z powodu uzależnienia kąta wyprzedzenia zapłonu do warunków eksperymentu, tak aby osiągnąć moment maksymalny. Otrzymane przebiegi świadczą o prawidłowym przebiegu spalania.

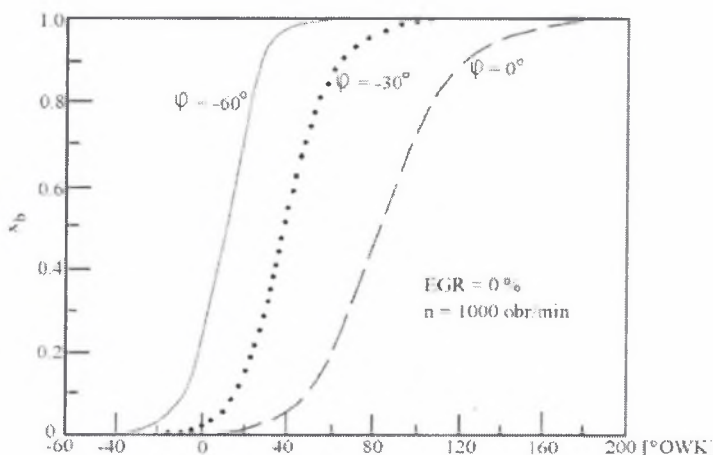


Rys.10.12. Wpływ energii wyładowania na przebieg wypalania ładunku [91]

Fig.10.12. The impact of discharge energy upon the course of burning out of the charge [91]

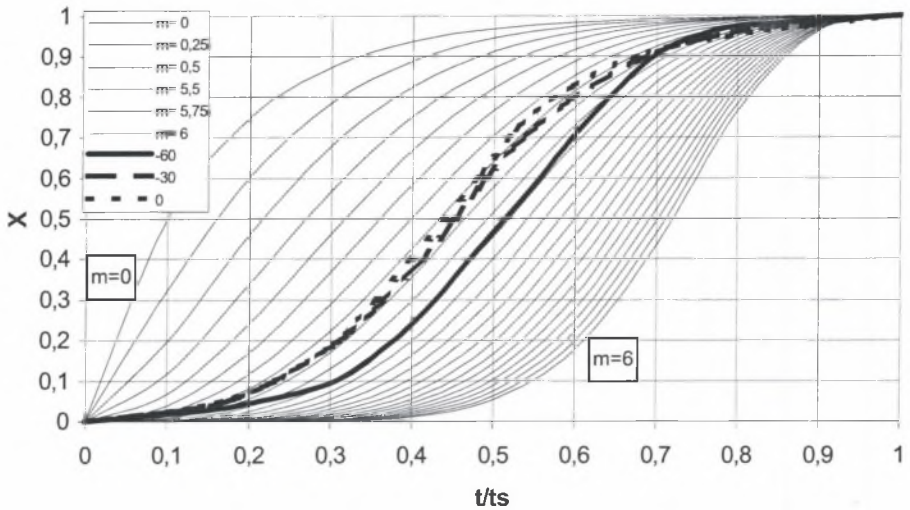
Problemy z rozwojem jądra płomienia wpływają na wolniejszy przebieg spalania, a to, jak już zaznaczono wcześniej, decyduje o wielkości cyklicznych zmian. Wpływ energii wyładowania na przebieg wypalania ładunku przedstawiono na rysunku 10.12, na którym wyraźnie opóźniony cykl 2 przedstawia przebieg wydzielania się ciepła zapoczątkowany bardzo małą energią wyładowania wynoszącą 6 mJ.

Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg wypalania masy w funkcji kąta obrotu wału korbowego badano w pracy [105], wyniki przedstawiono na rys.10.13. Wraz z opóźnieniem chwili zapłonu czas spalania wzrasta, a przebieg nachylenia krzywej wypalania ładunku jest mniejszy. Brak stuku w tych warunkach należało zawdzięczać warunkom ustalonym, bowiem przebieg krzywej wypalania jest bardzo stromy.



Rys.10.13. Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg wypalania się ładunku [105]  
 Fig.10.13. The impact of the ignition angle of advance upon the course of burning out of the charge [105]

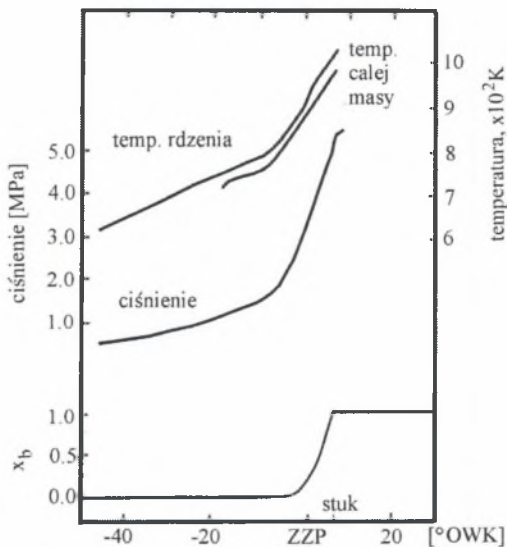
Wczesny przeskok iskry powoduje zapalenie mieszanki, kiedy nie jest ona jeszcze przygotowana do spalania, ma niską temperaturę i pogorszoną homogeniczność. Na potrzeby projektowania procesu spalania przedstawiono przebieg wywiązywania się ciepła, odpowiadający kątowi wyprzedzenia zapłonu  $\varphi=60^{\circ}$ OWK dla spalania zupełnego (rys.10.14). Z rysunku wyraźnie widać, że nie należy zbyt mocno ingerować w proces spalania kątem wyprzedzenia zapłonu, ponieważ wydłuża to okres rozpłomieniania.



Rys.10.14. Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg wydzielania się ciepła, w czasie bezwymiarowym dla spalania zupełnego, kąt zapłonu  $\varphi = 60^{\circ}$ OWK

Fig.10.14. The impact of the ignition angle of advance upon the course of heat evolution at nondimensional time for the complete combustion, the angle of ignition - 60 deg BTDC

W pracy [10] wykorzystano szybkość wywiązującego się ciepła do określania przebiegu spalania stukowego.



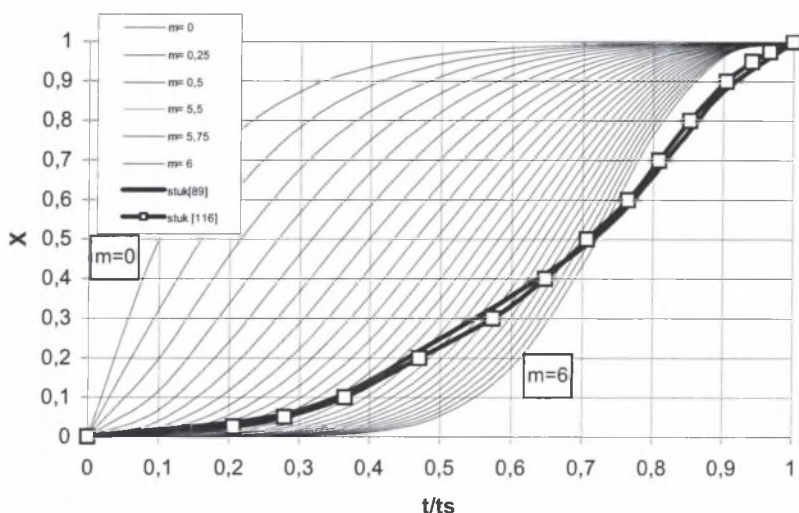
Rys.10.15. Ciśnienie, temperatura i udział masowy paliwa spalonego przy stuku termodynamicznym [95]

Fig.10.15. The pressure, the temperature and the mass participation of burnt out fuel at thermodynamic piston slapping [95]



Badania przeprowadzono dla mieszanek węglowodorów parafinowych i aromatycznych. Ponieważ dla mieszanek parafinowych większy jest współczynnik wywiązywania się ciepła, stąd również większa intensywność stuków, spowodowana większą szybkością spalania.

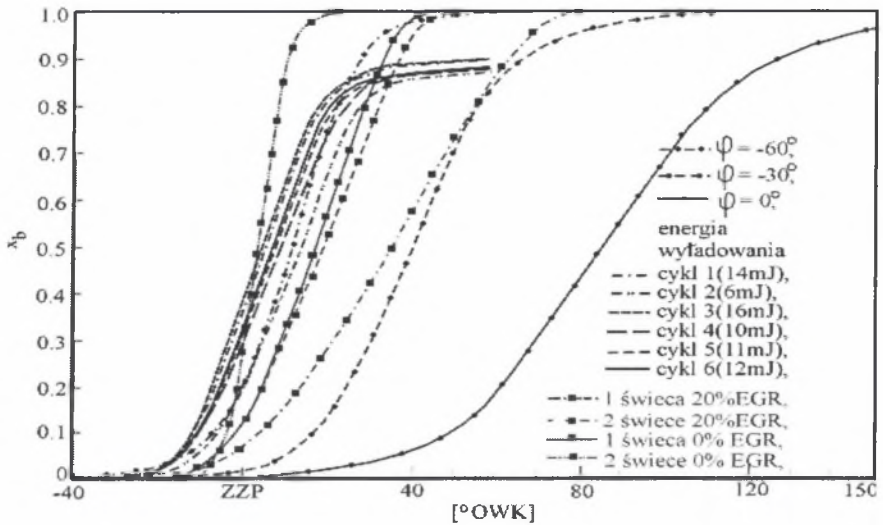
Wyniki badań skłonności do stuku paliwa składającego się z izooktanu i n-heptanu podane w pracy [95] przedstawiono na rysunku 10.15. W celu uzyskania temperatur bardziej zbliżonych do rzeczywistych wprowadzono trzecią strefę oddzielającą adiabatyczny rdzeń strefy spalonej i niespalonej od warstwy granicznej. Przebieg wywiązywania się ciepła podczas stuku badano również w pracy [119]. Wyniki prac [95 i 119] przedstawiające wywiązywanie się ciepła w bezwymiarowym czasie zestawiono na rys.10.16.



Rys.10.16. Przebieg wywiązywania się ciepła przy stuku termodynamicznym otrzymany na podstawie prac [95] i [119]

Fig.10.16. The course of heat evolution at thermodynamic piston slapping based on the methods discussed in papers [95] and [119]

W pracy [113] prowadzono badania, mające na celu wyjaśnienie mechanizmu samozapłonu. Samozapłon występuje jako wynik reakcji przedzapłonowej. Do badań użyto n-butanu. Okazało się, że w celu uzyskania wyników zgodnych z eksperymentem nie wystarczy uwzględnić wypalania się paliwa, które zachodzi tylko we froncie płomienia, ale należy również uwzględnić wielkość ciepła wywiązującego się w całej niespalonej masie na skutek reakcji przedpłomiennych. Powoduje to intensywniejsze wywiązywanie się ciepła, niż to jakie daje prawidłowo przemieszczający się płomień.



Rys.10.17. Zestawienie wyników dotyczących wpływów kąta wyprzedzenia zapłonu i energii wyładowania na przebieg wydzielania się ciepła

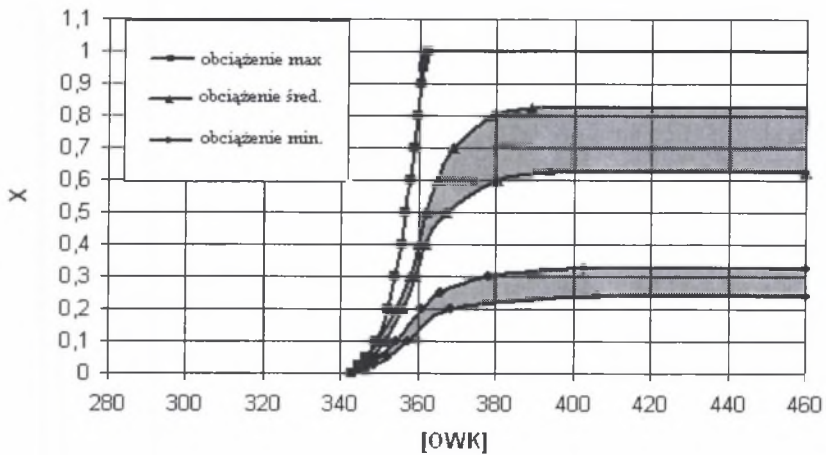
Fig.10.17. Comparison of the results showing the influence of the ignition angle of advance and discharge energy upon the process of heat evolution

Analizując wpływ zapłonu na przebieg wywiązywania się ciepła, uwzględniono wpływ: kąta wyprzedzenia zapłonu, ilość świec, energię wyładowania i współczynnik resztek spalin. Zestawiając na rys.10.17 wyniki z rys.10.10, 10.12 i 10.13, otrzymano jakościowe zależności. Przebieg zależności wywiązywania się ciepła wyraźnie wskazuje na decydujący wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg procesu spalania. Z rys.10.17 można również zauważyć, że wpływ energii wyładowania aczkolwiek istotny jest znacznie mniejszy niż chwili zapłonu czy ilości użytych do zapłonu świec.

