

POLITECHNIKA KOSZALIŃSKA

WYDZIAŁ MECHANICZNY
Katedra Mechaniki Precyzyjnej

mgr inż. Piotr Piątkowski

Rozprawa doktorska

Wpływ parametrów zasilania w układach
dwupaliwowych na efektywność energetyczną
tłokowego silnika spalinowego

Promotor
prof. nadzw. dr hab. inż. Tadeusz Bohdal

Koszalin 2007

Spis treści	
Wstęp	5
1. Obiegi porównawcze silników spalinowych z zapłonem iskrowym	8
1.1. Obieg Otta	8
1.2. Obieg Sabathégo	12
1.3. Obiegi rzeczywiste	13
1.4. Wskaźniki pracy silnika	16
1.5. Paliwa silnikowe – podział i ich właściwości	19
1.6. Energia odnawialna i paliwa ekologiczne	25
1.7. Czystość spalin – wymagania	35
2. Systemy zasilania tłokowych silników spalinowych z zapłonem iskrowym	39
2.1. System mieszalnikowy pierwszej generacji	40
2.2. System mieszalnikowy drugiej generacji	48
2.3. Systemy zasilania nadciśnieniowego LPG trzeciej generacji	53
2.4. System zasilania nadciśnieniowego IV-tej generacji	57
2.5. System zasilania wtryskowego fazą ciekłą LPG (LPi)	62
2.6. Kryteria optymalizacji algorytmów sterowania	66
3. Modele matematyczne pracy tłokowego silnika spalinowego	72
3.1. Klasyfikacja modeli	73
3.2. Charakterystyka wybranych modeli	74
3.2.1. Modele analityczno-empiryczne	74
3.2.2. Modele niekompletne	75
3.2.3. Modele kompletne	76
3.2.4. Modele zerowymiarowe (0D)	76
3.2.5. Modele quasi-wymiarowe	80
3.2.6. Modele n-wymiarowe	84
3.3. Podsumowanie analizy literatury	87
4. Cel, zakres i tezy pracy	90
4.1. Uzasadnienie wyboru tematu	90
4.2. Tezy pracy	91
4.3. Zakres pracy	92
5. Badania eksperymentalne	93
5.1. Cel i zakres badań eksperymentalnych	93
5.2. Przedmiot badań	94
5.3. Stanowisko badawcze	95

5.3.1. Modyfikacja układu zasilania silnika	107
5.4. Metodyka badań	109
5.5. Wyniki badań eksperymentalnych	110
5.5.1. Charakterystyki prędkościowe silnika zasilanego benzyną (SPI) oraz mieszanką propan-butan (II-generacji)	110
5.5.2. Analiza spalin	117
5.5.3. Wyniki adaptacji silnika FSO CE do zasilania mieszanką propan-butan w fazie ciekłej	123
5.5.4. Charakterystyka głównych parametrów silnika zasilanego benzyną i mieszanką propan-butan	133
5.5.5. Analiza ciśnienia indykowanego podczas roboczego cyklu pracy silnika	136
5.6. Podsumowanie wyników badań eksperymentalnych	143
6. Model matematyczny	146
6.1. Cel modelowania	146
6.2. Założenia modelu	147
6.3. Masa mieszanki dostarczonej do cylindra	152
6.4. Sprężanie ładunku mieszanki w cylindrze	153
6.4.1. Ciśnienie mieszanki na początku sprężania politropowego	153
6.4.2. Ciśnienie mieszanki na końcu suwu sprężania	154
6.4.3. Praca techniczna przemiany politropowej	154
6.5. Spalanie	154
6.5.1. Model spalania	155
6.5.2. Teoretyczne zapotrzebowanie tlenu	155
6.5.3. Rzeczywiste zapotrzebowanie powietrza do spalania	155
6.5.4. Ilość pierwiastków układu reakcyjnego	156
6.5.5. Wyznaczenie granicznej wartości współczynnika nadmiaru powietrza	156
6.5.6. Wyznaczenie ilości składników spalin	157
6.5.7. Udziały objętościowe składników spalin	158
6.5.8. Temperatura końca spalania	158
6.5.9. Ciśnienie końca spalania	159
6.5.10. Praca techniczna przemiany izochorycznej	160
6.6. Praca spalin w cylindrze	160
6.6.1. Ciśnienie i temperatura spalin w końcu procesu ekspansji	160
6.6.2. Praca techniczna przemiany politropowej 3-4	161
6.6.3. Praca techniczna przemiany izochorycznej 4-1	161
6.7. Moc silnika czterosuwowego	162

6.8. Wyniki obliczeń modelowych	162
6.8.1. Weryfikacja eksperymentalna modelu	164
6.9. Ocena wpływu parametrów zasilania na efekt pracy silnika	169
6.9.1. Wpływ zmiany wartości współczynnika nadmiaru powietrza na parametry pracy silnika	170
6.9.2. Wpływ położenia maksimum ciśnienia względem kąta obrotu wału korbowego w suwie pracy	174
6.9.3. Wpływ temperatury zasysanego powietrza	179
6.9.4. Wnioski	182
6.10. Kryteria adaptacji	183
6.11. Zakres wspólnych cech układów zasilania	185
6.11.1. Wspólny zakres wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ	186
6.11.2. Zakres wartości wspólnych kąta wyprzedzenia zapłonu	190
7. Wnioski dotyczące badań modelowych	198
8. Podsumowanie	200
Literatura	204

Wykaz najważniejszych oznaczeń i skrótów

- α , – współczynnik przyrostu ciśnienia, kąt obrotu wału korbowego
- β – współczynnik przyrostu objętości,
- ε – stopień sprężania,
- η – sprawność,
- η_v – sprawność objętościowa,
- λ – współczynnik nadmiaru powietrza,
- ν – lepkość,
- ρ – gęstość,
- σ – współczynnik napięcia powierzchniowego,
- φ – kąt obrotu wału korbowego,
- A – pole powierzchni,
- CNG* – skompresowany gaz ziemny, compressed natural gas,
 - c_p – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu,
 - c_v – ciepło właściwe przy stałej objętości,
- DMP, ZW* – dolny martwy punkt, zwrot wewnętrzny,
 - e – energia wewnętrzna właściwa, współczynnik elastyczności,
 - g_e – jednostkowe zużycie paliwa,
 - G_e – godzinowe zużycie paliwa,
- GMP, ZZ* – górny martwy punkt, zwrot zewnętrzny,
- LPG* – ciekłe paliwo gazowe, liquid petroleum gas
 - LPi* – wtrysk propanu w fazie ciekłej, wtrysk LPG w fazie ciekłej,
- L, W* – praca,
 - m – masa,
 - m, k – wykładnik politropy,
 - M_o – moment obrotowy,
- MPI* – wielopunktowy pośredni wtrysk benzyny,
 - n – prędkość obrotowa silnika,
 - N – moc,
- OBD* – system diagnostyki pokładowej, On Board Diagnosis,
 - p – ciśnienie,
- PM* – cząstki stałe,
- PWA* – pozycja wyjściowa silnika krokowego (aktuatora),
 - Q – ciepło,
 - s – skok tłoka,
 - S_i – prędkość płomienia turbulentnego,
 - t – czas,
 - V – objętość,
- X, x – udział masowy,
 - ZI* – silnik o zapłonie iskrowym,
 - ZS* – silnik o zapłonie samoczynnym,

Wstęp

Tłokowy silnik spalinowy stanowi obecnie jedno z najpowszechniej stosowanych źródeł napędu pojazdów mechanicznych. Stosowany jest również jako źródło napędu dla urządzeń technicznych, takich jak np.: agregaty prądotwórcze, sprężarki i inne maszyny robocze. Ta popularność wynika z łatwej adaptacji silnika tłokowego w różnych układach napędowych. Parametry robocze silnika (takie jak np., moc, gabaryty), łatwo dostosowuje się do warunków i potrzeb elementów napędzanych.

Z pracą silnika spalinowego związane są bardzo ściśle jego cechy i parametry. Do parametrów tych należą, między innymi, moc, moment obrotowy, zużycie paliwa, składniki spalin i poziom ich emisji itp. Wśród cech silnika można wyróżnić typ silnika (dwusuwowy, czterosuwowy), rodzaj zapłonu (zapłon iskrowy lub samoczynny), typ układu zasilającego (gaźnikowy, wtryskowy), itd.

W obecnej chwili priorytetem w zakresie konstrukcji układów napędowych pojazdów jest maksymalizacja parametrów użytkowych (moc, moment obrotowy) wobec minimalizacji zużycia paliwa i emisji składników spalin. Ze względu na to wiodącymi układami zasilania silników z zapłonem iskrowym są układy wtryskowe.

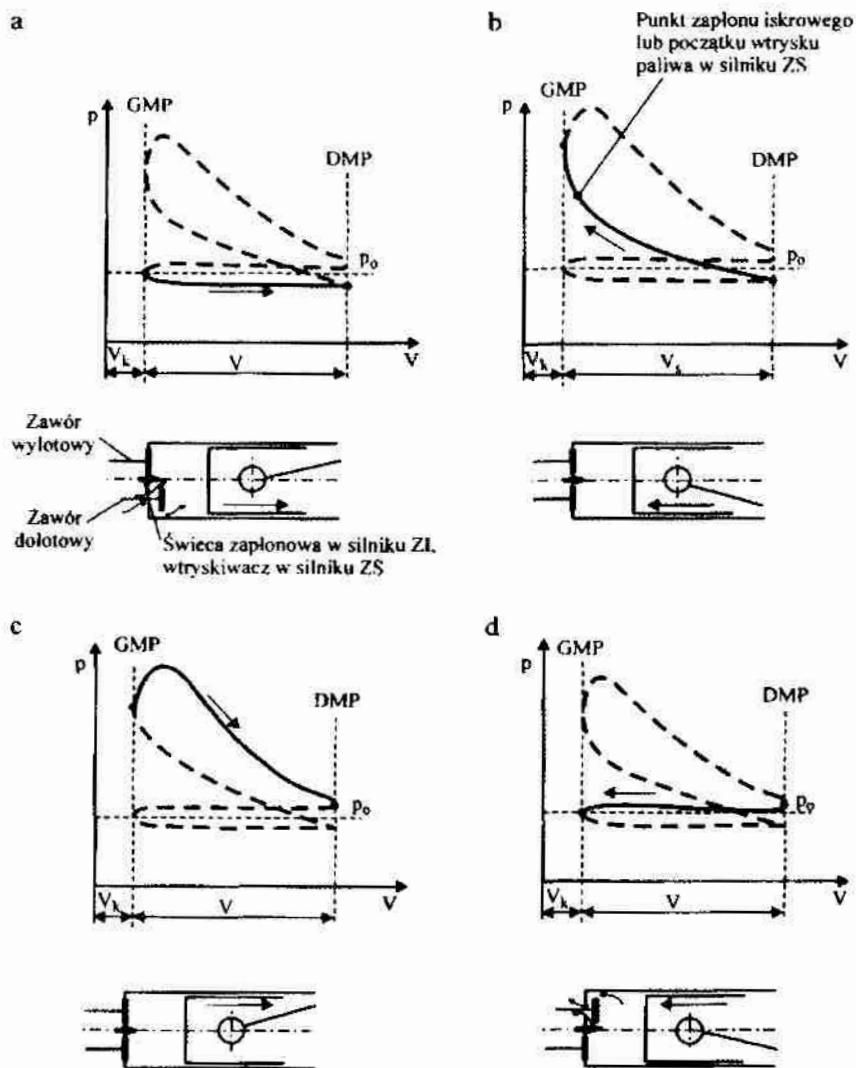
Na kształtowanie przebiegu wartości parametrów użytkowych silnika oraz emisję spalin znacząco wpływają parametry procesu zasilania silnika. Najważniejszymi czynnikami procesu zasilania jest stopień zgazowania (odparowania) paliwa, jednorodność mieszanki palnej i jej zawirowanie. Z czynnikami tymi związane są:

- właściwości paliwa,
- konstrukcja układu dolotowego,
- metoda zasilania paliwem, itp.