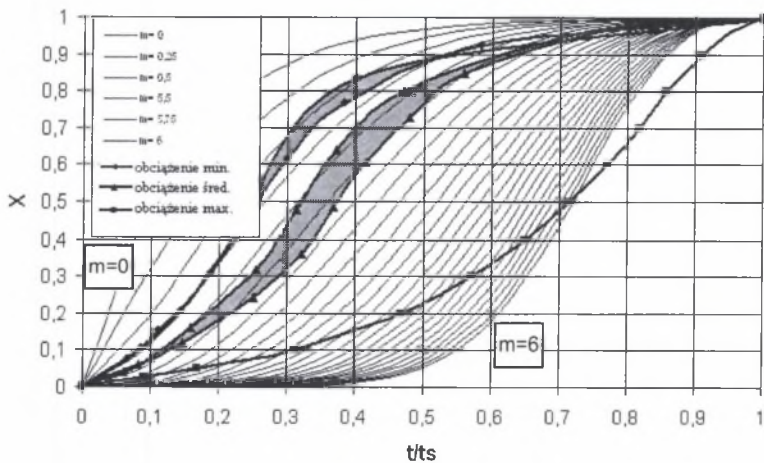
#### 10.4. WPŁYW WARUNKÓW PRACY

Z warunków pracy najsilniej na przebieg wywiązywania się ciepła wpływa obciążenie. Prędkość obrotowa natomiast decyduje o czasie, w jakim spalanie musi zakończyć się.

Na rysunku 10.18 przedstawiono zaczerpnięte z pracy [25] przebiegi wywiązywania się ciepła dla obciążeń najczęściej występujących w ruchu miejskim i drogowym oraz podczas spalania stukowego. Otrzymane wyniki potwierdzają zależności otrzymane przez innych autorów. Natomiast na rys.10.19 przedstawiono odpowiadające im przebiegi w czasie bezwymiarowym.



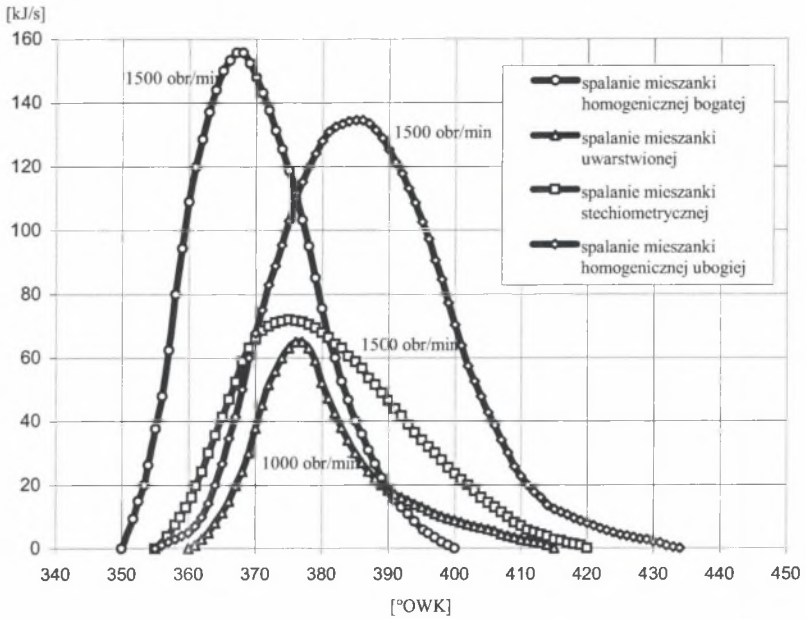
Rys.10.18. Wpływ obciążenia na rzeczywisty przebieg wywiązywania się ciepła [25]  
 Fig.10.18. The impact of load upon the actual course of heat evolution [25]



Rys.10.19. Wpływ obciążenia na bezwymiarowy przebieg wywiązywania się ciepła  
 Fig.10.19. The impact of load upon the nondimensional course of heat evolution

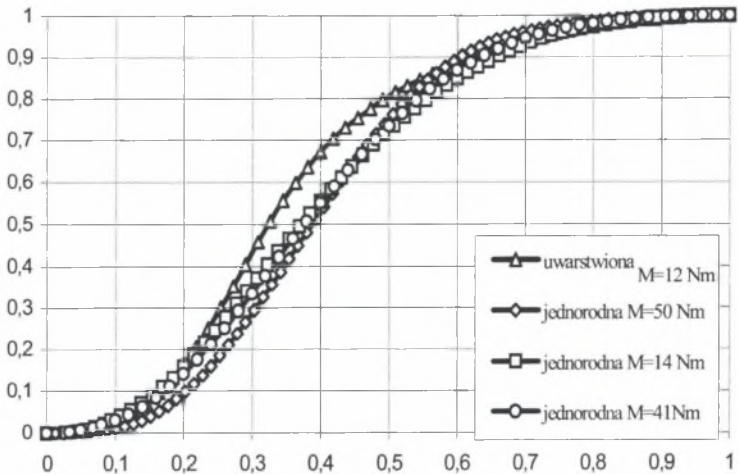
W pracy [90] analizowano szybkości wywiązywania się ciepła w czasie spalania przebiegającego w silniku z wtryskiem bezpośrednim przy różnych obciążeniach. W celu porównania otrzymanych przebiegów należało przyjąć dla wszystkich rozpatrywanych warunków pracy te same kryteria końca spalania. Jako koniec przyjęto czas, w którym spadek szybkości wywiązywania się ciepła osiąga 5 kJ/s. Tak otrzymane przebiegi szybkości wywiązywania się ciepła w czasie rzeczywistym

przedstawiono na rysunku 10.20. Dla tych samych warunków bezwymiarowe wywiązywanie się ciepła w bezwymiarowym czasie przedstawiono na rysunku 10.21.



Rys.10.20. Wpływ obciążenia i systemu wytwarzania mieszanki na przebieg szybkości wywiązywania się ciepła podczas spalania benzyny w silniku GDI[90]

Fig.10.20. The impact of load and the system of fuel blend making upon the course of heat evolution rate during the process of petrol combustion in GDI [90]



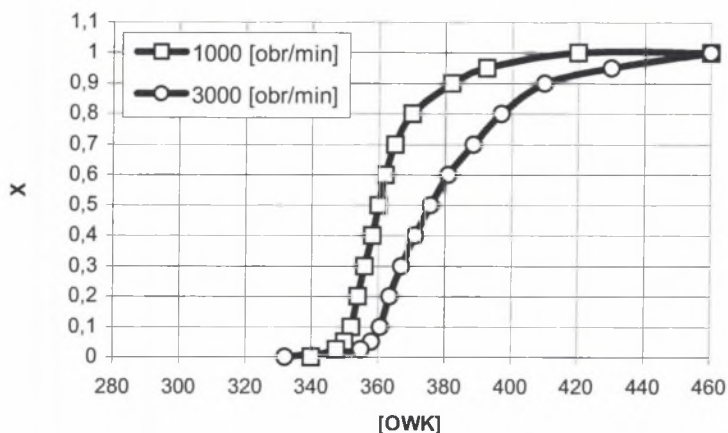
Rys.10.21. Bezwymiarowe przebiegi wywiązywania się ciepła podczas spalania benzyny w silniku GDI w czasie bezwymiarowym przy różnych obciążeniach

Fig.10.21. Nondimensional courses of heat evolution during the process petrol combustion in GDI engine at nondimensional time and different load

Przebiegi leżące obok siebie wskazują, że niezależnie od obciążenia, prawidłowy dobór kąta wyprzedzenia zapłonu przewidziany dla zalecanego składu mieszanki spowodował, że we wszystkich rozpatrywanych stanach proces spalania przebiega optymalnie. Wszystkie przesunięte w lewo wykresy wskazują na łagodną organizację systemu spalania, co w pewnej mierze spowodowane było niewielką prędkością obrotową silnika wynoszącą  $n = 1500$  obr/min, a w jednym przypadku nawet  $n = 1000$  obr/min.

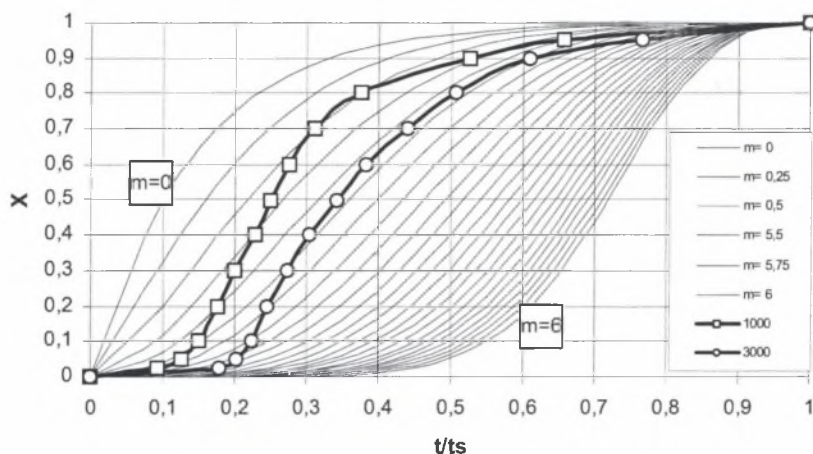
Szczegółowa analiza przebiegu wywiązywania się ciepła przeprowadzona w czasie bezwymiarowym wskazała, że przebieg leżący po prawej stronie jest przebiegiem wywiązywania się ciepła przy największym obciążeniu  $M = 50$  Nm, jest on ze wszystkich przebiegów najbardziej intensywny. Małe obciążenie przy mieszance uwarstwionej  $M = 12$  Nm i niewielka prędkość obrotowa silnika  $n = 1000$  obr/min spowodowały, że przebieg leżał po prawej stronie, czyli wywiązywanie ciepła było w tych warunkach najłagodniejsze.

Kolejnym parametrem charakteryzującym warunki pracy jest prędkość obrotowa. Zależności związane z wywiązywaniem się ciepła (w czasie rzeczywistym) w funkcji kąta obrotu wału korbowego, dla dwóch prędkości obrotowych otrzymanych w pracy [25] przedstawiono na rys.10.22. Natomiast na rys 10.23 przedstawiono ich przebiegi bezwymiarowe. Wzrost prędkości obrotowej powoduje przesunięcie krzywej w prawo.



Rys.10.22. Wpływ prędkości obrotowej na przebieg wywiązywania się ciepła [25]  
Fig.10.22. The impact of rotational speed upon the course of heat evolution [25]

Jak napisał A. Kowalewicz w pracy [40], zwiększenie prędkości obrotowej silnika powoduje wzrost bezwzględnej szybkości spalania, ale – zwłaszcza przy dużych prędkościach obrotowych – względny, tj. liczony w  $^0\text{OWK}$ , okres spalania wydłuża się wraz ze zwiększeniem prędkości obrotowej silnika (szybkość spalania „nie nadąża” za prędkością obrotową), co wymaga zwiększenia kąta wyprzedzenia zapłonu  $\phi_z$ .

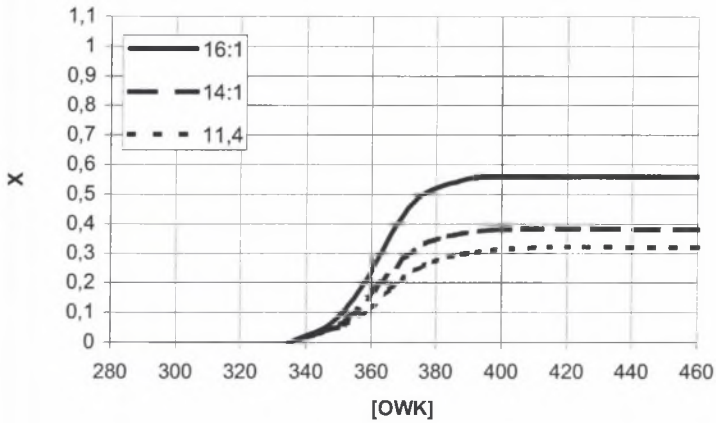


Rys.10.23. Wpływ prędkości obrotowej na bezwymiarowy przebieg wywiązywania się ciepła  
 Fig.10.23. The impact of rotational speed upon the nondimensional course of heat evolution

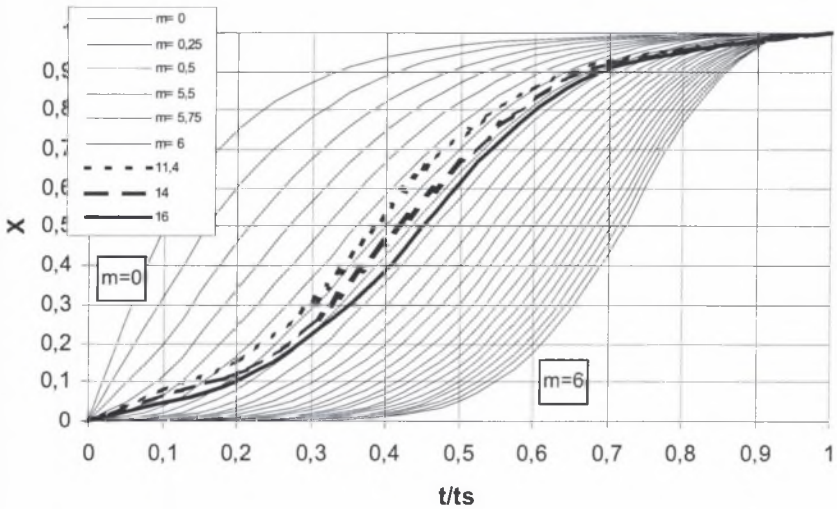
Również w pracy [99] badano zależność pomiędzy czasem spalania a prędkością obrotową silnika. Otrzymane wyniki sprowadzają się do wniosków, że czas spalania 90% masy ładunku wzrasta wraz ze wzrostem prędkości obrotowej silnika. Wymieniona zależność występuje w przypadku stosowania stałego kąta wyprzedzenia zapłonu. Opóźnienie wyrażone 10% wypalanej masy zmieniało się niewiele w odniesieniu do prędkości obrotowej silnika. Natomiast okres indukcji wyrażony 1% spalanej masy zwiększał się przy wzroście obrotów silnika i wymagał wcześniejszego zapłonu. Wpływ pozostałych warunków został częściowo przedstawiony w poprzednich rozdziałach.

### 10.5. WPŁYW PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH

Przy analizie parametrów konstrukcyjnych w pracy [25] pod uwagę wzięto stopień kompresji i temperaturę ścianek komory spalania.



Rys.10.24. Wpływ stopnia kompresji na przebieg wywiązywania się ciepła [25]  
 Fig.10.24. The impact of compression ratio upon the course of heat evolution [25]

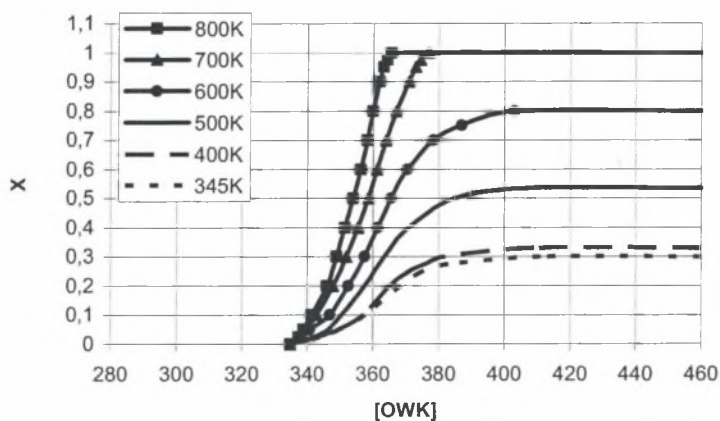


Rys. 10.25. Wpływ stopnia sprężania na przebieg wywiązywania się ciepła w czasie bezwymiarowym  
 Fig. 10.25. The impact of compression ratio upon the course of heat evolution at nondimensional time

Przebieg wywiązywania ciepła dla stopnia kompresji  $\epsilon = 16$  ma najkrótszy okres rozpalania i najkrótszy okres dopalania ze wszystkich analizowanych przebiegów (rys.10.25).

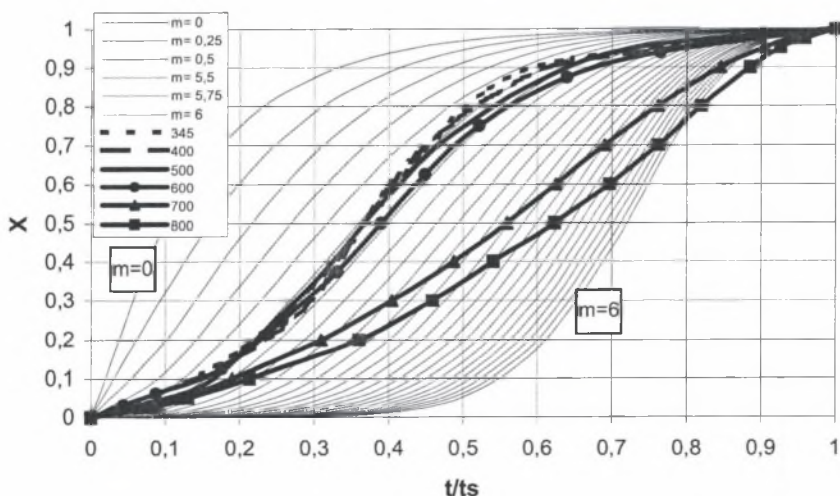
Wzrost temperatury komory spalania przyspiesza proces spalania. Na rysunku 10.26 przedstawiono bezwymiarowy przebieg wywiązywania się ciepła przy zmianie temperatury ścianki z 400 K do 800 K w czasie rzeczywistym, a na rys. 10.27 w czasie

bezwymiarowym. Podniesienie temperatury ścianek przesunęło wykresy wywiązywania się ciepła w stronę spalania stukowego. Podniesienie temperatury komory spalania ograniczone jest tylko odpornością przeciwstukową paliwa, właściwościami oleju i trwałością silnika.



Rys.10.26. Wpływ temperatury ścianek komory spalania na wywiązywanie się ciepła dla  $n = 2000$  obr/min przy kompresji  $\epsilon = 11,4$  [25]

Fig.10.26. The impact of the temperature of combustion chamber walls upon the process of heat evolution for  $n = 2000$  rpm at  $\epsilon = 11.4$  [25]



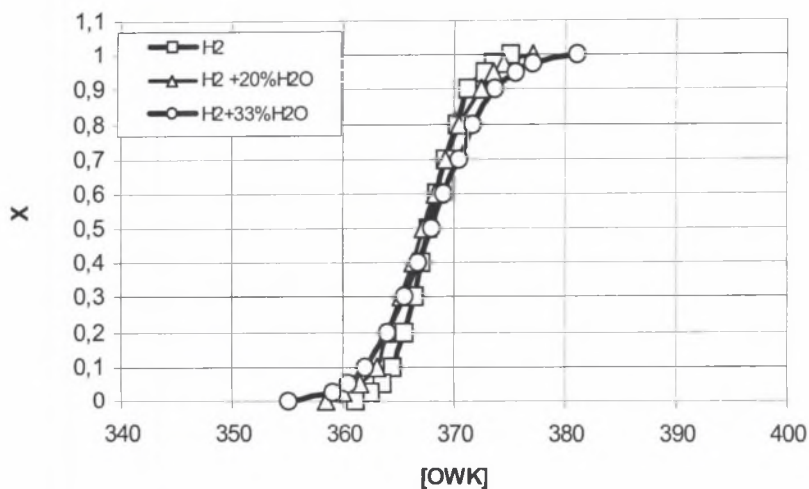
Rys.10.27. Wpływ temperatury ścianek komory spalania na wywiązywanie się ciepła przy kompresji  $\epsilon = 11,4$  w czasie bezwymiarowym

Fig.10.27. The impact of the temperature of combustion chamber walls upon the process of heat evolution at compression  $\epsilon = 11.4$  and at nondimensional time



## 10.6. WPŁYW RODZAJU PALIWA

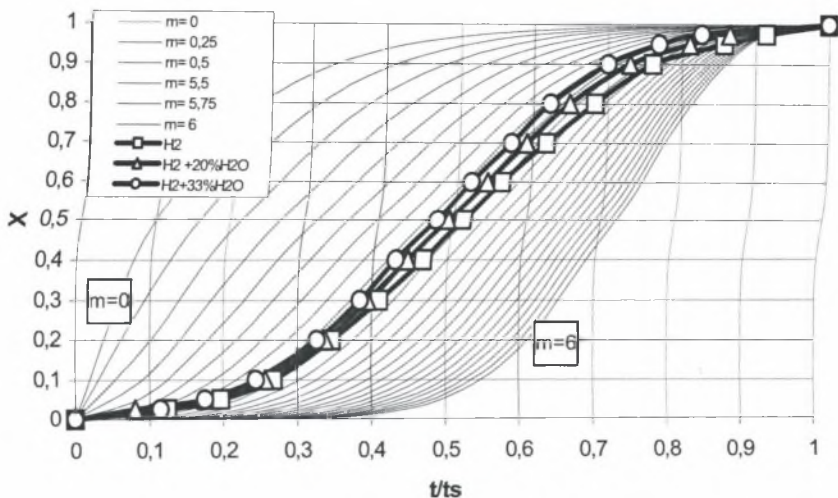
Wpływ dodatku wody do paliwa wodorowego badano w pracy [108]. Przebiegi wywiązywania się ciepła w czasie rzeczywistym podczas spalania paliwa składającego się z czystego wodoru oraz z wodoru z 20% i 33% dodatkiem wody zamieszczono na rysunku 10.28. Jak należało się spodziewać, dodatek wody spowolnił proces spalania. Z rysunku widać, że bardzo szybko spalający się wodór wymagał takiego opóźnienia zapłonu, które umożliwiło wywiązywanie się ciepła dopiero przy kącie  $1^{\circ}\text{OWK}$  po ZZW, a mimo to skończyło się  $15^{\circ}\text{OWK}$  po zwrocie zewnętrznym. Dodatek 33% wody spowodował konieczność przyspieszenia zapłonu, wywiązywanie ciepła nastąpiło wtedy  $5^{\circ}\text{OWK}$  przed zwrotem zewnętrznym, a koniec spalania nastąpił, gdy kąt obrotu wału korbowego wynosił  $21^{\circ}\text{OWK}$ . Natomiast na rysunku 10.29 przedstawiono te same przebiegi w czasie bezwymiarowym.



Rys.10.28. Wpływ dodatku wody na przebieg wywiązywania się ciepła podczas spalania wodoru w czasie rzeczywistym [108]

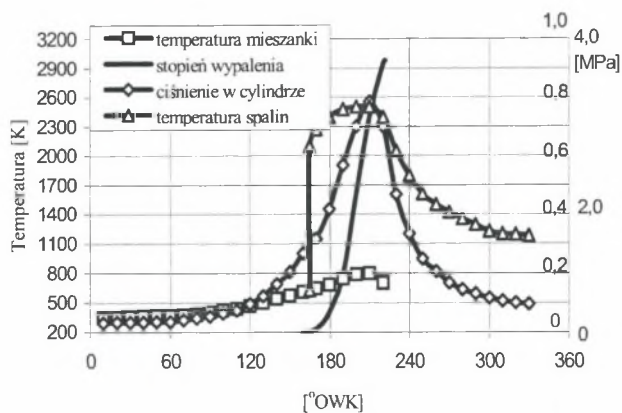
Fig.10.28. The impact of added water upon the course of heat evolution in the process of hydrogen combustion at the actual time [108]

Poprawę jakości pracy i redukcji emisji zanieczyszczeń upatruje się przez wprowadzenie do benzyny dodatków. Jako dodatki w pracy [97] stosowano etanol i wodór. Otrzymane przebiegi wywiązywania się ciepła podczas zasilania czystą benzyną przedstawiono na rysunku 10.30, a na rys.10.31 wyniki otrzymane po dodaniu 4% wodoru i 30% alkoholu. Wzrost udziału wodoru powoduje wzrost zarówno maksymalnego ciśnienia w cylindrach, jak i temperatury, a okres spalania skraca się.