Parametry zasilania są zmienne w czasie i powinny być dostosowywane do bieżących warunków pracy silnika. Od stopnia powiązania sterowania silnikiem z chwilowymi warunkami pracy zależy, czy jednostka napędowa będzie w stanie sprostać wymaganiom (wartość parametrów użytecznych, poziom emisji składników spalin) stawianym w zadanych warunkach pracy. Układ sterujący na wyposażony w tory pomiarowe wartości wielkości charakteryzujących chwilowe warunki pracy (prędkość obrotowa, ciśnienie w kolektorze dolotowym, masowe natężenie przepływu powietrza, itp.) jest w stanie oszacować i wyznaczyć wartość wtryskiwanej masy

paliwa, kąta wyprzedzenia zapłony czy początku wtrysku. Obliczenia te są dokonywane w oparciu o wyznaczoną podstawową zależność pomiędzy głównymi parametrami pracy silnika np. prędkość obrotowa, otwarcie przepustnicy, natężenie przepływu powietrza. W rzeczywistości rzadko na podstawie tylko tych parametrów wyliczana jest dawka paliwa. Powodem tego jest ciągła zmiana warunków pracy i wpływ wielkości korekcyjnych (np. napięcie zasilania) na wartość bazowej dawki paliwa. Ciągła zależność zmiany stanu technicznego silnika oraz stanu torów pomiarowych i warunków pracy wpływają na wartość wielkości charakterystycznych układu. Modyfikację tą czyni układ adaptacyjny „obserwujący” reakcję silnika na zadane parametry pracy. Jednak chcąc zrealizować proces sterowania możliwie najbardziej korzystny pod względem zarówno ekonomicznym, użytkowym jak i ekologicznym należy wyznaczyć obszar opisujący kompromis parametryczny pomiędzy tymi różnymi kryteriami. Niniejsza praca przedstawia zagadnienia związane z możliwością i skutkami adaptacji do zasilania paliwem propan-butan silników czterosuwowych o zapłonie iskrowym. Powodem wybrania tego typu silnika jest jego popularność oraz możliwie niewielkie trudności do adaptacji systemu zasilania mieszanką propan-butan.

Podstawą rozważań jest analiza zasady pracy silnika czterosuwowego, a szczególności tych procesów, które znacząco wpływają na wzrost efektywności energetycznej silnika. Na rysunku 1.1 przedstawiono schemat zasady działania silnika czterosuwowego. Pierwszy suw – suw ssania – rozpoczyna się, gdy tłok przemieszcza się od górnego martwego punktu (GMP) do dolnego (DMP, rys.1.1a). Jest suw niezbędny do tego, aby do przestrzeni roboczej wpłynął ładunek powietrza (np. ZS - silniki zapłonem samoczynnym) lub mieszanka paliwowo-powietrzna (ZI - silniki zapłonem iskrowym). W tym suwie zawór wylotowy jest zamknięty, zawór dolotowy otwarty. Tłok przemieszczając się zwiększa objętość przestrzeni roboczej, przez co zmniejsza się ciśnienia i następuje napływ świeżego ładunku do cylindra.



Rys. 1.1. Zasada działania silnika czterosuwowego [64]

a — suw doloty, b — suw sprężania, c — suw pracy (rozprężania), d — suw wylotu

Suw drugi (sprężanie) przebiega przy zamkniętych zaworach (dolotowym i wylotowym), gdy tłok przemiesza się od dolnego do górnego martwego punktu (rys.1.1b) Pod koniec tego suwu, przed górnym martwym punktem (GMP) następuje zapłon (silniki ZI) lub wtrysk paliwa (silniki ZS). Dzięki temu rozpoczyna się proces spalania paliwa. Okres ten przenosi się na suw trzeci rozprężania (pracy). W suwie pracy (rys.1.1c) tłok wędruje od górnego do dolnego martwego punktu (DMP). Suw ten charakteryzuje się wystąpieniem maksimum wartości ciśnienia indykowanego w czasie całego cyklu pracy silnika tłokowego. Przebieg ciśnienia w tym suwie w znacznej mierze decyduje o parametrach użytkowych silnika. Należy tak dobierać parametry wejściowe do suwu pracy, aby był on najbardziej efektywny.

Suw czwarty (wydechu) przedstawiony graficznie na rysunku 1.1d ma za zadanie opróżnić przestrzeń roboczą ze spalin. W suwie ty zawór dolotowy pozostaje zamknięty, natomiast otwiera się zawór wylotowy. Tłok przemieszcza się od dolnego do górnego martwego punktu objętość powoduje opróżnienie ze spalin przestrzeni roboczej. Pod koniec suwu wydechu, gdy tłok osiąga zwrot zewnętrzny, otwiera się także zawór dolotowy. Ma to na celu przepłukanie świeżym ładunkiem komory spalania z pozostałych w niej spalin.

1. Obiegi porównawcze silników spalinowych z zapłonem iskrowym

Budowa podstawowych obiegów teoretycznych została oparta na następujących założeniach:

- w obiegu bierze udział gaz doskonały, czyli gaz o stałych wartościach ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu c_p i stałej objętości c_v , a więc wszystkie przemiany należą do rodziny przemian politropowych (ciepło właściwe przemiany $c=const$),
- masa gazu biorącego udział w obiegu jest również stała,
- sprężanie i rozprężanie czynnika odbywa się bez wymiany ciepła ze ściankami (izentropowo, czyli wykładnik izentropii $k = c_p/c_v$),
- doprowadzanie ciepła do czynnika odbywa się przy stałej objętości (izochorycznie, czyli $k \rightarrow \infty$) lub ciśnieniu (izobarycznie, czyli $k=0$), odprowadzanie zaś przy stałej objętości,
- podczas realizacji przemian nie występują straty przepływu czynnika.

1.1. Obieg Otta

Schemat obiegu *Otta* w układzie współrzędnych p - V podano na rysunku 1.2.

Jeżeli przez Q_d oznaczymy ilość ciepła doprowadzonego do obiegu, a przez Q_w ilość ciepła wyprowadzonego z obiegu, można zapisać I Zasadę Termodynamiki w postaci:

$$\Delta U_{ob} = Q_d - Q_w \quad (1.1)$$

gdzie:

ΔU_{ob} – przyrost energii – równy jest zeru, ponieważ stan początkowy układu odpowiada stanowi końcowemu.

Na podstawie tego zapisu ciepło obiegu Q_{ob} równe jest liczbowo pracy obiegu L_{ob} .

$$Q_{ob} = L_{ob}. \quad (1.2)$$

Następnie wykorzystując II Zasadę Termodynamiki dla obiegu prawobieżnego:

$$Q_{ob} = Q_d - Q_w, \quad (1.3)$$

gdzie:

Q_d – ciepło doprowadzone do obiegu,

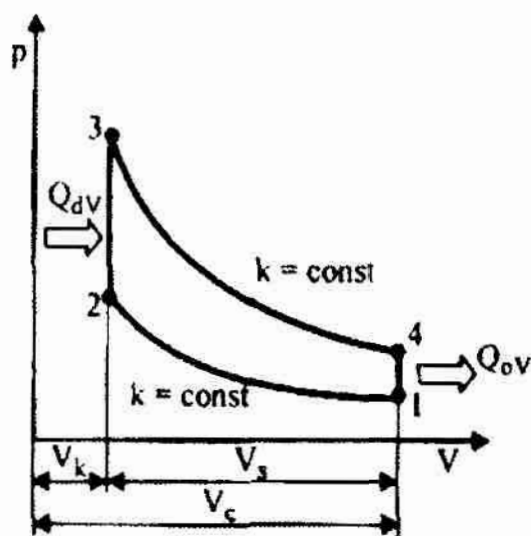
Q_w – ciepło wyprowadzone z obiegu,

oraz założenia obiegu teoretycznego, można określić pracę obiegu L_{ob} , zwaną pracą teoretyczną L_t :

$$L_{ob} = L_t = Q_{dV} - Q_{oV}, \quad (1.4)$$

gdzie, przez Q_{dV} oznaczono ciepło dostarczone przy stałej objętości (V), natomiast przez Q_{oV} ciepło odprowadzone przy stałej objętości (V).

W interpretacji graficznej pracę teoretyczną obiegu *Ott* na wykresie p - V obrazuje pole zawarte między liniami krzywymi przemian łączącymi stany 1-2-3-4-1.



Rys. 1.2. Teoretyczny obieg *Ott*

V_k – objętość komory spalania, V_s – objętość skokowa, V_c – objętość całkowita,
 k – wykładnik politropy sprężania/rozprężania

W obiegu *Otta* ciepło doprowadzane Q_{dV} jest w przemianie izochorycznej 2-3, a wyprowadzane Q_{oV} w przemianie izochorycznej 4-1. Sprawność teoretyczna obiegu η_t , jest ilorazem pracy teoretycznej L_t obiegu do wartości ciepła dostarczanego Q_{dV} do tego obiegu;

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_{dV}} = \frac{Q_{dV} - Q_{oV}}{Q_{dV}} \quad (1.5)$$

Wygodnym parametrem służącym do porównań obiegów teoretycznych jest średnie ciśnienie teoretyczne p_t , będące wielkością obliczeniową. Jest to zastępcze stałe ciśnienie, przy którym silnik w jednym suwie pracy wykonuje taką samą pracę teoretyczną L_t , jak przy zmiennym ciśnieniu w czasie całego obiegu. Przedstawia to zależność:

$$p_t \cdot V_s = L_t, \quad (1.6)$$

gdzie przez V_s oznaczono objętość skokową.