Rys.10.29. Wpływ dodatku wody na przebieg wywiązywania się ciepła podczas spalania wodoru w czasie bezwymiarowym [108]

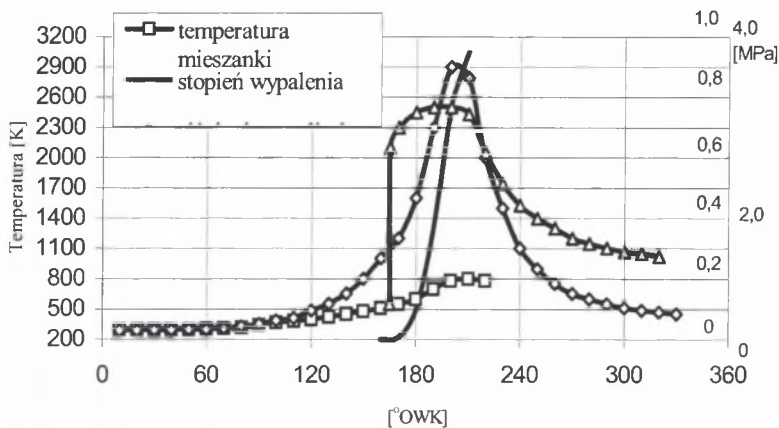
Fig.10.29. The impact of added water upon the course of heat evolution in the process of hydrogen combustion at nondimensional time [108]



Rys.10.30. Przebieg parametrów termodynamicznych w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla 100% benzyny [97]

Fig.10.30. The course of thermodynamic parameters in the function of crank angle for 100% of petrol [97]

Dzieje się tak na skutek zwiększenia szybkości spalania mieszanki wodorowo-powietrznej i alkoholowo-powietrznej. Czas potrzebny do całkowitego spalania zostaje zredukowany, a to przyczynia się do zmniejszenia oddawania ciepła do ścianek cylindra, zmniejszenia temperatury gazów wydechowych, podwyższenia sprawności silnika i zmniejsza tendencję do spalania stukowego. Natomiast dodatek alkoholu przyczynia się do obniżenia temperatury cylindrów i dalszego wzrostu wydajności termicznej [97].



Rys.10.31. Przebieg parametrów termodynamicznych w funkcji kąta obrotu wału korbowego dla 96% ciekłego paliwa (30% etanolu i 70% benzyny) + 4% wodoru [97]

Fig.10.31. The course of thermodynamic parameter in the function of crank angle for 96% of liquid fuel (30% of ethanol,70% of petrol) + 4% of hydrogen [97]

Również w pracy [37] badano wpływ dodatku wodoru na przebieg wywiązywania się ciepła trzech paliw, których skład podano w tab.10.1. Kąt wyprzedzenia zapłonu dla paliw zawierających wodór (RNG i PG+NG) wynosił  $35^{\circ}$  przed zwrotem zewnętrznym, a dla gazu ziemnego (NG)  $30^{\circ}$ OWK. Warunki pracy były podyktowane dużą zawartością  $\text{CO}_2$  w paliwach wodorowych i koniecznością zmniejszenia toksyczności spalin.

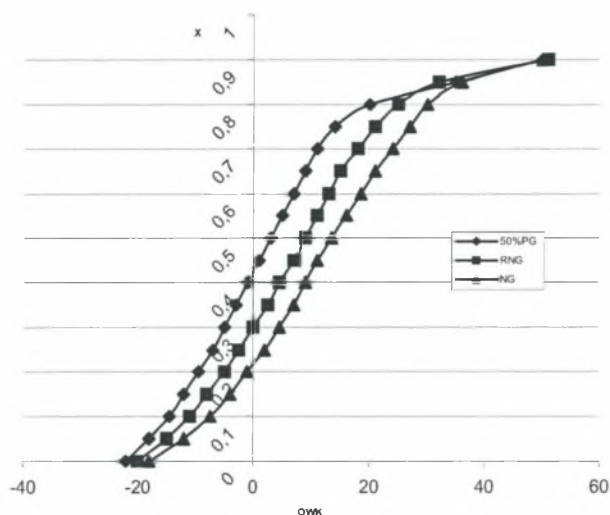
**Tabela 10.1**

Skład paliw gazowych analizowanych w pracy [37]

Skład	RNG	NG	PG+NG
$\text{CH}_4$	70,9	87,6	44,4
$\text{C}_2\text{H}_6$	0	6,6	6,3
$\text{C}_3\text{H}_8$	0	3,0	1,5
$\text{C}_4\text{H}_{10}$	0	1,3	0,7
$\text{H}_2$	22,6	0	17,0
$\text{CO}$	0	0	9,6
$\text{CO}_2$	6,5	1,3	8,1
$\text{N}_2$	0	0,4	15,6

Generalnie, charakter krzywych wskazuje na wolny przebieg spalania. Prawdopodobnie przyczyną było badanie silnika starszej konstrukcji (jak podano w pracy [37], był to silnik jednocylindrowy, dwuzaworowy). Mniejsza zawartość metanu w paliwie 50% PG i duża zawartość wodoru zwiększyły prędkość spalania. Ze względu na szybsze spalanie i brak możliwości ustalenia końca spalania wydzielenie się ciepła dla tego paliwa należy rozpatrywać oddzielnie, a dla paliw NG i RNG wspólnie.

Jednak przy omawianiu spalania paliwa (NG) należy zauważyć, że przebieg rozplamienia jest dłuższy niż w przypadku paliwa RNG, co jest podyktowane większą zawartością metanu. Zawartość wodoru w RNG przyspiesza proces spalania mimo obecności CO<sub>2</sub>, który działa jako balast i opóźnia zapłon mieszanki, w sumie proces spalania trwa krócej niż paliwa NG.



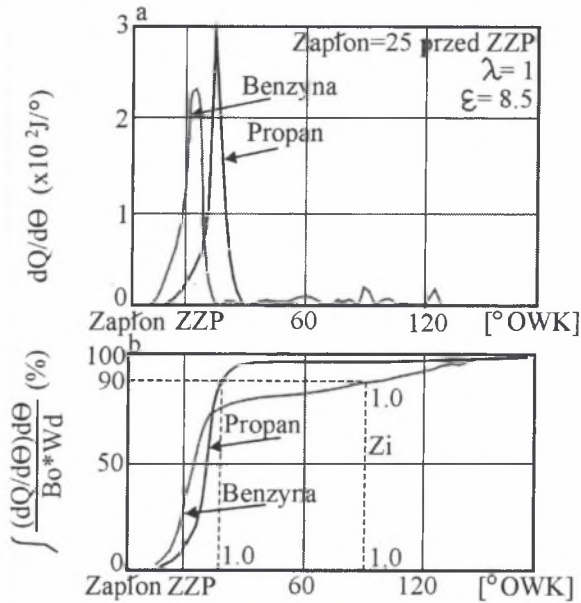
Rys. 10.32. Przebieg wypalania masy przy składzie mieszanki  $\lambda = 1,23$  dla paliw analizowanych w pracy [37]

Fig. 10.32. The course of mass burning for  $\lambda = 1.23$  fuel blend composition for the types of fuel analyzed in the paper [37]

Na rysunku przedstawiającym bezwymiarowe wywiązywanie się ciepła przebieg przesunięty w lewo świadczy, że metan spala się wolno w stosunku do RNG, co wyraźnie wskazuje, że projektowanie organizacji spalania metanu wymaga intensyfikacji warunków.

W pracy [5], analizując możliwości przystosowania silnika do zasilania LPG, użyto do badań 99% propanu. Oceniano opóźnienie zapłonu oraz kąty, przy których nastąpiło 10% i 90% wydzielenie się ciepła. Na rys.10.33 przedstawiono szybkość

wywiązywania się ciepła, a na rys.10.33b sumaryczne ciepło, jakie wywiązało się w czasie spalania. Żeby lepiej przedstawić różnice w przebiegu spalania, wprowadzono bezwymiarowe wydzielanie ciepła, dzieląc wydzielone ciepło przez sumaryczne ciepło wydzielone do końca procesu spalania, z tym że za koniec przyjęto moment, kiedy wydzielone ciepło osiągnie 90% całkowitego ciepła zawartego w paliwie.



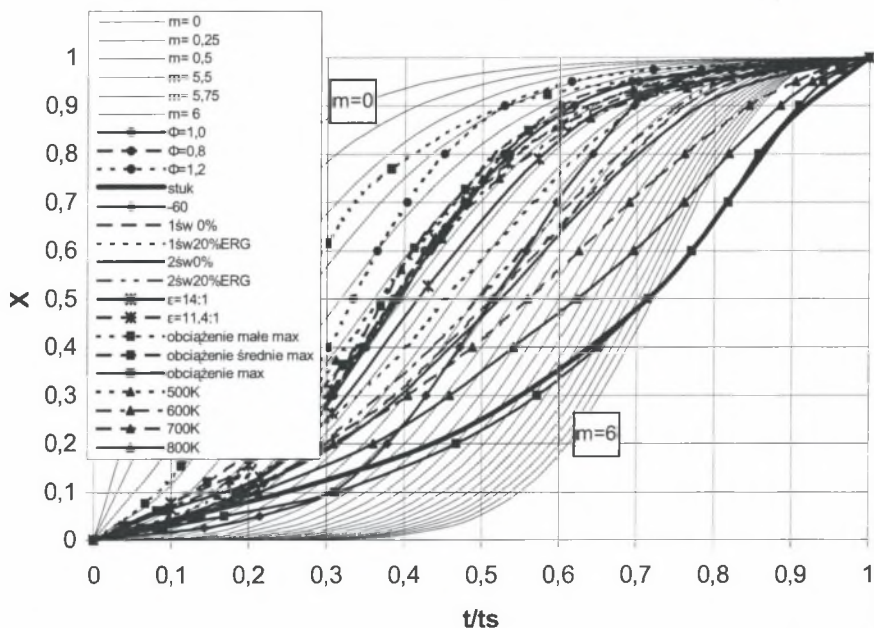
Rys.10.33. Przebieg szybkości i ilości wywiązanego ciepła dla propanu i benzyny [5]  
 Fig.10.33. The course of rate and amount of the received heat for propane and petrol [5]

Na osi kątowej przedstawiono również bezwymiarowy czas spalania określany jako czas mierzony od chwili zaiskrzenia świec do momentu zakończenia spalania określonego czasem 90% wywiązanego ciepła. Z rysunków wyraźnie widać, że propan trudniej się zapala. Dlatego potrzebuje bardziej sprawnych systemów zapłonowych i jest bardziej czuły na spadek ich sprawności, ale później spala się bardzo szybko.

## 10.7. WNIOSKI DOTYCZĄCE WPŁYWU CZYNNIKÓW OPERACYJNYCH NA PRZEBIEG WYWIĄZYWANIA SIĘ CIEPŁA

Na rys.10.34 zestawiono otrzymane na podstawie analizy stanu wiedzy przebiegi wywiązywania się ciepła oraz dla porównania przebiegi J. Wiebego. Z zebranych przebiegów wynika, jak w obecnie eksploatowanych silnikach najczęściej

organizowany jest proces spalania. Na rysunku zaznaczono również warunki skrajne, które powodują anomalie procesu spalania, są to z jednej strony najbardziej w prawo przesunięte przebiegi wywiązywania się ciepła. Przed nimi nieco wcześniej przebiegają procesy związane ze zbyt dużym kątem wyprzedzenia zapłonu, wysokim obciążeniem i te które przebiegają intensywnie, spowodowane np. zastosowaniem 2 świec zapłonowych, wysokimi temperaturami ścianek czy wysokimi stopniami kompresji. Wydaje się, że przy mieszankach homogenicznych i tradycyjnych systemach spalania prowadzenie procesu spalania przez te obszary jest niemożliwe.



Rys.10.34. Zestawienie w czasie bezwymiarowym przebiegów wywiązywania się ciepła otrzymanych z badań literaturowych

Fig.10.34. Comparison of the courses of heat evolution at nondimensional time on the basis of research work presented in literature

Z drugiej strony, przebiegi najbardziej przesunięte w lewo również wskazują na złą organizację spalania, spowodowaną zbyt długim okresem spalania i zbyt wolnym rozchodzeniem się płomienia w okresie rozpalania. Są to przebiegi związane ze zbyt ubogą mieszanką, niskimi temperaturami komory spalania, niskimi obciążeniami, niskimi stopniami kompresji i stosowaniem zbyt dużych recyrkulacji spalin.

Zebrany materiał udowodnił, że obecnie spotykane silniki mają przebiegi, dla których 50% wydzielania się ciepła znajduje się w czasie bezwymiarowym  $t/ts = 0,40...0,55$ . Mniejszy czas bezwymiarowy, odpowiadający wywiązaniu się 50% ciepła,

wskazuje na złą organizację procesu spalania. Większy wymaga zmiany systemu spalania lub wyższej odporności przeciwstukowej paliw, a właśnie paliwa alternatywne posiadają wyższe liczby oktanowe.

W dostępnym piśmiennictwie znajduje się bardzo mało informacji i opracowań, dotyczących spalania różnych paliw w tym samym silniku czy tylko w tym samym systemie spalania, a właśnie takie wyniki byłyby najlepszym źródłem porównawczym.

Analiza czynników wpływających na proces spalania przeprowadzona na podstawie zebranych w literaturze szybkości i ilości wywiązywania się ciepła polegała na analizie założeń i ujednoczeniu różnie przedstawionych wyników. Najlepiej nadawał się do tego celu bezwymiarowy przebieg wywiązywania się ciepła, analizowany w bezwymiarowym czasie. Ujednoczenie polegało na przyjęciu tej samej skali oraz na założeniu, że wartości wywiązanego ciepła dotyczą spalania zupełnego.

Zestawiając na rys. 10.34 omówione wcześniej wyniki, można zauważyć bardzo silny wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na wartość bezwymiarowego czasu, przy którym przebieg wywiązywania się ciepła osiąga 50%. Zubożenie mieszanki i recyrkulacja (jak zaznaczono wcześniej) powodują proporcjonalne do wprowadzanych zmian zmniejszenie szybkości wywiązywania się ciepła. W rozpatrywanych przypadkach najsilniej spowalniała proces spalania 30% recyrkulacja. Zmiany kąta zapłonu wpływały na zmiany szybkości wywiązywania się ciepła, powodowały proporcjonalnie do zmian kąta przesunięcie procesu spalania w czasie, bardzo silnie wpływało to na wartość bezwymiarowego czasu, przy którym wywiązało się 50% ciepła i co ze względu na charakter pracy silnika musiało wpływać na sprawność przemiany.

Ze względu na bardzo silny wpływ recyrkulacji szczególnie dokładnie analizowano otrzymane w kilku ośrodkach badawczych [43, 105, 107] przebiegi wywiązywanego się wtedy ciepła. Analizując wpływ recyrkulacji (EGR) na przebieg spalania, można stwierdzić, że w miarę zmniejszania ilości spalin szybkość spalania wzrasta. Wzrost ten, związany między innymi ze skróceniem okresu dopalania, miał odmienny przebieg w różnych silnikach i silnie uzależniony był od pozostałych procesów.

Na przykład w pracy [43] badano wpływ recyrkulacji oraz możliwość wykorzystania drugiej świecy zapłonowej. Zwiększenie recyrkulacji do 20% przy stosowaniu dwóch świec powodowało skrócenie okresu spalania przy braku anomalii

spalania. Stosowanie jednej świecy powodowało w tej sytuacji występowanie spalania powolnego, co niekorzystnie wpływało na sprawność.

Również przebiegi wywiązywania się ciepła przy spalaniu benzyny dla czterech różnych ilości recyrkulacji wynoszących 0%, 4%, 10%, 16% otrzymane w pracy [107] przyniosły ciekawe rezultaty. Niewielką poprawę przy 4% EGR należałoby wiązać z poprawieniem jednorodności mieszanki. Natomiast dla recyrkulacji wynoszącej 16% spalanie nie jest dokończzone, nawet do momentu otwarcia zaworu wydechowego.

Podobne wyniki otrzymano, gdy badanym paliwem był izooktan [105]. Recyrkulacja wynosiła 10%, 20% oraz 30% spalin. W tym przypadku, mimo iż zapłon następował przy 30<sup>0</sup> OWK przed ZZP, faza głównego spalania wyznaczona w tym wypadku 10% wywiązanego ciepła zaczynała się dopiero znacznie po ZZP.

Wnioski płynące z badań literaturowych wskazują na rozrzut wyników, dotyczących przebiegu wywiązywania się ciepła. Rozrzut ten spowodowany jest najczęściej różnymi warunkami pracy, użytymi paliwami, stosowanymi systemami spalania i założeniami, które nie zawsze są wystarczająco dokładnie zdefiniowane. Mimo to zebrane wyniki umożliwiają dokonanie analizy jakościowej.



## 11. PODSUMOWANIE WYNIKÓW PRACY

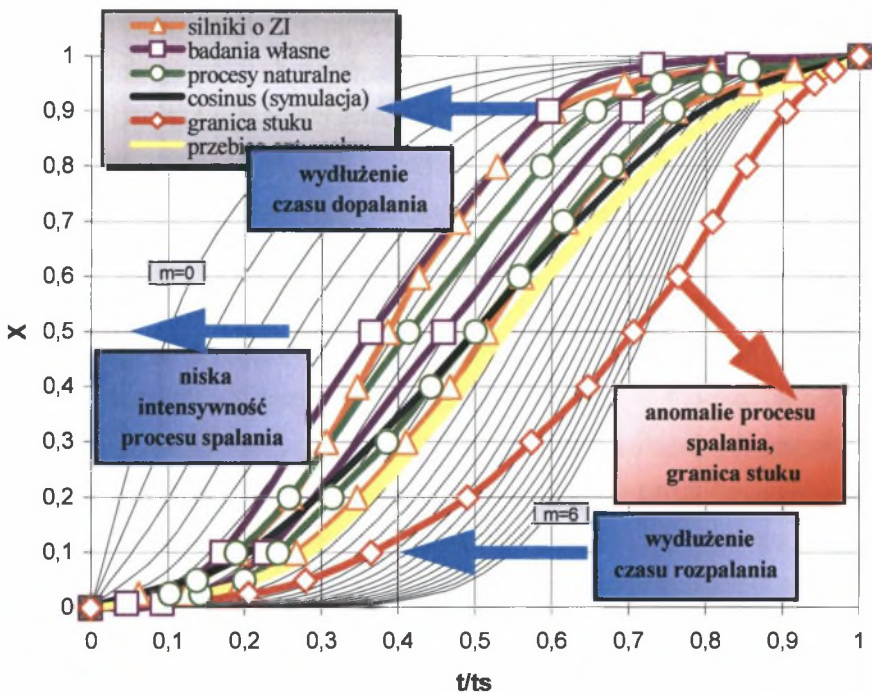
Na rysunku 11.1 zebrano otrzymane w poprzednich rozdziałach przebiegi bezwymiarowego wywiązywania się ciepła otrzymane w bezwymiarowym czasie.

Kolorem pomarańczowym zaznaczono obszar, przez który najczęściej przebiega proces spalania w obecnie eksploatowanych silnikach. Obszar ten powstał na podstawie analizy rys.10.32. Przebiegi leżące po prawej stronie dotyczą silników nowoczesnych. Kolorem fioletowym zaznaczono obszar, przez który przechodzą przebiegi otrzymane z badań własnych. Obszar ten powstał przez połączenie wyników z rys. 9.15 i 9.16. Prawa jego strona przedstawia wywiązywanie się ciepła podczas spalania bogatej mieszanki benzynowo-etanolowej przy wcześniejszym kącie wyprzedzenia zapłonu. Lewa strona przedstawia spalanie ubogiej mieszanki LPG przy opóźnionym zapłonie. Kolorem zielonym zaznaczono obszar, przez który przechodzą procesy występujące w naturze.

Na rysunku 11.1 przedstawiono również przebiegi funkcji  $J$ . Wiebego, dotyczące spalania zupełnego w zakresie spalania określonego parametrem  $m = 0...6$ , ze stopniowaniem szybkości spalania  $\Delta m = 0,25$ , oraz wywiązywanie się ciepła określone cosinusoidalnym prawem spalania.

Przesunięte w lewo w górnym odcinku przebiegi świadczą o długim czasie dopalania, czyli z reguły w sumie o długim czasie spalania. Przesunięte w lewo czas wywiązywania się 50% bezwymiarowego ciepła również wskazuje na wydłużenie czasu spalania. Należy zauważyć, że im w rzeczywistości bardziej łagodnie przebiega proces wywiązywania się ciepła, tym bardziej jest on w czasie bezwymiarowym przesunięty w lewo. Ma to miejsce w starszych silnikach, wyeksploatowanych lub o źle dobranych parametrach regulacyjnych.

Generalnie, o intensywności spalania w silniku decyduje kąt OWK, przy którym wywiązuje się 50% ciepła, ważne jest zatem zdefiniowanie bezwymiarowego czasu, przy jakim wywiązuje się to ciepło. Analiza przeprowadzona na podstawie badań literaturowych wykazała, że ze względu na wysoką liczbę oktanową tak należy projektować proces spalania paliw alternatywnych, aby 50% wywiązanego ciepła przekroczyło połowę bezwymiarowego czasu, w którym odbywa się spalanie.



Rys.11.1. Zidentyfikowany proces wywiązywania się ciepła w czasie bezwymiarowym z zaznaczeniem funkcji J. Wiebego i cosinusoidalnego prawa spalania  
 Fig.11.1. The identified process of heat evolution at nondimensional time with J.Vebe's function and cosinusoidal combustion law marked for presentation

Przedstawiona propozycja wskazuje, że proces spalania powinien przebiegać bardziej intensywnie niż w silnikach benzynowych. Oczywiście jest to przebieg, który stwarza wiele problemów konstrukcyjno-eksploatacyjnych, ale do którego należy dążyć mając na uwadze wykorzystanie energii zawartej w paliwach alternatywnych.

Oceniając całościowo, można założyć, że 10% ciepła powinno wydzielić się w okolicach 25% bezwymiarowego czasu przeznaczanego na spalanie, a nawet go przekroczyć. 50% bezwymiarowego ciepła powinno przekroczyć punkt, w którym bezwymiarowy czas osiąga połowę, a 90% ciepła powinno wydzielić się w okolicach 80% bezwymiarowego czasu. Na rys. 11.1 proponowany przebieg zaznaczono kolorem żółtym.

Również funkcje J. Wiebego mówią o przebiegu spalania. Im wcześniej wydzielą się 50% ciepła, tym mniejszy jest parametr „m”. Jednak zależność J. Wiebego została opracowana dla silników eksploatowanych, w czasach kiedy proces spalania nie przebiegał tak intensywnie jak obecnie. Przebiegi wywiązywania się ciepła w obecnie produkowanych silnikach są bardziej intensywnie i nie pokrywają się z opracowanymi wcześniej przebiegami J.Wiebego. Dla silników będących obecnie w eksploatacji, a

przewidzianych do zasilania paliwami alternatywnymi, tak należy organizować system spalania, aby przebieg wywiązywania się ciepła dążył do cosinusoidalnego prawa spalania. Będzie to kompromis pomiędzy wykorzystaniem energii zawartej w paliwie a problemami, jakich dostarczą paliwa alternatywne.

Przeprowadzona analiza wykazała, że przebieg wywiązywania się ciepła jest sygnałem wielowymiarowym i należy go wykorzystywać przy projektowaniu systemów spalania. Metoda ta jest szczególnie przydatna przy organizacji procesu spalania paliw alternatywnych. Oczywiście, można do optymalizacji procesu spalania wykorzystywać dotychczasowe sposoby i nie wnikając w proces spalania mierzyć parametry zewnętrzne, jak: skład spalin, zużycie paliwa czy wyznaczać sprawności.

Przebieg uwalniania energii w funkcji obrotu wału korbowego okazał się bardzo przydatnym narzędziem, charakteryzującym różne etapy procesu spalania. Wykorzystano to podczas oceny wpływ parametrów regulacyjnych na przebieg spalania paliw alternatywnych. Bardzo dużo uwagi poświęcono analizie tych zależności, przy których ilość wywiązanego ciepła osiąga określone wartości. O tym, że wywiązywanie się ciepła jest parametrem diagnostycznym, znajdującym coraz większe uznanie przy opisie procesu spalania, świadczą również liczne przykłady literaturowe [5, 10, 14, 18, 19, 22, 23, 25, 30, 34, 31, 36, 37, 38, 40, 43, 78, 83, 85, 89, 91, 95, 97, 105, 106, 107, 108, 109, 113, 119, 120].

Komputerowy system zapisu i obróbki danych pomiarowych stworzył przed metodą opisującą uwalnianie energii chemicznej zawartej w paliwach nową jakość bardzo użyteczną w projektowaniu organizacji procesu spalania. Najbardziej uniwersalnym wskaźnikiem porównawczym wydaje się tutaj bezwymiarowy przebieg wywiązywania się ciepła otrzymany w bezwymiarowym czasie. Znajomość tego przebiegu okazała się również bardzo przydatna podczas porównywania wyników pochodzących z silników zasilanych paliwami alternatywnymi, pracującymi w różnych systemach spalania i zmieniających się warunkach operacyjnych, a nawet z różnymi procesami związanymi z przejmowaniem energii, a występującymi w naturze.