Można stwierdzić, że średnie ciśnienie teoretyczne p_t odpowiada ilorazowi pracy teoretycznej L_t obiegu odniesionej do jednostki objętości skokowej cylindra V_s :

$$p_t = \frac{L_t}{V_s} \quad (1.7)$$

Wykorzystując, że;

- ilość ciepła dostarczonego lub odprowadzonego w trakcie trwania przemiany izochorycznej Q_v ;

$$Q_v = c_v \cdot \Delta T, \quad (1.8)$$

gdzie przez c_v jest ciepłem właściwym przy stałej objętości, a ΔT różnica temperatur czynnika w przemianie izochorycznej;

- stopień sprężania ε ,

$$\varepsilon = \frac{V_c}{V_k}, \quad (1.9)$$

gdzie:

V_c - oznacza objętość całkowitą cylindra,

V_k - objętość komory spalania.;

- stopień przyrostu ciśnienia w procesie dostarczania ciepła α ;

$$\alpha = \frac{p_3}{p_2}, \quad (1.10)$$

gdzie:

p_2 – ciśnienie czynnika w cylindrze w stanie początkowym przed dostarczeniem ciepła,

p_3 – ciśnienie czynnika w cylindrze w stanie końcowym po dostarczeniu ciepła;

- wykładnik izentropy sprężania lub rozprężania k ;

$$k = \frac{c_p}{c_v}, \quad (1.11)$$

c_p – ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu,

c_v – ciepło właściwe przy stałej objętości,

można przedstawić sprawność teoretyczną i średnie ciśnienie teoretyczne w postaci [64]:

$$\eta_{\text{Otta}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (1.12)$$

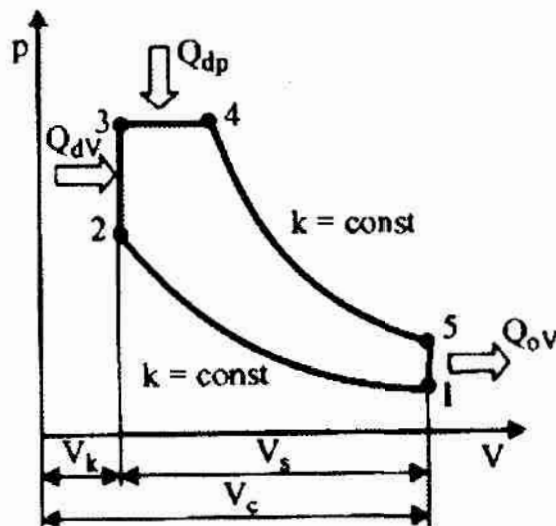
$$p_{\text{Otta}} = p_1 \frac{\varepsilon^k \eta_i (\alpha - 1)}{(k - 1)(\varepsilon - 1)}. \quad (1.13)$$

Obieg teoretyczny *Otta* stosuje się jako obieg porównawczy do obiegu rzeczywistego tłokowego silnika spalinowego z zapłonem iskrowym, ponieważ proces dostarczania ciepła (spalanie) uznano za zjawisko zachodzące przy stałej objętości komory spalania. Dobrze on odzwierciedla warunki pracy silników wolnoobrotowych. Przy takim założeniu proces dostarczania ciepła zbliżony jest do przemiany izochorycznej, gdzie spalaniu towarzyszyło niewielkie przesunięcie tłoka, a zatem nieznacznej zmianie objętości komory spalania. W dobie obecnej nie stosuje się w pojazdach samochodowych silników wolnoobrotowych. Dlatego obieg *Otta* wykorzystywany jest do wstępnych obliczeń spalania mieszanki i dostarczania ciepła.

1.2. Obieg Sabathého

Teoretycznym obiegiem, który przyjmuje się jako porównawczy podczas analizy dla współczesnego tłokowego silnika spalinowego z zapłonem zarówno iskrowym, jak i samoczynnym jest obieg tzw. mieszany, nazwany od nazwiska jego twórcy obiegiem *Sabathého*.

Schemat obiegu *Sabathého* w układzie p - V obrazuje rysunek 1.3. Ciepło dostarczane jest w dwóch przemianach: izochorycznej 2-3 ($V=const$) i izobarycznej 3-4 ($p=const$). W przypadku silników o zapłonie samoczynnym obieg ten charakteryzuje się większymi wartościami stopnia przyrostu objętości β , natomiast w przypadku silników o zapłonie iskrowym większymi wartościami stopnia przyrostu ciśnienia α .



Rys. 1.3. Teoretyczny obieg Sabathého.

V_k – objętość komory spalania, V_s – objętość skokowa, V_c – objętość całkowita,
 k – wykładnik politropy sprężania/rozprężania

Stosując oznaczenia podane na rysunku 1.3 praca teoretyczna L_t obiegu wynosi;

$$L_t = Q_{dv} + Q_{dp} - Q_{ov} \quad (1.14)$$

Sprawność teoretyczną η_t obiegu opisuje zależność;

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_{dv} + Q_{dp}} = \frac{Q_{dv} + Q_{dp} - Q_{ov}}{Q_{dv} + Q_{dp}} \quad (1.15)$$

Po uwzględnieniu zależności opisujących przyrost objętości β zgodnie z zależnością:

$$\beta = \frac{V_4}{V_3} \quad (1.16)$$

oraz uwzględniając równania (1.9), (1.10), (1.11), po wykonaniu przekształceń uzyskuje się wzory do obliczenia sprawności teoretycznej oraz średniego ciśnienia teoretycznego obiegu *Sabathého* w postaci [64]:

$$\eta_{i_{Sabathého}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\alpha\beta^k - 1}{(\alpha - 1) + k\alpha(\beta - 1)}, \quad (1.17)$$

$$p_{i_{Sabathého}} = p_1 \frac{\varepsilon^k \eta_i [(\alpha - 1) + k\alpha(\beta - 1)]}{(k - 1)(\varepsilon - 1)}. \quad (1.18)$$

Teoretyczny obieg *Sabathého* może służyć jako modelowy opis zjawisk termodynamicznych zachodzących we współczesnych szybkoobrotowych silnikach spalinowych zarówno o zapłonie samoczynnym, jak i iskrowym. Należy jednak pamiętać o tym, że zróżnicowaniu ulegną udziały ciepła dostarczanego w przemianach izochorycznej i izobarycznej.

1.3. Obiegi rzeczywiste

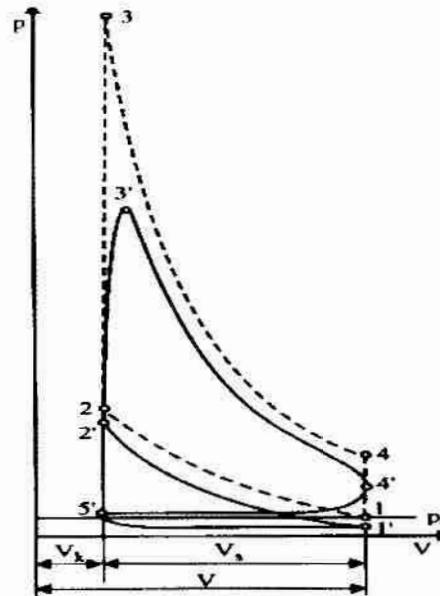
Procedura eksperymentalna zwana „indykowaniem” polega na rejestracji ciśnienia czynnika w cylindrze oraz przyporządkowaniu mu wartości kąta położenia wału korbowego, a w konsekwencji aktualnej wartości objętości komory spalania. W ten sposób otrzymuje się wykres indykatorowy pracy silnika rzeczywistego.

Do rejestrowania ciśnienia są najczęściej wykorzystywane piezokwarcowe czujniki, współpracujące z systemem wzmacniania sygnału oraz komputerowym systemem rejestracji i przetwarzania danych. W przypadku silników wolnoobrotowych stosowano mechaniczno-pneumatyczne systemy indykowania silników spalinowych.

Wykresy indykatorowe służą do określania podstawowych wielkości charakteryzujące obieg rzeczywisty min. obciążeń mechanicznych i cieplnych elementów silnika. Pozwalają także na obliczenie wielu wskaźników opisujących pracę silnika, a w konsekwencji mogą być podstawą optymalizacji konstrukcji silnika i jego parametrów.

Obieg rzeczywisty silnika spalinowego (rys. 1.4) różni się znacznie od teoretycznych:

- z powodu przyjęcia różnych założeń upraszczających przy obliczaniu obiegów teoretycznych,
- obiegi rzeczywiste uwzględniają procesy wymiany ładunku w cylindrze silnika.



Rys. 1.4. Porównanie teoretycznego obiegu Otta i rzeczywistego obiegu silnika o zapłonie iskrowym (ZI)

1-2-3-4 – obieg teoretyczny, 1'-2'-3'-4'-5'-1' – obieg rzeczywisty

Na rysunku 1.4 przedstawiono przykładowo w układzie współrzędnych $p-V$ teoretyczny obieg *Otta* i zarejestrowany rzeczywisty obieg silnika o zapłonie iskrowym (ZI). Różnice między przedstawionymi obiegami są następujące:

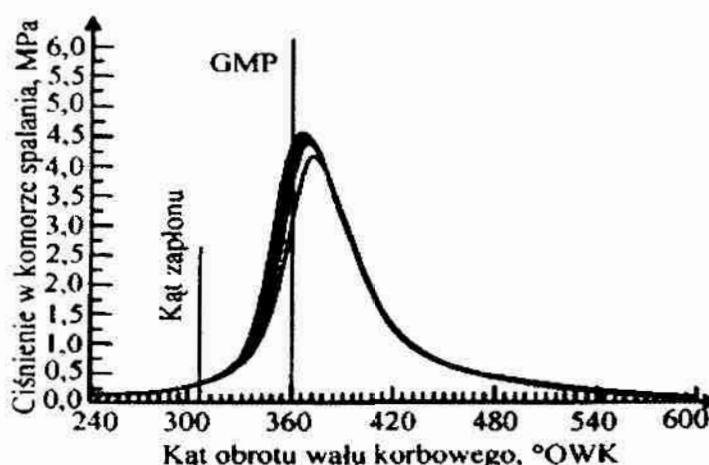
- wykres obiegu rzeczywistego zawiera dwie dodatkowe przemiany w obiegu silnika, wynikające w tym przypadku z zasady pracy czterosuwowego silnika ZI. Wprowadza to tzw. pętlę „ujemnej” pracy obiegu,
- przemiana odpowiadająca suwowi wylotu spalin $4'-5'$ odbywa się przy wyższym ciśnieniu w komorze spalania, niż ciśnienie otoczenia, zaś proces napełniania przy ciśnieniu niższym $5'-1'$,
- przemiana sprężania w silniku rzeczywistym rozpoczyna się zatem od ciśnienia w stanie $1'$ (niższym niż w porównaniu z obiegiem teoretycznym),
- przemiana sprężania $1'-2'$ przebiega w układzie $p-V$ poniżej przemiany sprężania w obiegu teoretycznym $1-2$, przy czym wykładnik politropy sprężania m , opisującej rzeczywiste (niepolitropowe) sprężanie, jest na ogół wyższy niż wykładnik

izentropy k - na skutek przepływu ciepła od gorących ścianek cylindra do czynnika (krzywa $1'-2'$ jest bardziej stroma niż krzywa $1-2$).