Wykorzystując zatem wyniki badań własnych, zebrane z różnych źródeł przebiegi wywiązywania się ciepła oraz gotowe procedury, otrzymano metodę umożliwiającą określenie siły wpływu paliw alternatywnych na przebieg wywiązywanego się ciepła dla zmieniających się warunków. Należy podkreślić, że określenie siły wpływu parametrów operacyjnych przydatnych w omawianej

diagnostyce umożliwiły tylko badania i fundamentalne prawa termodynamiki. Natomiast funkcje J. Wiebego i cosinusoidalne prawo spalania wykorzystano jedynie do porównania przebiegów wywiązywania się ciepła zarówno tych uzyskanych z badań literaturowych, jak i otrzymanych z obliczeń własnych.

Dotychczasowe kryterium porównawcze, jakim jest występujący w równaniu J. Wiebego parametr „m”, okazał się (po przyjęciu założeń) atraktorem nadającym się do porównania różnych procesów wpływających na spalanie. Proces spalania inaczej zachowuje się na początku, inaczej w środku, a jeszcze inaczej pod koniec spalania, dlatego przebieg wywiązywania się ciepła opisany jedną funkcją musi być pewnym kompromisem. Należy jednak dodać, że J. Wiebe opracował swoją funkcję, gdy silniki nie były tak sprawne jak obecnie, stopień kompresji wynosił wtedy 6...7, a liczba oktanowa rzadko przekraczała 60. Ze znanych obecnie symulacji najlepiej przebieg wywiązywania się ciepła odzwierciedla funkcja cosinusoidalna. Symulując funkcją J. Wiebego, należy zastanowić się nad równaniem opisującym zmianę wykładnika „m”, który w miarę rozwijania się procesu spalania powinien zwiększać się np. z 2 do 4.

Zabrany materiał stanowił bazę danych, która umożliwiła podjęcie próby wykorzystania przebiegu wywiązywania się ciepła do wyznaczenia parametrów operacyjnych silników zasilanych paliwami alternatywnymi.

Podsumowując powyższe rozważania, można stwierdzić, że główny cel pracy, którym było zidentyfikowanie nieliniowego przebiegu wywiązywania się ciepła do określania przebiegu spalania paliw alternatywnych, został osiągnięty, a teza pracy o możliwości wykorzystania tego sposobu postępowania do opracowywania systemów spalania paliw alternatywnych została potwierdzona.

## 12. WNIOSKI

### Wnioski o charakterze poznawczym – ogólne

1. Wymagania dotyczące zwiększania sprawności silnika powodują konieczność takiego kształtowania procesu spalania, który optymalnie wykorzystuje własności paliwa. Dlatego wszystkie metody, które umożliwiają lepsze wykorzystanie energii zawartej w paliwie, zasługują na wnikliwą ocenę. Jedną z nich jest analiza przebiegu bezwymiarowego wywiązywania się ciepła zarejestrowana w bezwymiarowym czasie.

2. Do oceny przebiegu spalania, odpowiadającego istotnie różnym warunkom pracy, wystarczą tradycyjne metody, np. analiza przebiegu ciśnienia indykowanego. Wprowadzanie jednak niewielkich zmian, nawet przy paliwach konwencjonalnych, wymaga już wsparcia przebiegu ciśnienia analizą termodynamiczną. Przy analizie procesu spalania paliw alternatywnych, gdy istnieje konieczność równoczesnego uwzględniania nakładających się na siebie różnych procesów i zjawisk obejmujących w sumie kilkadziesiąt zmiennych, posługiwanie się tradycyjnymi metodami nie jest wystarczające. Do oceny paliwa należy wykorzystać wtedy przebieg wywiązywania się ciepła.

3. Przebieg spalania można opisać na wiele sposobów, jednak rozwiązywanie problemów występujących podczas pracy silnika powinno odbywać się zawsze w kierunku, który wyznaczają podstawowe prawa fizyki, a model powinien być jasny. W pracy do oceny wpływu paliwa na proces spalania wykorzystano termodynamiczny model strefowy. Jest on zupełnie wystarczający, bowiem porównanie badanych paliw odbywało się w tym samym silniku i w tych samych warunkach, czyli przy ustalonym systemie spalania. Wspomniana analiza wykorzystywana początkowo do oceny przebiegu spalania paliw konwencjonalnych stała się bardzo przydatnym narzędziem przy badaniu paliw alternatywnych.

4. Badania paliw alternatywnych wspierane obliczeniami termodynamicznymi pozwalają znacznie łatwiej zauważyć różnice dotyczące wpływu czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych. Przeprowadzone badania dowiodły, że największy wpływ na jakość procesu spalania wywierają czynniki konstrukcyjne, a później dopiero, będące tematem pracy, paliwa alternatywne, jak dodatek etanolu czy LPG. Chociaż paliwom alternatywnym znacznie odbiegającym właściwościami od benzyny, jak metan czy wodór, należy przypisać rolę porównywalną z wpływem konstrukcji.

5. Benzyna jest to ciecz o bardzo różnorodnym składzie mająca właściwości definiowane przedziałami. Dlatego nie jest dobrym paliwem porównawczym, posiada różne wartości opałowe i bardzo zróżnicowaną prężność, źle miesza się z powietrzem (tworząc jednak mieszanki heterogeniczne). Wszystko to powoduje, że przebieg spalania jest zróżnicowany. Wprawdzie różnorodność węglowodorów zgromadzonych w benzynie powoduje, że jest ona mniej czuła i toleruje mniej precyzyjne systemy spalania, ale odbywa się to kosztem sprawności. Sterowanie procesem spalania przy zasilaniu silnika paliwami alternatywnymi (z reguły jednoskładnikowymi) wymaga większej precyzji w doborze parametrów regulacyjnych.

6. Opracowany sposób postępowania pozwala na przedstawienie siły wpływu analizowanych w czasie badań parametrów i przyjętych w obliczeniach założeń. Zaproponowany sposób obliczeń przebiegu wywiązywania się ciepła pozwala ocenić jakość procesu spalania.

7. Przy wysoko początkowo przebiegających wartościach wywiązywania się ciepła występuje długi czas indukcji, spalanie mieszanki narażone może być wtedy na różne zakłócenia. Spalanie w początkowej fazie przebiega zbyt szybko, co również może być przyczyną anomalii spalania. Musi więc istnieć jakaś wartość optymalna, leżąca w pobliżu granicy stuku, wyznaczenie jej było celem pracy. Przy prawidłowym spalaniu, gdzie zarówno okres indukcji i okres dopalania nie przeciąga się w czasie, 10% wydzielonego ciepła powinno mieć miejsce po przekroczeniu 22% bezwymiarowego czasu, 50% bezwymiarowego ciepła powinno przekroczyć punkt, w którym bezwymiarowy czas osiąga połowę, a 90% ciepła powinno wydzielić się w okolicy 80% bezwymiarowego czasu. Można zatem przyjąć, że w tym zakresie należy szukać optymalnego przebiegu procesu spalania.

Opracowana metoda oceny przebiegu spalania powinna znaleźć zastosowanie przy doborze parametrów konstrukcyjno-eksploatacyjnych silnika, np. wyznaczania zmiennego stopnia kompresji przy zasilaniu paliwami alternatywnymi.

## **Wnioski o charakterze poznawczym dotyczące wywiązywania się ciepła podczas zasilania silnika E 30 i LPG**

1. Parametrem mającym największy wpływ na przebieg wywiązywania się ciepła były analizowane w pracy paliwa (E30, benzyna i LPG) w drugiej kolejności

zmieniający się o  $\pm 10^0$  OWK kąt wyprzedzenia zapłonu i w trzeciej kolejności zmieniający się o  $\pm 0,1$  współczynnik nadmiaru powietrza.

2. Opóźnienie zapłonu stechiometrycznej mieszanki E30 wyrażone 10% wywiązanego ciepła w czasie bezwymiarowym jest mniejsze o 0,8% niż mieszanki benzynowej i o 3,8% mniejsze niż mieszanki LPG.

3. Mieszanka etanolowa E30 zapala i spala się szybciej niż benzynowa, najwolniej przebiegał proces spalania LPG. Wyrażone w procentach czasu bezwymiarowego wywiązywanie się 50% ciepła było dla mieszanek stechiometrycznych E30 o 1,2% szybsze, a dla LPG o 4,8% wolniejsze niż dla benzyny.

4. Dla wszystkich badanych paliw czas trwania spalania zwiększa się, gdy zmniejszał się kąt wyprzedzenia zapłonu. Dla składu stechiometrycznego i  $20^0$  OWK kąta wyprzedzenia zapłonu, 90% wywiązywanego ciepła otrzymywane było później niż dla  $30^0$  OWK kąta wyprzedzenia o 1,6% bezwymiarowego czasu dla LPG, ale tylko o 0,9% dla E30. Wynika stąd, że mieszanka LPG jest bardziej podatna na zmianę kąta niż E30.

5. Dla wszystkich badanych paliw zubożenie mieszanki zawsze zwiększało czas spalania. Wyrażony 90% wywiązanego ciepła bezwymiarowy czas trwania spalania mieszanki benzynowej zwiększał się najwięcej i wynosił 2,8% przy zubożeniu od składu stechiometrycznego do  $\lambda = 1,1$ . Najmniej na zmianę składu reagowała mieszanka LPG, gdzie w tych samych warunkach bezwymiarowy czas zwiększał się tylko o 0,9%. Przy wzbogacaniu mieszanki ( $\lambda = 0,9$ ) bezwymiarowy czas spalania wyrażony wywiązaniem się 90% ciepła dla mieszanki E 30 zmniejszał się o 2,1%, natomiast dla pozostałych paliw zwiększał się o 0,8% dla LPG i o 1,5% dla mieszanki benzynowej.

### **Wnioski o charakterze utylitarnym**

1. Zmiany, jakie należy dokonać w silnikach już eksploatowanych w ramach przystosowania ich do zasilania paliwami alternatywnymi, dotyczą sposobu wytwarzania mieszanki palnej i optymalizacji kąta wyprzedzenia zapłonu. Szczególnie w paliwach ciekłych trudno uzyskać jednorodność ładunku, którą można osiągnąć przy paliwach gazowych. Dlatego przy wprowadzaniu ciekłych paliw alternatywnych w pierwszej kolejności należy przewidzieć zmiany w układzie zasilania.

2. Strategia polegająca na podniesieniu wydajności paliwa etanolowego obejmuje zwiększenie stopnia kompresji, stosowanie recyrkulacji spalin i zmniejszenie

prędkości obrotowej silnika, a dla zapewnienia odpowiedniej prędkości i poprawy przyspieszenia pojazdu powstaje konieczność zwiększenia przełożeń w układzie napędowym.

3. Większy stopień kompresji silnika zasilanego etanolem dostarcza większego momentu obrotowego niż ten, jaki występuje w zwykłym silniku benzynowym, rezultatem może być np. poprawa przyspieszenia pojazdu. Przyspieszenia osiągane przez pojazdy zasilane etanolem mogą być podobne do przyspieszeń pojazdów zasilanych benzyną dzięki zwiększeniu przełożenia. Również do osiągnięcia tej samej prędkości pojazdu co w silnikach benzynowych dla silników zasilanych etanolem pracujących przy niższej prędkości i wyższym poziomie momentu obrotowego potrzebna jest zmiana przełożeń. Ta zmiana powinna zmniejszyć zużycie paliwa przez ograniczenie strat tarcia (które są proporcjonalne do prędkości) i strat napełniania (ponieważ silnik pracuje z mniejszym dławieniem).

### **Wnioski dotyczące dalszych badań**

1. Badania silników zasilanych paliwami alternatywnymi przeprowadzono w Laboratorium Silnikowym Wydziału Transportu Politechniki Śląskiej w warunkach ustalonych. Stanowiskowe metody badań wykazują wiele zalet w porównaniu z badaniami drogowymi. Jednak różnią się w znacznym stopniu od warunków panujących w czasie eksploatacji drogowej. Badania stanów ustalonych odbywające się przy stałych prędkościach i obciążeniach, a nawet według ściśle zdefiniowanych testów, mogą dać tylko ogólną odpowiedź, czy opłacalne lub możliwe jest w ogóle podejmowanie dalszych wysiłków. Wprawdzie identyfikacja powtarzalnych stanów umożliwia wygodne porównanie i szybkie ustalenie, czy daną strategię kontynuować, czy wyeliminować z dalszych badań. Niestety, testy przeprowadzane przy ustalonych warunkach nie określają zachowania się silnika przy rozruchu w czasie ostrego przyspieszania, hamowania czy w innych rzeczywistych warunkach pracy spotykanych podczas eksploatacji. Dlatego do dalszych badań należy wykorzystywać stany nieustalone, jak: rozruch, nagrzewanie, ostre przyspieszanie, czy nawet hamowanie silnikiem oraz warunki zwiększania sprawności przemiany, bowiem zawsze bez względu na to, jaką zastosujemy technologię pomiarową, interesować nas będą warunki skrajne, w jakich może znaleźć się silnik w czasie eksploatacji. Z tego powodu



uzyskane wyniki należy weryfikować. Analizując wpływ paliw na proces spalania, przede wszystkim należy uwzględnić przejściowe stany eksploatacyjne.