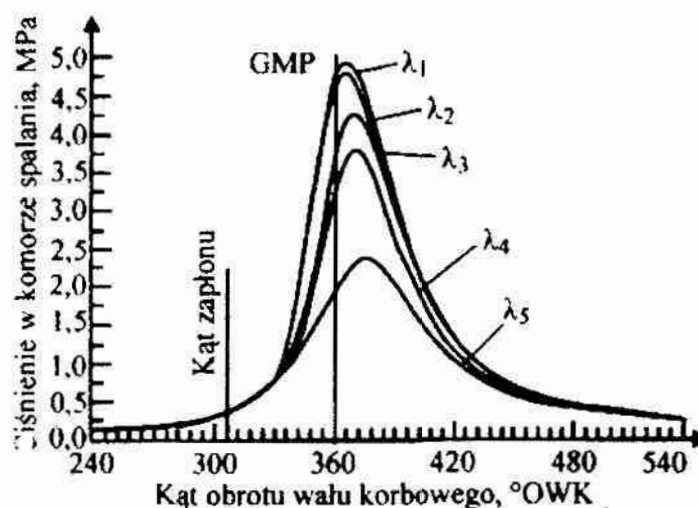
- przemiana w której następuje doprowadzanie ciepła na skutek zmian objętości komory spalania, (szczególnie w wyniku jej wzrostu po przekroczeniu górnego martwego punktu) odbiega wyraźnie w silniku rzeczywistym od procesu izochorycznego charakterystycznego dla obiegu teoretycznego. Skutkuje to zmniejszeniem wartości ciśnień maksymalnych obiegu rzeczywistego (punkt $3'$ leży poniżej punktu 3).
- przemiana rozprężania $3'-4'$ jest przemianą, która może być opisana politropą o wyższym wykładniku m , niż wykładnik izentropy k , ($m < k$) wskutek wymiany ciepła między spalinami i powierzchnią cylindra.

Rzeczywiste przebiegi zmian ciśnienia od kąta obrotu wału korbowego różnią się znacznie w wyniku niepowtarzalności wielu parametrów charakteryzujących poszczególne przemiany obiegu, np. niepowtarzalność napełnień cylindra ładunkiem powietrza oraz dawką paliwa, niepowtarzalność zjawisk falowych w kolektorze dolotowym i wylotowym (rys.1.5). Dlatego do celów porównawczych, jak również do obliczeń parametrów charakteryzujących proces spalania dokonuje się uśrednienia wartości wykresu indykatorowego z większej liczby kolejnych przebiegów (najczęściej około 100).

Przykładowo uśrednione wykresy indykatorowe, dla różnych wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ , przedstawiono na rys. 1.6.



Rys.1.5. Kolejne przebiegi rzeczywiste silnika 170.A01 przy $n=const$ [88]



Rys. 1.6. Uśrednione rzeczywiste wykresy indykatorowe dla różnych wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ . [88]

1.4. Wskaźniki pracy silnika

Wskaźnikami pracy silnika są wielkości, opisane konkretną wartością liczbową, dotyczące charakterystycznych cech pracy silnika. Poniżej scharakteryzowano ważniejsze wskaźniki pracy silnika.

Prędkość obrotowa oznaczana jest symbolem n i określa liczbę obrotów wału korbowego silnika w jednostce czasu [obr/s]; w praktyce odnosi się ją do podstawy czasu przyjętej na poziomie jednej minuty [obr/min].

Silniki o zapłonie iskrowym możemy podzielić ze względu na prędkość obrotową na;

- wolnoobrotowe – $n < 1000$ [obr/min],
- średnioobrotowe – $n = 1000 \div 2800$ [obr/min],
- szybkoobrotowe – $n > 2800$ [obr/min].

Moment obrotowy jest wielkością mierzoną na wale korbowym, jego wartość jest zmienna w czasie i zależy od liczby cylindrów oraz masy koła zamachowego. Dla silnika jednocylindrowego zależność na wartość momentu obrotowego przyjmuje postać:

$$M_o = \frac{V_s}{2\pi\tau} \cdot p_e, \quad (1.19)$$

gdzie:

V_s – objętość skokowa cylindra,

τ – współczynnik określający typ silnika, $\tau=0.5$ dla silnika czterosuwowego,
 $\tau=1$ dla silnika dwusuwowego.

p_e – średnie ciśnienie użyteczne.

Do obliczeń przyjmowana jest jego wartość średnia oznaczana symbolem M_o [Nm].

Moc jako zdolność do wykonania pracy L w jednostce czasu t jest wielkością obliczeniową wynikającą z wartości momentu obrotowego M_o jak i wartości prędkości obrotowej n . Określana jest wg zależności;

$$N = \frac{L}{t} = \frac{M_o \cdot 2\pi}{1} \cdot n = M_o \cdot 2\pi \cdot n, [\text{W}]. \quad (1.20)$$

Moc określona za pomocą zależności (1.17) zwana jest mocą użyteczną i oznaczana jest symbolem N_e . Można ją przedstawić w postaci równania;

$$N_e = M_o \cdot 2\pi \cdot n, [\text{W}]. \quad (1.21)$$

Średnie ciśnienie indykowane p_i jest wielkością obliczeniową ciśnienia wynikającą z zarejestrowanego rzeczywistego obiegu silnika. Średnie ciśnienie indykowane jest to takie stałe ciśnienie, które działając na tłok w czasie jednego suwu pracy wykona taką samą pracę, jak zmienne ciśnienie w cylindrze silnika podczas całego obiegu:

$$p_i = \frac{L_i}{V_s}, \quad (1.22)$$

gdzie:

L_i – prac indykowana,

V_s - objętość skokowa.

Średnie ciśnienie użyteczne (efektywne) p_e to wielkość obliczeniowa interpolowana. Jest to takie teoretycznie stałe ciśnienie działające na tłok w czasie jednego suwu pracy, które pozwala na wykonać pracę równoważną pracy momentu obrotowego M_o w czasie jednego pełnego obiegu silnika.

Dla silnika czterosuwowego średnie ciśnienie efektywne opisuje zależność:

$$p_e = \frac{M_o \cdot 4\pi}{V_s}, \quad (1.23)$$

natomiast dla silnika dwusuwowego jest:

$$p_e = \frac{M_o * 2\pi}{V_s}. \quad (1.24)$$

Sprawność teoretyczna η_t silnika wyraża iloraz pracy teoretycznej L_t obiegu do ilości ciepła dostarczonego do obiegu Q_d :

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q_d}. \quad (1.25)$$

Sprawność indykowana η_i silnika to iloraz pracy indykowanej L_i oraz pracy teoretycznej obiegu L_t :

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_t}. \quad (1.26)$$

Sprawność cieplna η_c silnika określa iloraz pracy indykowanej L_i do ilości ciepła dostarczonego do obiegu Q_d [89]:

$$\eta_c = \frac{L_i}{Q_d}. \quad (1.27)$$

Sprawność mechaniczna η_m określona jest ilorazem pracy efektywnej L_e do pracy indykowanej L_i :

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i}. \quad (1.28)$$

Sprawność ogólna η_o silnika wyrażona jest przez iloraz pracy efektywnej L_e do ciepła dostarczonego do obiegu Q_d :

$$\eta_o = \frac{L_e}{Q_d}. \quad (1.29)$$

Można ją także zapisać jako iloczyn poprzednio podanych sprawności, czyli:

$$\eta_o = \eta_t \eta_i \eta_m. \quad (1.30)$$

Godzinowe zużycie paliwa G_e jest to iloraz masy paliwa m_{pal} dostarczonego i zużytego podczas pracy silnika czasie t :

$$G_e = \frac{m_{pal}}{t}; \left[\frac{kg}{h} \right]; \left[\frac{kg}{s} \right], \quad (1.31)$$

gdzie:

t – czas pracy silnika.

Jednostkowe zużycie paliwa g_e opisane jest ilorazem godzinowego zużycia paliwa G_e i uzyskanej mocy efektywnej (użytecznej) N_e :

$$g_e = \frac{G_e}{N_e}; \left[\frac{kg}{kWh} \right]; \left[\frac{kg}{kWs} \right]. \quad (1.32)$$

Średnia prędkość tłoka c_{sr} wyraża iloczyn skoku tłoka s oraz prędkości obrotowej n :

$$c_{sr} = 2sn; \left[\frac{m}{s} \right]. \quad (1.33)$$

Objęściowy wskaźnik mocy N_V iloraz uzyskanej mocy użytecznej N_e oraz objętości skokowej silnika V_s :

$$N_V = \frac{N_e}{V_s}; \left[\frac{kW}{dm^3} \right]. \quad (1.34)$$

1.5. Paliwa silnikowe – podział i ich właściwości

Wśród najważniejszych parametrów paliw silnikowych należy wyróżnić **wartość opałową** W . Wyraża ona ilość ciepła uzyskanego ze spalania całkowitego i zupełnego jednostki masy lub objętości paliwa w warunkach, gdy cała woda zawarta w spalinach jest w stanie gazowym. W przypadku silników tłokowych ważna jest tzw. dolna wartość opałowa. Podczas jej określania pomija się ilość ciepła wydzielanego podczas skraplania pary wodnej zawartej w spalinach. Zjawisko występuje poza komorą spalania i energia uzyskiwana z tej reakcji jest najczęściej tracona.

Następnym ważnym parametrem jest **stała stechiometryczna**. Opisuje ona zapotrzebowanie masy powietrza do spalania całkowitego i zupełnego jednego kilograma paliwa. Kolejnym ważnym parametrem określającym przydatność paliwa jako źródło energii szczególnie w przypadku silników o zapłonie iskrowym jest **liczba oktanowa** LO . Jest to miara odporności paliwa na spalanie stukowe [6]. Wiąże się ją z konstrukcją silnika (stopień sprężania) oraz charakterystyką kąta wyprzedzenia

zapłonu. Określa się ją na podstawie badań i porównania z paliwem wzorcowym (mieszanina izooktanu i n-heptanu) na silniku wzorcowym o zmiennym stopniu sprężania. W zależności od metodyki badania określa się *LOB (RON)* lub *LOM (MON)*. *LOB* to liczba oktanowa określona metodą badawczą wg normy PN-EN 25164:2002(U) ($n=600$ obr/min). Natomiast *LOM* określa metodą motoryczną wg PN-EN 25163:2002(U) ($n=900$ obr/min). Różnica pomiędzy tymi parametrami nie powinna przekroczyć wartości dziesięciu jednostek, z których mniejszą wartość reprezentuje *LOM*. Wartość *LOB* służy jako kryterium podziału paliw i widnieje na dystrybutorach.