2. Przy obciążeniach częściowych, w jakich zazwyczaj będzie eksploatowany silnik musi zostać osiągnięta maksymalna sprawność. W tej sytuacji wbrew panującym opiniom czas przyspieszania samochodu może być jedyną wiarygodną metodą służącą do oceny odporności paliwa na spalanie stukowe. Obecne nowoczesne samochody wyposażone w automatyczne skrzynki biegów i silniki zaopatrzone w elektroniczne układy regulacji potrafią dostosować się do większości paliw, a o odporności przeciwstukowej decyduje właśnie czas przyspieszania lub jego zużycie.

## Podziękowanie

Pozostał mi jeszcze przyjemny obowiązek podziękowania tym osobom, które wniosły swój wkład zarówno w treść, jak i w formę opracowania.

Do zajęcia się problemami związanymi z wywiązywaniem podczas spalania ciepłem zachęcił mnie prof. R. Petela, prof. R. Szopa zmagał się z matematycznymi problemami opisu przebiegu ciśnienia, a prof. K. Wilk rozwiązał wiele zagadnień termodynamicznych. W planowanie eksperymentów i badania laboratoryjne mocno zaangażowali się doktorzy J. Filipczyk i H. Trajdos. Ich kreatywność i talenty techniczne były niezmiernie cenne podczas badań i opracowywania otrzymanych wyników. Intelktualnie wspierał mnie w tym czasie nieżyjący już prof. L. Müller. Wiele osób ma udział w powstawaniu tej pracy, ale specjalne podziękowania chciałem wyrazić profesorom A. Kowalewiczowi, J. Merkiszowi, S. Postrzednikowi, B. Sendyce, jak również nieżyjącemu już Czesławowi Kordzińskiemu za długie dyskusje, podczas których pogłębiała się moja wiedza, dotycząca zrozumienia zawiłych zagadnień związanych ze spalaniem paliw alternatywnych. Dyskusje te przyczyniły się w znacznym stopniu do wzbogacenia treści pracy oraz do wyeliminowania niektórych błędów Dlatego pragnę Im wszystkim podziękować za twórcze uwagi i krytyczne sugestie.

Szczególnie chciałbym podziękować Rektorowi Politechniki Śląskiej prof. dr. hab. inż. Wojciechowi Zielińskiemu za ufundowanie grantu. Hojność ta umożliwiła nie tylko zintensyfikowanie prac, bowiem za ważniejsze uważam tu wsparcie moralne i zaufanie, którego nie mogłem zawieść, a które dodało mi sił do dalszej pracy.

Jednak przede wszystkim chciałbym wyrazić swoją wdzięczność swojej Żonie Grażynie i dzieciom Jakubowi i Kasi za to, że przez te wszystkie lata wytrwali ze mną.

## LITERATURA

1. Abd Alla G.H., Soliman H.A., Badr O.A., Abd Rabbo M.F.: Using of Quasi – Two Zone Combustion Model to Predict the performance of a Dual Fuel Engine. SAE 2000 – 01 – 2936.
2. Alkidas A.: Heat Transfer Characteristics of a Spark – Ignition Engine. Journal of Heat Transfer 5, 1980.
3. Al-Farayedhi A., Al-Dawood A., Gandhidasan P.: Effects of Blending Crude Ethanol with Unleaded Gasoline on Exhaust Emissions of SI Engine. SAE 002857.
4. Ambrozik A.: Klasyfikacja empirycznych zależności określających współczynnik przejmowania ciepła w tłokowych silnikach spalinowych. Silniki Spalinowe 4/1987.
5. Andoh K., Yonemochi K., Kawajiri H., Sakuma K., Tanabe H., Sato G.T.: Combustion Characteristics of Various Alternative Fuels in S.I. Engine. SAE 811384.
6. Austen A.E.W., Lyn W.T.: Relation between fuel injection and heat release in a direct – injection engine and the nature of combustion processes, Proc. Auto. Dir Instn mech. Engrs 1960 – 61 (No.1), 47.
7. Bargende M., Pütter R.: Ermittlung der Ladungsbewegung in motorischen Brennräumen durch Messung instationärer Oberflächentemperatur Verläufe. MTZ, 1986 nr.2.
8. Bargende M.: Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingerkennung. MTZ 56 (1995/ nr.10).
9. Blizard N.C., Keck J.C.: Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines. SAE paper 1974, nr.740191, SAE Trans 1974, vol.83.
10. Bradley D., Kalghatgi T., Golombok M.: Fuel Blend and Mixture Strength Effects on Autoignition Heat Release Rates and Knock Intensity in S.I. Engines. SAE 962105.
11. Butkiewicz M., Łapucha R., Wójcicki S.: Obliczanie przebiegu wywiązywania się ciepła w silniku wysokoprężnym. Archiwum Procesów Spalania, Nr 3-4 1970.
12. Caban W., Kasperczak W., Mikosik S., Rudolf S., Świerkocki J.: Ekonomia. Polskie Wydawnictwo Ekonomiczne, Warszawa 2001.
13. Chen Ch., Bardsley M., Johns R.: Two – Zone Flamelet Combustion Model. SAE 002810.
14. Cho H., Lee J., Lee K.: Measurements of HC Concentration near Spark Plug and Its Effects on Combustion. SAE 981431.
15. Choudhury R., Wurster R., Weber T. i inni: GM EUROPEAN WELL-TO-WHEEL STUDY. Analysis of energy use and greenhouse gas emissions of advanced fuel/vehicle systems. September 2002.
16. Chowach M.C.: Awtomobilnyje dwigatjeli. Moskwa 1977.
17. Chyla K.: Fizyka z astronomią. Debit, Bielsko-Biała 2002.
18. Dec J.E., A Computational Study of the Effects of Low Fuel Loading and EGR on Heat Release Rates and Combustion Limits in HCCI Engines, SAE 2002-01-1309.
19. Ferrari G.C.: Miscela benzina- `methyl fuel` come combustibile per motori. ATA nr.11-12/1989.

20. Filipczyk J., Maćkowski J.: Termodynamiczna analiza spalania mieszanek metanolowych. IV Konferencja Naukowa - Nauka i Praktyka w Transporcie. Politechnika Warszawska, Warszawa 1985.
21. Gatowski J.A., Balles E.N., Chun K.M., Nelson F.E., Ekchian J.A., Heywood J.B.: Heat release analysis of engine pressure data. SAE 841359.
22. Gardiner D.P., Mallory R.W., Pucher G.R., Todesco M.K., Bardon M.F., Markel T.J., Ohi J.M.: Improving the Fuel Efficiency of Light – Duty Ethanol Vehicles – An Engine Dynamometer Study of Dedicated Engine Strategies. SAE 1999-01-3568.
23. Geiser F., Wytrykus F., Spicher U.: Combustion Control with the Optical Fitted Production Spark Plug. SAE 980139.
24. Germane G.J., Wood C.G., Hess C.C.: Lean Combustion in Spark-Ignited Internal Combustion Engines – A Review; SAE 831694.
25. Giovanetti A.J., Ekchian J.A., Heywood J.B.: Analysis of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in a Direct Injection Spark-Ignition Engine, SAE 830587.
26. Głogojew N.M.: Rabocizje procesy dwigatielej wnutrennowo zgoranija MASZGIZ, Moskwa 1950.
27. Górny W., Hajnos A., Okniński H.: Fiat 126p Autoryzowana Instrukcja Napraw. Wydawnictwa Przemysłowe WEMA, Warszawa 1991.
28. Grossman D.: Ermittlung und Vergleich von Heizverläufen eisen Viertakt – Ottomors. MTZ 1/1972.
29. Grzegorzek J., Jerzanowski A., Staroń K., Spalik K.: Biologia. Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa 2002.
30. Heywood J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Book Co., N. York 1988.
31. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, Book Co., New York 1988.
32. Hoche A.: Die simulante thermodynamische Analyse von Arbeitsprozessen als Mittel zur Rationalisierung von Lehre und Forschung auf dem Gebiet der Verbrennungsmotoren. KONMOT'78.
33. Hohenberg G.F.: Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations. SAE Paper 798025.
34. Hu Z., Whitelaw J.H., Vafidis C.: Flame Propagation Studies in a Four – Valve Pentroof – Chamber Spark Ignition Engine. SAE 922321.
35. Jakóbiec J.: Gaz płynny propan – butan (LPG) jako paliwo do zasilania silników samochodowych. Paliwa, Oleje i Smary w eksploatacji. Nr.45/1998.
36. Jensen T.K., Scharamm J.: A Three-Zone Heat Release Model for Combustion Analysis in a Natural Gas S.I. Engine. – Effects of Crevices and Cyclic Variations on UHC Emission. SAE 2000-01-2802.
37. Jensen T.K., Schramm J.: Hydrocarbon Emissions from a SI Engine Using Different Hydrogen Containing Gaseous Fuels SAE 2000-01-2824.
38. Kosmicki T., Rychter T.: Effect of the Gas Jet on Heat Release in an SI Piston Engine. SAE 2000-01-2905.
39. Kowalewicz A.: Podstawy procesów spalania. WNT, Warszawa 2000.
40. Kowalewicz A.: Wybrane zagadnienia samochodowych silników spalinowych. Wyd. WSI, Radom 1/1996.
41. Kozaczewski W.: Analiza komputerowa obiegu termodynamicznego silnika o zapłonie iskrowym. Autoprogres '89, Jadwisin 1989.

81. Maćkowski J.: Analiza procesu wydzielania się ciepła jako podstawa projektowania spalania paliw alternatywnych w silnikach benzynowych. KONMOT-AUTOPROGRES 2004 Zakopane. Czasopismo Techniczne MECHANIKA z. 6-M/2004.
82. Maćkowski J., Wilk A.: The impact of alternative fuels upon the performance of engines of variable compression ratio. EURO OIL & FUEL, Międzynarodowa konferencja, Kraków 2006.
83. Matsui K., Tanaka T., Ohigashi S.: Measurement of Local Mixture Strength at Spark Gap of S.I. Engines. SAE 790483.
84. McAulay K.J., Wu T., Chen S.K., Borman G.L., Myers P.S., Ueyehara O.A.: Development and Evaluation of the Simulation of the Compression – Ignition Engine. SAE 650451.
85. McLaren M.R.: Heat release analysis of a spark – ignition engine. Undergraduate B.Eng. (Mech.) Thesis Disseration, University of Stellenbosch, South Africa, January 1994.
86. Merkisz J.: Ekologiczne problemy silników spalinowych. Wydawnictwa Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999.
87. Merkisz J., Mazurek S.: Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności. Warszawa 2002.
88. Mikołajczak Z.: Wyznaczanie przebiegu wywiązywania się ciepła w silnikach wysokoprężnych. Silniki Spalinowe 2/1981.
89. Müller H., Almstadt K.: Die Entflammungsphase im Ottomotor. MTZ 43 (1982).
90. Nieuwstadt M.J., Kolmanovsky I.V., Brehob D., Haghgooie M.: Heat Release Regressions GDI Engines SAE 2000-01-0956.
91. Pischinger S., Heywood J.B.: A Study of Flame Development and Engine Performance with Breakdown Ignition Systems in a Visualization Engine. SAE 880518.
92. Postrzednik S.: Uproszczony sposób wyznaczania stosunku nadmiaru powietrza. Gospodarka Paliwami i Energią. 6/1997.
93. Postrzednik S.: Podstawowe kierunki rozwoju jednostek napędowych pojazdów samochodowych. Diagnostyka Pojazdów Samochodowych, Katowice 2000.
94. Prescher K.: Zwei- Zonen- Rechenmodell für Verbrennung im Ottomotor unter Berücksichtigung der Gasdissoziation. Automobiltechnische Zeitschrift (85) 1983 nr 2.
95. Rife J.M., Kempinski B., By A.: Knock in Spark Ignition Engines. SAE 810147
96. Rychter T., Teodorczyk A.: Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego. PWN, Warszawa 1990.
97. Sadiq Al-Baghdadi M. A.-R.: Improvement of performance and reduction of pollutant emission of four stroke spark ignition engine fueled with hydrogen-gasoline fuel mixture. Energy Conversion & Management 41. 2000.
98. Schwarzbauer G., Gruden D.: Brennraumtemperatur und Warmefreisetzung im Verbrennungsmotor. MTZ 2/1971
99. Sendyka B.,Cygnań M.: Analysis of The Combustion Process of Stratfield Charge in a Direct Injected Four Stroke Engine. Polish Academy of Sciences Publishing House in Cracow. Kraków 2001.
100. Sendyka B.,Cygnań M.: Porównanie ciśnień indykowanych obliczonych metodą terodynamiczną i metodą Wibe'a w odniesieniu do ciśnienia indykowanego w silniku benzynowym z bezpośrednim wtryskiem paliwa. „Progress 2000” PAN z.21, Kraków 2000.