Do zasilania tłokowych silników spalinowych stosowane są najczęściej paliwa ciekłe. Zastosowanie to wynika z ich właściwości paliw ciekłych, których najkorzystniejsze to:

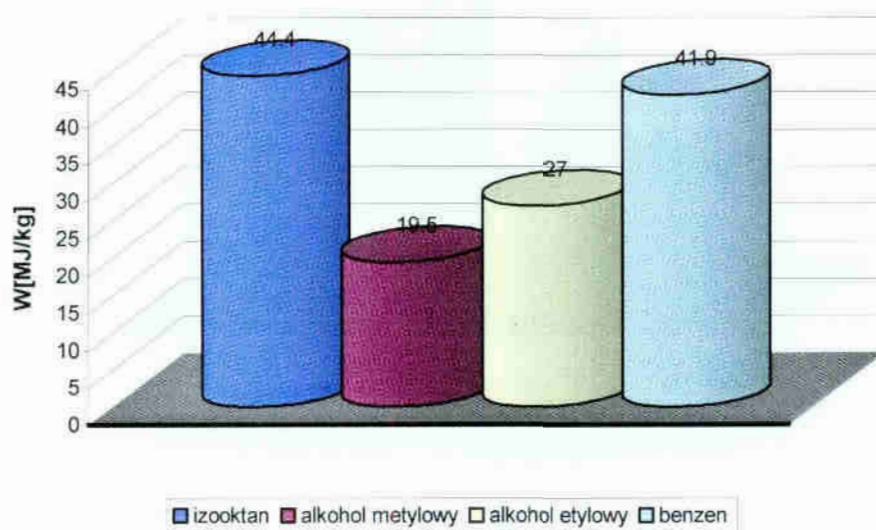
- duża wartość opałowa (rys. 1.7÷1.9),
- łatwość transportu, przechowywania i dystrybucji,
- dość łatwy sposób zapewnienia wysokiego poziomu bezpieczeństwa użytkownikowi, jak i personelowi.

Jednak paliwa ciekłe posiadają także wady, z których najważniejsza jest ograniczenie wynikające ze stopnia odparowania ciekłego paliwa, dla podtrzymania procesów spalania w cylindrze.

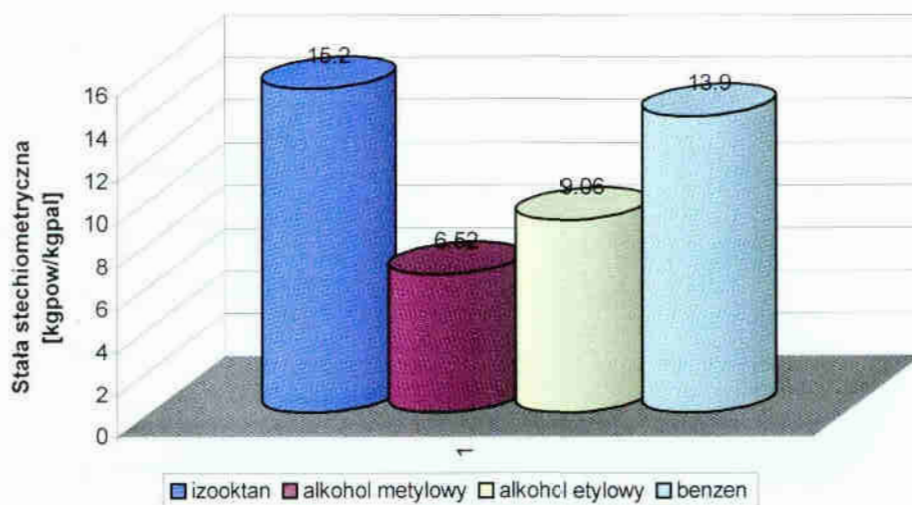
Z paliw ciekłych, które najczęściej są stosowane do silnikowych układów zasilania można wyróżnić [6, 69]:

- *benzyna* – jako najbardziej popularne paliwo stosowane do silników samochodowych z zapłonem iskrowym. Jest mieszaniną węglowodorów o temperaturze wrzenia od $30\div 215^{\circ}\text{C}$ (benzyna bazowa lekka, frakcja butanowa, reformat, izomerizat, benzyna z krakingu, aliklat);
- *alkohole* – głównie alkohole metylowy (CH_3OH) oraz etylowy ($\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$). Stosuje się je bezpośrednio do zasilania silników o zapłonie iskrowym (ZI) lub mogą być stosowane, jako dodatek do benzyn, podnoszący odporność na spalanie detonacyjne. Stosowane są również w systemach zasilania silników dwupaliwowych;
- *oleje napędowe* – stanowią podstawę w systemach zasilania silników z zapłonem samoczynnym (ZS). Temperatura wrzenia tego paliwa zawiera się między $170\div 380^{\circ}\text{C}$;

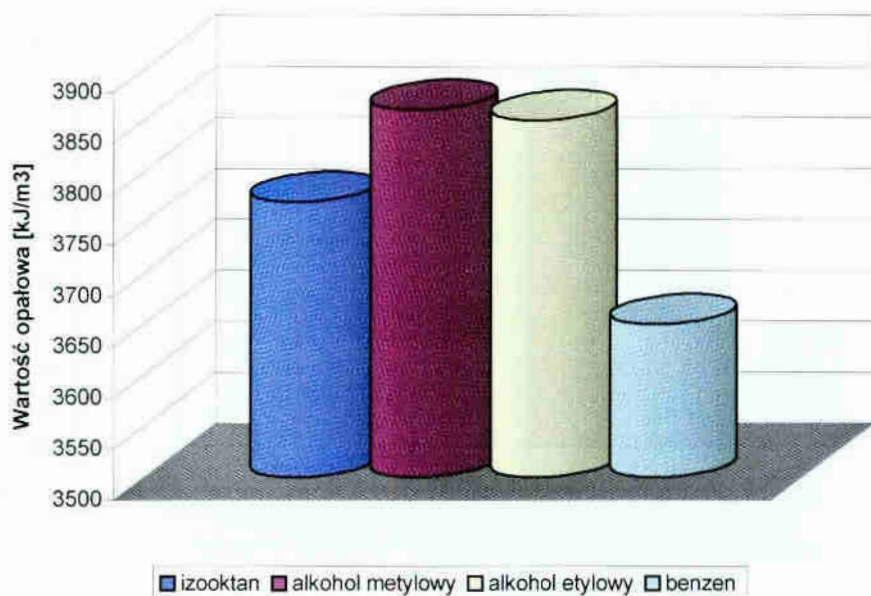
- *nafta* – może być stosowana do silników ZI o niskim stopniu sprężania, jak i do silników ZS, lecz jedynie wolnoobrotowych, ze względu na znaczną zwłokę samozapłonu i wydłużony czas spalania.



Rys.1.7. Wartość opałowa paliw ciekłych



Rys.1.8. Wartość stałej stechiometrycznej składników paliw



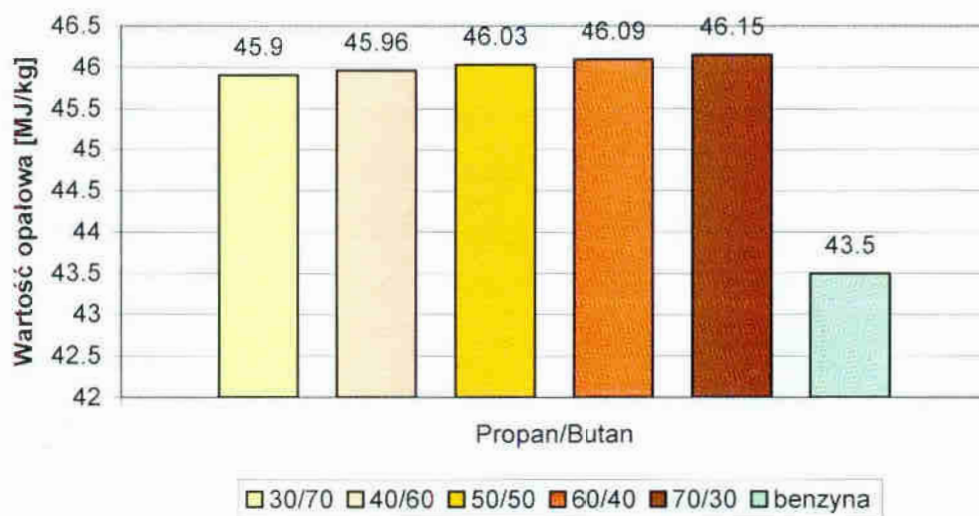
Rys. 1.9. Wartość opałowa czystych składników paliw

Oprócz paliw ciekłych wykorzystuje się w silnikowych układach zasilania jako paliwa gazy i mieszaniny gazów. Wśród nich można wymienić:

- metan (CH_4),
- wodór (H_2),
- gaz ziemny (głównie CH_4),
- gaz koksowniczy (H_2 , CH_4 , CO),
- gaz fermentacyjny (CH_4 , CO_2),
- butan (C_4H_{10}),
- propan (C_3H_8),
- mieszanina propanu i butanu LPG (*Liquid Petroleum Gas*).

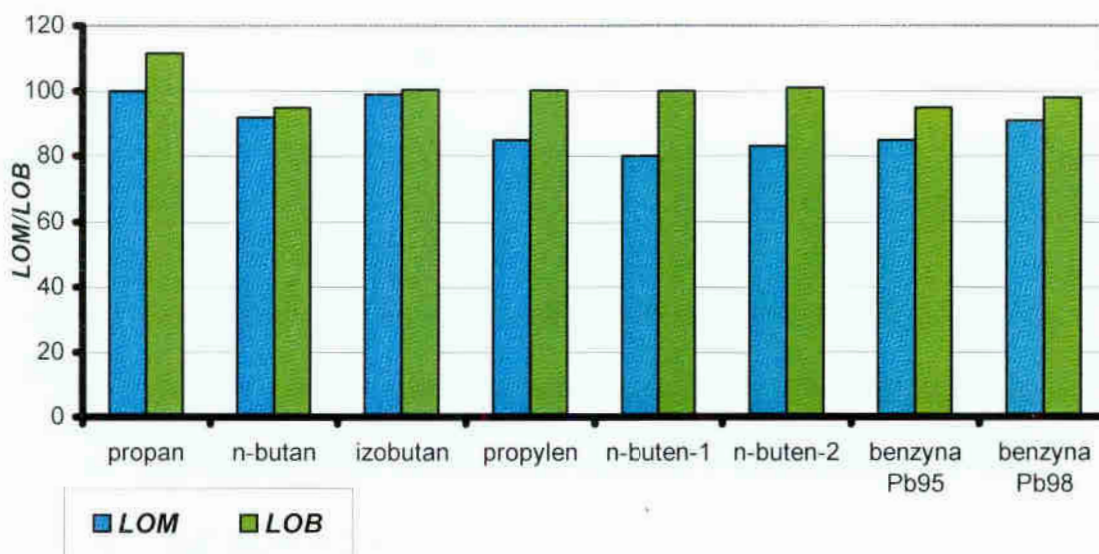
Z uwagi na to, że najbardziej popularnym paliwem gazowym jest LPG i stosuje się go do zasilania silników typu ZI przedstawiono najważniejsze cechy (rys. 1.10 i 1.11) tego paliwa, w porównaniu z benzyną.

Skład chemiczny LPG oparty jest głównie na trzech składnikach węglowodorowych: propanie, n-butanie i izobutanie (dwa ostatnie, o takim samym wzorze chemicznym, lecz o innej budowie cząsteczki). Oprócz nich w LPG występują w mniejszych udziałach: etan, izomery butanu oraz węglowodory, o większej liczbie atomów w cząsteczce.



Rys.1.10. Zestawienie porównawcze wartości opalowej mieszaniny LPG przy różnych udziałach objętościowych składników oraz typowej benzyny (95-oktanowej) [65]

Z rysunku 1.10 wynika, że wartość opalowa mieszanek LPG jest większa, niż tradycyjnej benzyny 95 oktanowej. Ze względu na niską gęstość, wartość opalowa mieszaniny LPG odniesiona do 1dm^3 jest mniejsza, w porównaniu z benzyną o około 24% (dla fazy ciekłej, pod ciśnieniem pary w temperaturze $+15^\circ\text{C}$). Wynikiem tego jest zwiększone zużycie objętościowe mieszaniny LPG w stosunku do benzyny w tych samych warunkach pracy silnika.



Rys.1.11. Zestawienie porównawcze wartości liczby oktanowej badawczej (LOB) i liczby oktanowej motorycznej (LOM) dla różnych paliw [5]

Liczba oktanowa (rys.1.11) zarówno motoryczna, jak i badawcza jest wyższa w przypadku paliw gazowych. Dzięki temu można zmienić wartość kąta wyprzedzenia zapłonu tak, aby uzyskać wyższą moc silnika.

Wymagania odnośnie jakości i własności mieszaniny LPG określone są w normie PN-82/C-96000 „Przetwory naftowe. Gazy węglowodorowe (ciekłe C₃-C₄)” [65]. Wg wymienionej normy rozróżnia się następujące rodzaje mieszanin;

- A – butan techniczny,
- B – propan-butan techniczny,
- C – propan techniczny.

Jako paliwo do zasilania spalinowych silników samochodowych wykorzystuje się mieszaniny B i C.

Od 1998 roku obowiązuje nowa norma PN-C-96008:1998 „Przetwory naftowe. Gazy węglowodorowe. Gazy skroplone (C₃-C₄)” [65]. Jednak norma ta nie obejmuje paliw stosowanych do układów zasilania silników spalinowych i do nich stosuje się normę PN-C-96000:1986.

Efektywność objętościowa silnika zasilanego propanem jest niższa, w porównaniu do silnika zasilanym benzyną. Cecha ta ujawnia się szczególnie w przypadku starszych generacji instalacji zasilania gazem. Zmniejszenie efektywności (sprawności) można przedstawić matematycznie jako zależność:

$$\eta_V = \frac{2(m_{pow} + m_{pal})}{\rho_m V_s n}, \quad (1.35)$$

gdzie:

η_V – sprawność objętościowa,

m_{pow} – masa powietrza doprowadzonego w czasie jednego cyklu roboczego,

m_{pal} – masa paliwa doprowadzone w czasie jednego cyklu roboczego silnika,

ρ_m – gęstość mieszanki paliwowo-powietrznej w kolektorze dolotowym,

V_s – objętość skokowa,

n – prędkość obrotowa silnika.

1.6. Energia odnawialna i paliwa ekologiczne

Wśród odnawialnych źródeł energii (tzw. OZE) możemy wyróżnić: energię słoneczną, energię wody, energię biomasy i wiatru. Do odnawialnych surowców zalicza się rośliny, z których produkowane są np. biopaliwa.

Prażródłem energii dla wszystkich zasobów odnawialnych jest Słońce, którego potencjał przekracza znacznie potencjał paliw kopalnych. Słońce, dostarcza rocznie energię w ilości około piętnaście tysięcy razy przekraczającej jej roczne światowe zużycie, natomiast roczna fotosynteza flory jest dziesięć tysięcy razy od produkcji przemysłu chemicznego [59].

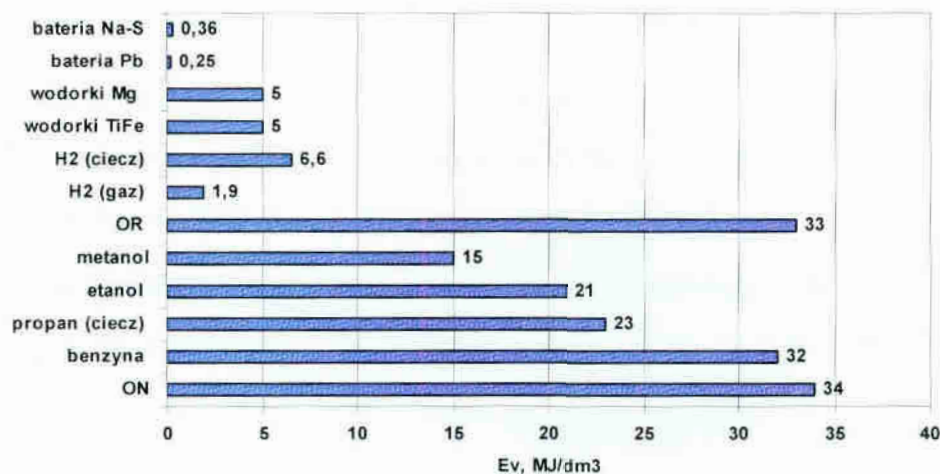
Ze względu jednak na cykliczne zmiany energii słonecznej (roczna, dobową i baryczną (pogodowa)) energię słoneczną należy przetwarzać, a najkorzystniej akumulować.

Przetwarzanie energii słonecznej można realizować w:

- **helioelektrowniach polowych** - promieniowanie słoneczne jest bezpośrednio przetwarzane w energię elektryczną w ogniwach fotowoltaicznych,
- **elektrowniach heliologicznych** - promieniowanie słoneczne skupiane jest za pomocą zwierciadeł walcowych na systemie rur, w których krąży woda; powstająca para wodna napędza turbiny zespołów prądotwórczych,
- **helioelektrowniach wieżowych** - zwierciadła skupiają promieniowanie słoneczne na wieży, gdzie powstają bardzo wysokie temperatury, wykorzystywane do wytwarzania ciepła i prądu elektrycznego,
- **helioelektrowniach kominowych** - powietrze ogrzane w cieplarni o olbrzymich rozmiarach odprowadzane jest na zewnątrz przez wysoki (kilometrowy) komin; powstająca różnica ciśnień wymusza ruch powietrza napędzający turbiny powietrzne sprzęgnięte z agregatem prądotwórczym,
- **heliociepłowniach dyskowych** - talerzowe zwierciadła wklęsłe służą do lokalnego wytwarzania energii cieplnej.

W ten sposób uzyskany prąd elektryczny może być zastosowany do zasilania różnych maszyn, w tym silników elektrycznych napędzających pojazdy. Jednak obecnie występują pewne problemy związane z przechowywaniem tej energii, zwykle w bateriach pojazdów (rys.1.12), ze względu na ich rozmiary, masę i czas nie-

zbędny do uzupełniania.



Rys.1.12. Gęstość energetyczna nośników energii stosowanych w pojazdach; ON-olej napędowy, OR-olej rzepakowy, H2-wodór [94]

Pojazdy z napędem elektrycznym nie stwarzają problemu emisji spalin oraz są prawie bezgłośne. Jednak ich duża masa i mały zasięg ograniczają zastosowanie napędów elektrycznych, jako jedyne źródła energii w nowoczesnym pojeździe.

Obecnie stosuje się hybrydowe napędy spalinowo-elektryczne. W zależności od potrzeb oraz poziomu „naładowania” akumulatorów, komputer steruje sposobem napędu pojazdu (napęd elektryczny, napęd spalinowy, bądź jednocześnie spalinowy i elektryczny).

Innym odnawialnym ekologicznym i czystym źródłem energii w zasilaniu silników może być paliwo wodorowe. Wodór należy do pierwiastków bardzo rozpowszechnionych w przyrodzie [26,59,120], w postaci związków (woda, węglowodory, związki organiczne) i w stanie wolnym, zwłaszcza w górnych partiach atmosfery i w gazach wulkanicznych.

Gęstość wodoru wynosi:

- w stanie gazowym (273 K, 1013 hPa) 90 g/m^3 ,
- ciekłego $70,8 \text{ kg/m}^3$,
- krystalicznego 88 kg/m^3 .

Wartość opałowa wodoru jest bardzo wysoka i wynosi 120 MJ/kg (węgiel 25 MJ/kg, benzyna 47 MJ/kg) [6]. Wodór dyfunduje niestety przez gumę i materiały porowate, a w podwyższonej temperaturze także przez stal. Stąd pojawiają się trudności w przechowywaniu wodoru w zbiornikach.

Wodór dobrze rozpuszcza się w palladzie, niobie, platynie, niklu (870 objętości wodoru w 1 objętości palladu, 850 objętości wodoru w 1 objętości niobu), natomiast bardzo słabo w wodzie (0,021 objętości wodoru w 1 objętości wody).