101. Szargut J., Guzik A., Górniak H.: Programowany zbiór zadań z termodynamiki technicznej. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1986.
102. Szeffler S., Marciniak S.: Ekonomia polityczna. PWN, Warszawa 1974.
103. Szlachta Z.: Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami rzepakowymi. WKŁ, Warszawa 2002.
104. Świątek A.: Modelowanie temperatury tulei cylindrowej silnika spalinowego. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1981.
105. Tabaczyński R.J., Ferguson C.R.: A Turbulent Entrainment Model for Spark – Ignition Engine Combustion. SAE 770647.
106. Tanaka T., Fujimoto M., Tabata M.: Planar Measurements of NO in an S.I. Engine Based on Laser Induced Fluorescence. SAE 970877.
107. Tatschl R., Riediger H.: PDF Modelling of Stratified Charge SI Engine Combustion. SAE 981464.
108. Taxon M.N., Brueckner S.R., Bohac S.V.: Effect of Fuel Humidity on the Performance of a Single-Cylinder Research Engine Operating on Hydrogen. SAE 2002-01-2685.
109. Taylor A.B., Moran D.P., Bell A.J.: Gasoline/Alcohol Blends: Exhaust Emissions, Performance and Burn – Rate in a Multi – Valve Production Engine. SAE 961988.
110. Teodorczyk A.: Modelowanie procesów spalania. III Seminarium Naukowe Procesów Spalania. Radom 1998.
111. Teodorczyk A., Jarnicki R.: Modelowanie numeryczne procesów spalania przy użyciu programu KIVA. Archiwum Spalania. VOL.2 (2002) NR 2.
112. Umiński T., Wiśniewski H.: Biologia. Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne, Warszawa 1995.
113. Wang S., Miller D.L., Cernansky N.P.: Prediction of Preignition Reactivity for n-Butane and iso-Butane Blends Using a Reduced Chemical Kinetic Model. SAE 961154.
114. Wiebe J.J.: Nowoje o roboczim cikle dwigotielej. Maszgiz, Moskwa 1962.
115. Wilk R. K. Podstawy niskoemisyjnego spalania. PAN. Katowice 2000.
116. Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników tłokowych. WKŁ, Warszawa 1972.
117. Woschni G., Fieger J.: Experimentelle Untersuchungen zum Wärmeübergang bei normaler und klopfender Verbrennung im Ottomotor. MTZ, 1982 nr.2.
118. Woschni G.: A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine. SAE Transactions, Vol.76, 670931.
119. Xiaofeng G., Stone R., Hudson Ch.: The Detection and Quantification of Knock in Spark Ignition Engines. SAE 932759.
120. Yoshiyama S., Tomita E., Hamamoto Y.: Fundamental Study on Combustion Diagnostics Yamamoto H., Horita S., Matsuoka T.: Surrounding Combustion Process Using a Spark Plug as Ion Probe. SAE 2000 - 01 - 2828.
121. (SCP) – New Concept for Lean Burn Engine. SAE 920058.
122. PN-86/C/04062 Przetwory naftowe. Oznaczanie ciepła spalania paliw ciekłych w bombie kalorymetrycznej i obliczanie wartości opałowej.

Przedstawiona bibliografia uwzględnia większość podawanych informacji, jednak nie obejmuje wszystkich źródeł, z których korzystano przy pisaniu pracy.

# ANALIZA WYWIĄZYWANIA SIĘ CIEPŁA W PROCESIE SPALANIA PALIW ALTERNATYWNYCH PRZEZNACZONYCH DO SILNIKÓW O ZAPŁONIE ISKROWYM

## Streszczenie

W pracy przedstawiono diagnostyczną metodę badania procesu spalania, polegającą na analizie przebiegu wywiązywania się ciepła. Omówiono wykorzystywane dotychczas modele, umożliwiające jego wyznaczenie, zwracając uwagę na przyjęte założenia i stosowane uproszczenia. Zebrano znajdujące się w literaturze przebiegi wywiązywania się ciepła, dotyczące różnych parametrów stanu i opisano je parametrami bezwymiarowymi.

Na tej podstawie przeprowadzono analizę zależności pomiędzy parametrami operacyjnymi a otrzymanymi parametrami sygnału. Szczegółowej analizie poddano wpływ współczynnika składu powietrza, współczynnika resztek spalin i chwili zapłonu na przebieg wywiązywania się ciepła. Wyniki tych analiz zostały zweryfikowane doświadczalnie. Na podstawie tych wyników przedstawiono wnioski, wskazujące na możliwość opracowania poprawnego przebiegu spalania, który może być podstawą wyznaczania parametrów operacyjnych przy zasilaniu silnika paliwami alternatywnymi. Następnie zweryfikowano proponowany układ diagnostyczny, dokonując w tym celu badania silnika zasilanego benzyną z dodatkiem etanolu oraz LPG. Wyznaczono według opracowanego algorytmu wywiązywanie się ciepła, a otrzymane parametry sygnału pozwoliły na ocenę przebiegu spalania paliw alternatywnych.

Opracowana metoda wykorzystująca wielowymiarową informację zawartą w przebiegu ciśnienia pozwala bardziej precyzyjnie określić wpływ parametrów operacyjnych na nieliniowy przebieg procesu spalania. Rezultaty badań pozwoliły na opracowanie zasad oceny poprawności procesu spalania paliw alternatywnych w różnych systemach spalania. Metoda ta szczególnie swoją przydatność wykazuje przy analizie procesów dających podobny przebieg ciśnienia.

# ANALYSIS OF HEAT RELEASE PROCESS AS A BASE FOR DESIGNING ALTERNATIVE FUELS COMBUSTION IN PETROL ENGINES

## Summary

The paper presents diagnostic method of combustion process examination based on the analysis of heat release. Models which have been used up till now, and which enabled heat emission was discussed. Attention was given to accepted assumptions and applied simplifications. All information available in the literature on heat emission course, concerning different state parameters were gleaned and described by means of parameters determined from J. Wibeg's function.

On such basis, the analysis of dependence between operational parameters and obtained signal parameters was made. The influence of air composition coefficient, residual gases and ignition time upon heat emission course was also analysed. Results of these analyses have been verified experimentally. Presentation of conclusions showed the possibility of elaborating correct combustion course, which could be the base for determining operational parameters for alternative fuel application. The next step was to verify suggested diagnostic system by testing an engine fuelled by petrol with ethanol and LPG additives. Heat emission was determined after elaborated model. Obtained signal parameters allowed to evaluate the course of alternative fuels combustion.

The evolved method, which uses multidimensional information present in pressure course, makes it possible to determine more precisely the influence of operational parameters upon non linear course of combustion process. Examination results allowed to elaborate the evaluation principles for alternative fuels combustion process correctness in different combustion systems. This method is particularly useful when analysing processes which do not differ much.



**WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ**  
**ul. Akademicka 5, 44-100 Gliwice; tel./fax (0-32) 237-13-81**  
**<http://wydawnictwo.polsl.pl>**

**Sprzedaż i Marketing**  
tel. (0-32) 237-18-48  
[wydawnictwo\\_mark@polsl.pl](mailto:wydawnictwo_mark@polsl.pl)

---

Nakł. 100+50

Ark. wyd. 10,5

Ark. druk. 8,625

Papier offset. 70x100,80g

---

Wydrukowano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach, ul. Kujawska 1  
zam. 320/06

## **ANALYSIS OF HEAT RELEASE PROCESS AS A BASE FOR DESIGNING ALTERNATIVE FUELS COMBUSTION IN PETROL ENGINES**

### **Summary**

The paper presents diagnostic method of combustion process examination based on the analysis of heat release. Models which have been used up till now, and which enabled heat emission was discussed. Attention was given to accepted assumptions and applied simplifications. All information available in the literature on heat emission course, concerning different state parameters were gleaned and described by means of parameters determined from J. Wibeg's function.

On such basis, the analysis of dependence between operational parameters and obtained signal parameters was made. The influence of air composition coefficient, residual gases and ignition time upon heat emission course was also analysed. Results of these analyses have been verified experimentally. Presentation of conclusions showed the possibility of elaborating correct combustion course, which could be the base for determining operational parameters for alternative fuel application. The next step was to verify suggested diagnostic system by testing an engine fuelled by petrol with ethanol and LPG additives. Heat emission was determined after elaborated model. Obtained signal parameters allowed to evaluate the course of alternative fuels combustion.

The evolved method, which uses multidimensional information present in pressure course, makes it possible to determine more precisely the influence of operational parameters upon non linear course of combustion process. Examination results allowed to elaborate the evaluation principles for alternative fuels combustion process correctness in different combustion systems. This method is particularly useful when analysing processes which do not differ much.

**WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ**  
ul. Akademicka 5, 44-100 Gliwice; tel./fax (0-32) 237-13-81  
<http://wydawnictwo.polsl.pl>

**Sprzedaż i Marketing**  
tel. (0-32) 237-18-48  
[wydawnictwo\\_mark@polsl.pl](mailto:wydawnictwo_mark@polsl.pl)

---

Nakł. 100+50      Ark. wyd. 10,5      Ark. druk. 8,625      Papier offset. 70x100,80g

---

Wydrukowano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach, ul. Kujawska 1  
zam. 320/06

## Książki Wydawnictwa można nabyć w księgarniach

### GLIWICE

- ◆ Punkt Sprzedaży Wydawnictwa na Wydziale Górnictwa i Geologii – ul. Akademicka 2 (237-17-87)
- ◆ „FORMAT” – Akademicka 5 na Wydziale Budownictwa
- ◆ „LAMBDA” – ul. Akademicka 2 (237-21-40)
- ◆ „MERCURIUS” – ul. Prymasa S. Wyszyńskiego 14 b (032) 230-47-22
- ◆ „ŻAK” – ul. Kaszubska (budynek Biblioteki)

### BIAŁYSTOK

- ◆ Dom Książki (Księgarnia 84) – ul. Wiejska 45 c
- ◆ EKOPRESS Księgarnia Wysylkowa - ul. Brukowa 28 (085) 746-04-95

### GDAŃSK

- ◆ EKO-BIS – ul. Dyrekcyjna 6 (058) 305-28-53

### KATOWICE

- ◆ Punkt Sprzedaży na Wydziale Transportu – ul. Krasińskiego 8
- ◆ Hurtownia „DIK” – ul. Duleby 7 (032) 204-82-30
- ◆ Hurtownia „JERZY” – ul. Słoneczna 24 (032) 258-99-58

### KRAKÓW

- ◆ Techniczna – ul. Podwale 4 (012) 422-48-09
- ◆ Punkt Sprzedaży WND – AGH, Al. Mickiewicza 30 (012) 634-46-40

### ŁÓDŹ

- „POLITECHNIKA 100” – ul. Żeromskiego 116 PL.
- Hurtownia „BIBLIOPIL” – ul. Jędrovizna 9a (042) 679-26-77

### OPOLE

- ◆ BK - „POLITECHNIKA” – Wydz. Budownictwa, ul. Katowicka 48 (077) 456-50-58 wew.333

### POZNAŃ

- ◆ Księgarnia „POLITECHNIK” – ul. Piotrowo 3 (061) 665-23-24
- ◆ Księgarnia Techniczna – ul. Półwiejska 28 (061) 659-00-38

### RYBNIK

- ◆ „ORBİTA” – ul. Rynek 12
- ◆ „NEMEZIS” – ul. Hallera 26

### TYCHY

- ◆ „IJA TOURS” - ul. Piłsudskiego 10 (217-00-91 w.130)

### WARSZAWA

- ◆ Studencka – Pl. Politechniki 1 (022) 628-77-58
- ◆ Techniczna - ul. Kaliskiego 15 (022) 666-98-02
- ◆ Techniczna – ul. Świętokrzyska 14
- ◆ MDM – ul. Piękna 31

### WROCLAW

- ◆ „TECH” – ul. Wybrzeże Wyspiańskiego 27

### ZABRZE

- ◆ Punkt Sprzedaży na Wydziale Organizacji i Zarządzania – ul. Roosevelta 26

BIBLIOTEKA GŁÓWNA  
Politechniki Śląskiej

P 3355/06/54

Druk: Drukarnia Gliwice, ul. Zwycięstwa 27, tel. 330 48 50