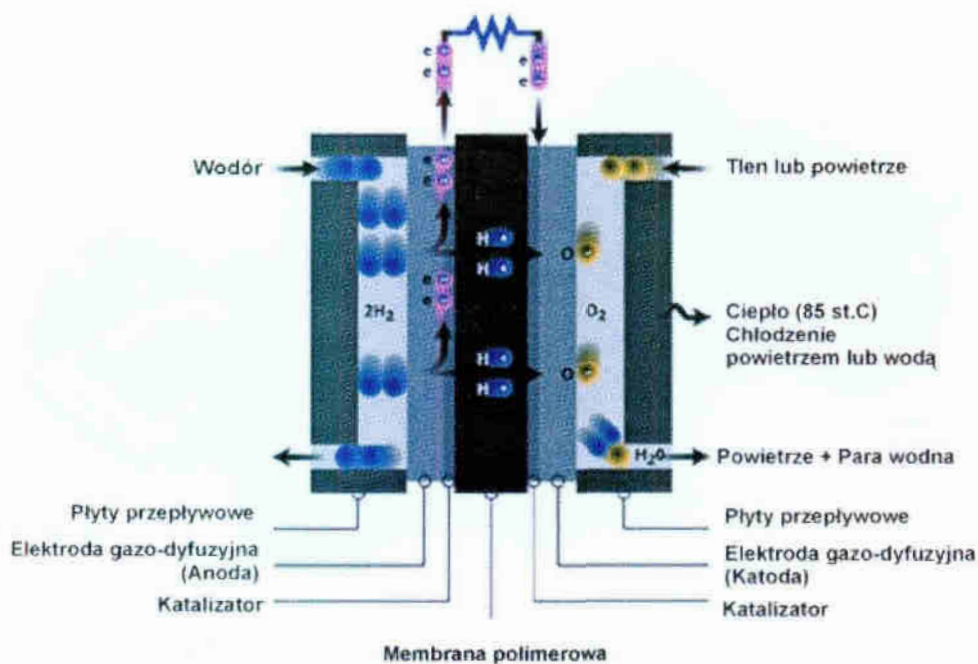
Proces spalania wodoru, czyli reakcja z tlenem przebiega wybuchowo w dość szerokim zakresie udziałów procentowych mieszaniny, tj. od 6÷95% H₂, a reakcja spalania jest silnie egzotermiczną [96].

Zalety wodoru, jako paliwa:

- najwyższa wartość energii ze spalania jednostki masy,
- niewielka energia potrzebna do inicjacji zapłonu - przez co spalanie wodoru przebiega z wysoką sprawnością,
- szeroki zakres mieszanek palnych - od 4 do 70 % wodoru w mieszaninie z powietrzem,
- o 60 % wodór ma wyższą sprawność spalania, niż w przypadku innych paliw,
- brak emisji substancji szkodliwych - produktem spalania wodoru czysta woda, a więc zastosowanie wodoru, jako paliwa zmniejsza szkodliwe zanieczyszczenie środowiska naturalnego,
- zapasy wodoru są praktycznie niewyczerpalne - można go uzyskać przez rozkład wody, a po spalaniu ponownie tworzy wodę.

Jako podstawową technologię ekologicznego zaopatrzenia w energię uważa się kontrolowaną reakcję wodoru z tlenem w ogniwach paliwowych. Za najbardziej obiecujące, zwłaszcza w zastosowaniach motoryzacyjnych, uważa się wodorowe ogniwo paliwowe wykorzystujące przegrodę protonową oznaczone symbolem PEMFC (*Proton Exchange Membrane Fuel Cell*).

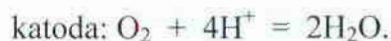
Pomiędzy elektrodami (rys. 1.13) ogniwa znajduje się folia, powleczona warstwą katalizatora, głównie platyny. Katalizator przyspiesza jonizację wodoru, a przegroda przepuszcza dodatnio naładowany jon do komory z tlenem, gdzie łączą się one ze sobą tworząc wodę.



Rys. 1.13. Zasada działania ogniwa wodorowego

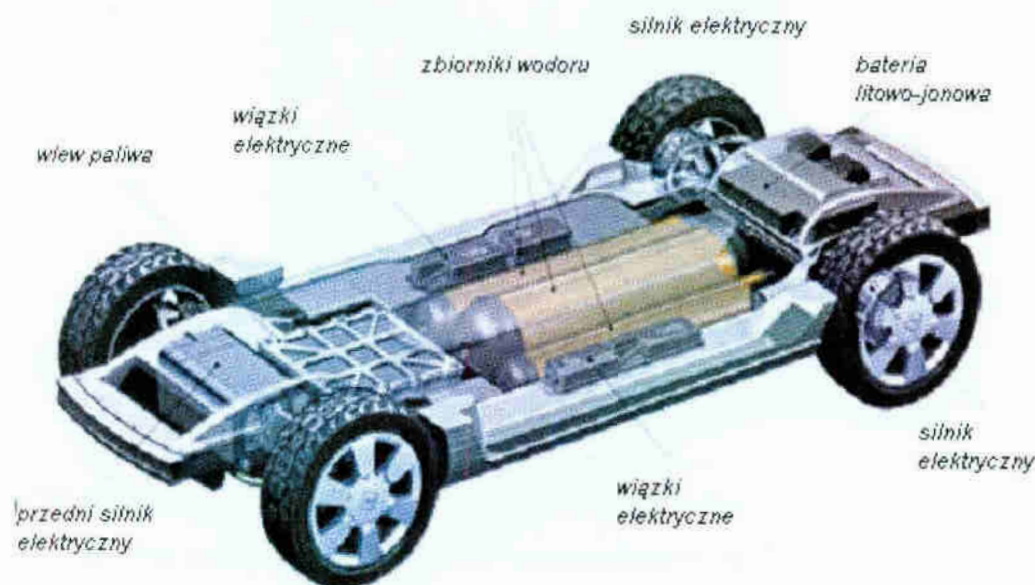
Po stronie "wodorowej" pozostają elektrony – stąd elektroda ma ładunek ujemny, po stronie "tlenowej" dodatni - powstaje różnica potencjałów $0,6\div 0,9$ V z każdego ogniwa, o gęstości prądu do 250 mA/cm^2 , co odpowiada mocy od $0,15\div 0,45 \text{ W/cm}^2$. Temperatura pracy wynosi $80 \text{ }^\circ\text{C}$. Po zestawieniu takich ogniw w pakiet można uzyskać źródło o mocy rzędu $30\div 50 \text{ kW}$, przy wielkości urządzenia, umożliwiającą umieszczenie go w samochodzie osobowym.

Reakcje przebiegające na elektrodach ogniwa wodorowego przedstawia się następująco:



Stosowanie ogniw paliwowych w pojazdach samochodowych pociąga za sobą szereg ograniczeń i problemów konstrukcyjnych. Obecnie eksploatowane prototypy potrzebują około 3 minut na rozruch, co wskazuje na potrzebę posiadania w tym czasie dodatkowego źródła energii. Ogniwa paliwowe zaopatrzenia w wodór, który trzeba zmagazynować w postaci skroplonej (temperatura -253°C) lub związanego w innej postaci np. wodorkach metali. Ilość zgromadzonego wodoru powinna zapewnić

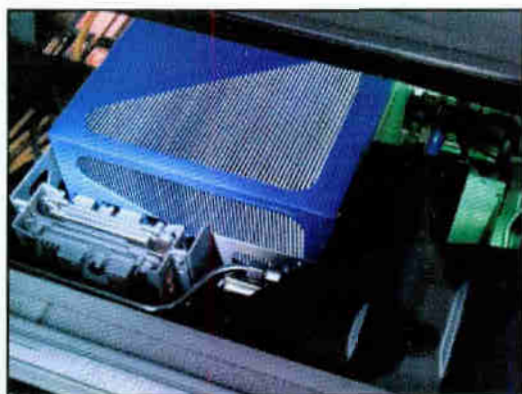
wymagany zasięg pojazdu (rys. 1.14).



Rys. 1.14. Układ napędowy samochodu GM napędzanego ogniwem wodorowym

Oprócz tego, trudno jest jeszcze dziś mówić o zadowalającej sieci dystrybucji tego gazu. Dlatego koniecznością jest znalezienie efektywnej metody pozyskiwania wodoru na pokładzie samochodu. Przykładem rozwiązania może być pojazd Renault Laguna Grandtour, gdzie zainstalowano kriogeniczny zbiornik ciekłego wodoru, mieszczący 8 kg gazu. Zestaw 135 ogniw paliwowych zapewnia napięcie 90 V i moc 30 kW oraz zasięg około 400 km. Najnowszym rozwiązaniem na dzień dzisiejszy to rozwiązanie firmy Daimler-Chrysler, gdzie uzyskano moc 100 kW i zasięg 400 km (rys. 1.15 i 1.16).

Firma Mercedes-Benz, w ramach projektu NECAR (*New Electronic Car / No Emission Car*) wykonała serię prototypów zasilanych wodorem. Pierwszym z nich był samochód o nazwie NECAR 1, oparty na konstrukcji samochodu dostawczego MB 100 - został przedstawiony w 1994 roku. Zbiorniki wodoru miały masę aż 800 kg i wraz z układem napędowym o mocy 50 kW zajmowały całą objętość nadwozia.



Rys. 1.15. Główny zespół układu napędowego Mercedesa NECAR.

W kolejnym pojeździe NECAR 2, opartym na konstrukcji MB Vito, przedstawionym w 1996 roku, układ zbiorników umieszczonych na dachu miał masę 300 kg. Ogniwo paliwowe o mocy 50 kW znajdowało się w tylnej części nadwozia. Silnik elektryczny napędzał oś przednią za pomocą dwubiegowej skrzyni przekładniowej. Pojazd rozwijał prędkość 110 km/h i w zależności od sposobu jazdy, miał zasięg 250÷320 km. W 1998 roku Mercedes przedstawił kolejny prototyp NECAR 3 zasilany metanolem.

Zastosowanie metanolu pozwala na użycie wygodnego i bezpiecznego w dystrybucji paliwa w postaci ciekłej, które rozkładane jest w pokładowym reaktorze (reformerze) na wodór, stosowany jako paliwo w ogniwie PEM oraz na odpadowy CO₂, co powoduje, że nie jest to pojazd o zerowej emisji.



Rys. 1.16. Samochód NECAR Mercedes klasa B zaprezentowany w marcu 2005 roku w Genewie z ogniwem wodorowym o mocy 100 kW, zasięgu 400 km, zasilany ciekłym wodorem.[76]

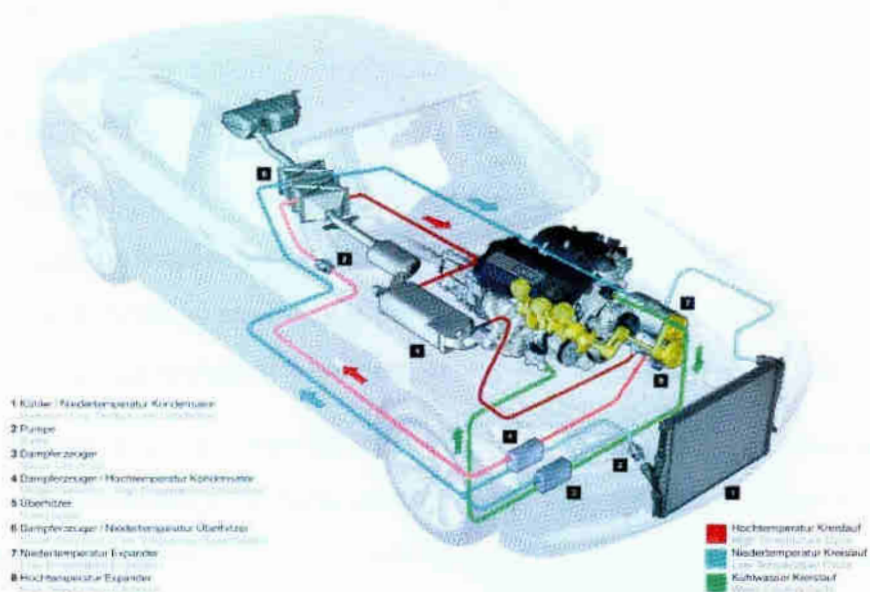
Twórcy NECARA przewidują, że po wprowadzeniu przygotowanych udosko- naleń samochód, spełniający wszelkie wymagania czystości spalin wejdzie niedługo do produkcji i znajdzie się na rynku oraz będzie oferowany po konkurencyjnych ce- nach (rys. 1.16).

Także inni producenci, między innymi koncern PSA, Honda, Toyota BMW pracują nad możliwością wykorzystania wodoru jako „paliwa silnikowego”. Bardzo zaawansowane prace wykonała firma BMW. W ciągu jednego dnia na torze Miramas w południowej Francji prototyp H2R (rys.1.17) został rekordzistą w 9 próbach cza- sowych i prędkościowych. Pobito je ze startu zatrzymanego na dystansie 1/8, 1/4, 1 i 10 mil oraz 1 i 10 kilometrów. Ze startu „w locie” ustalono nowy rekord czasu pokonania dystansu 1 mili i 1 km, a prędkość maksymalna wyniosła 432.36 km/h.



Rys.1.17. Prototyp BMW H2R.

Innym rozwiązaniem uwzględniającym współpracę silnika spalinowego z ukła- dem odzysku energii spalin, jest system stosowany przez firmę BMW tzw. *Turbo- Steamer*. Układ ten oparto na przekazaniu energii cieplnej spalin, za pomocą czynni- ka ogrzewanego przez spaliny, do turbiny, przetwarzającej energię cieplną na energię mechaniczną, przenoszoną dalej za pomocą sprzęgła i przekładni na wał korbowy silnika spalinowego. Odzyskana w ten sposób energia pozwala na zmniejszenie zu- życia paliwa oraz poziomu emisji spalin, a także relatywny wzrost parametrów użyt- kowych silnika, takich jak moc, czy moment obrotowy o około 10% (rys. 1.18).



Rys.1.18. Układ odzysku energii ciepłej spalin (Turbo-steamer) z jej wykorzystaniem do napędu pojazdu [75]

Oprócz rozwijanych nowych technologii napędów pojazdów samochodowych trwają prace nad wdrożeniem nowych paliw alternatywnych, jako źródeł energii, które mają zastąpić paliwa ropopochodne. Należą do nich, przede wszystkim, tzw. paliwa zastępcze [52]:

- paliwa gazowe naturalne (gaz ziemny i fermentacyjny-biogaz),
- paliwa gazowe przemysłowe (propan-butan, wodór),
- paliwa ciekłe mineralne i roślinne (olej z łupków bitumicznych, olej roślinny, metyloestry),
- paliwa ciekłe otrzymywane przemysłowo (metanol, etanol, paliwa syntetyczne).

Wymienione paliwa w obecnym stopniu zaawansowania technologii ich produkcji stanowią głównie dodatki do paliw ropopochodnych [61,62]. Dalszy rozwój wiedzy i technologii wytwarzania tych paliw, pozwoli na ich pełne zastosowanie jako źródła napędu dla silników spalinowych.

Do rozwojowych systemów należy zaliczyć:

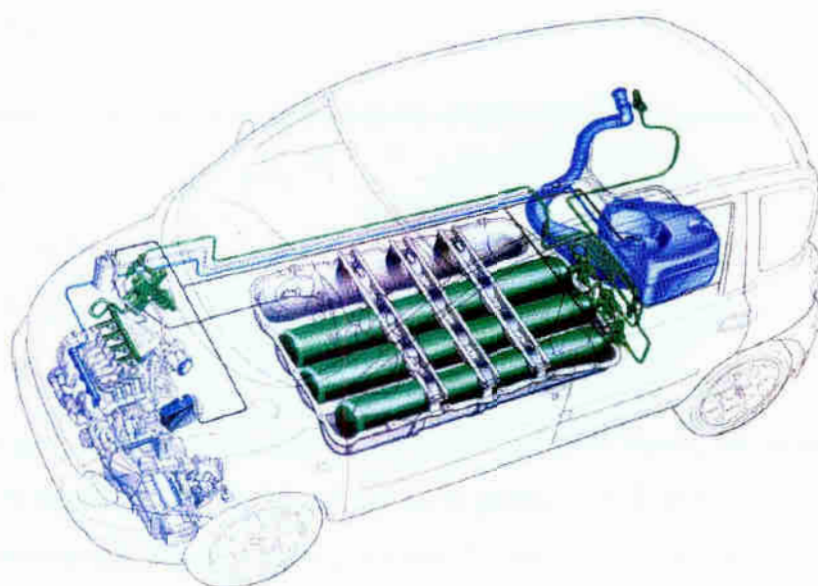
- tłokowe silniki spalinowe,
- silniki ciepłne o spalaniu zewnętrznym (silniki parowe i Stirlinga),
- turbinowe silniki spalinowe,
- napędy elektryczne z ogniwami elektrochemicznymi,

- napędy elektryczne z ogniwami paliwowymi,
- napędy elektryczne z ogniwami słonecznymi,
- napędy hybrydowe (spalinowo-elektryczne).

Ważnym elementem w rozwoju konstrukcji i eksploatacji silników spalinowych jest zintegrowanie procesu sterowania z oceną stanu pojazdu i otoczenia, a szczególnie optymalne sterowanie procesem spalania [81,117]. Podstawowym celem jest optymalizacja parametrów energetycznych, ekonomicznych i ekologicznych.

Innym nie mniej korzystnym rozwiązaniem, który można zastosować już dziś do obecnych konstrukcji silników spalinowych, aby obniżyć poziom emisji spalin jest zastosowanie paliw alternatywnych dla benzyny lub oleju napędowego. Jednym z rozwiązań może być zastosowanie paliwa LPG lub CNG (*Compressed Natural Gas*) do pojazdów napędzanych silnikiem o zapłonie iskrowym, które w dość łatwy sposób można adaptować do tego rodzaju paliwa.

Sprężony gaz ziemny jest już w dobie obecnej coraz częściej wykorzystywany jako źródło energii dla silników spalinowych w pojazdach. Stosuje się go bardzo chętnie do napędu pojazdów komunikacji miejskiej, jak również w samochodach osobowych i dostawczych. Istnieje jednak problem z magazynowaniem paliwa w pojeździe. Paliwo to wymaga zbiorników o dużej wytrzymałości i objętości, co w przypadku samochodów osobowych stwarza problem konstrukcyjny zabudowania takich zbiorników.



Rys.1.19. Samochód osobowy (Fiat Multipla) zasilany CNG.

Różnice pomiędzy LPG i CNG wynikają ze składu chemicznego paliwa, sposobu uzyskiwania, budowy instalacji zasilania oraz ceny. Jak opisano wcześniej, LPG jest mieszaniną propanu i butanu, otrzymywaną w procesach technologicznych, natomiast CNG jest metanem.

Instalacje CNG (rys.1.19) różnią się od innych przede wszystkim budową elementów strukturalnych instalacji, natomiast konfiguracja i zasada działania jest podobna do zasady działania instalacji LPG, z tą różnicą, że instalacje CNG pracują przy dużo wyższym ciśnieniu roboczym (około 20÷25 MPa w zbiorniku). Wymaga to specjalnej konstrukcji reduktorów, zbiorników i innych elementów układu zasilania. Kolejnym przykładem różnic jest liczba stacji dystrybucyjnych. Obecnie eksploatuje się w Polsce już kilkaset pojazdów zasilanych CNG, z czego około 100 to autobusy, pozostałe stanowią samochody osobowe i dostawcze (ich liczba ciągle rośnie). W skali światowej eksploatuje się około 3,4 mln pojazdów zasilanych CNG, najwięcej w Argentynie, Brazylii i we Włoszech. Porównując poziom emisji spalin w pojazdach NGV (*Natural Gas Vehicle* – pojazdy napędzane gazem ziemnym) do emisji spalin w pojazdach benzynowych, uzyskuje się obniżenie poziomu emisji w wysokości [33]:

- CO – o 60÷80%,
- NMHC – o 85%,
- NO_x – o 50÷80%,
- CO₂ – o 20%.

W porównaniu z silnikami wysokoprężnymi obniżenie emisji wynosi:

- CO 70÷90%,
- NMHC 40÷60%,
- NO_x 80÷90% ,
- PM 99%.

Silniki pojazdów zasilanych CNG pracują znacznie ciszej, niż silniki wysokoprężne. Ma to ogromne znaczenie zwłaszcza w gęstej zabudowie miast. Prowadzone badania potwierdzają zmniejszenie poziomu hałasu pojazdów NGV w granicach 1÷3 dB. W praktyce oznacza to, że z odległości 7 m od przejeżdżającego pojazdu hałas jest mniejszy o ok. 40% dla pojazdów NGV, w porównaniu z pojazdami posia-

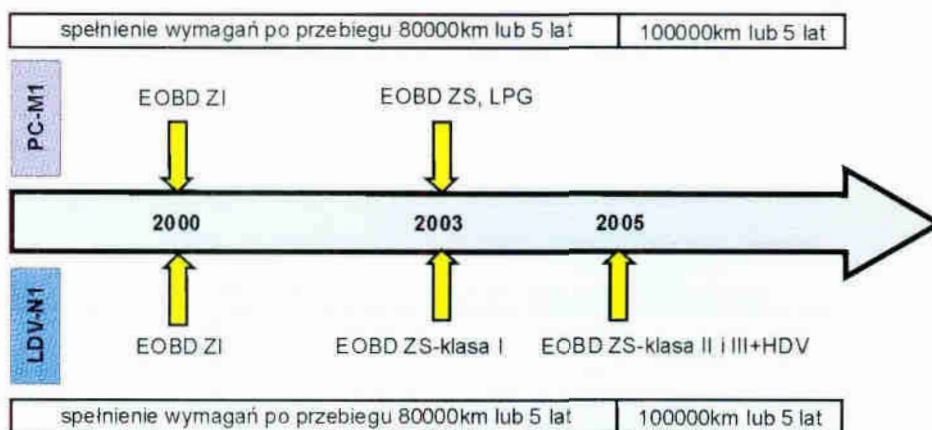
dającymi silnik wysokopięny [74]. Trwają badania na doskonaleniu procesu spalania metanu [7, 33, 35, 45], aby zwiększyć efektywność procesu i zmniejszyć emisję substancji toksycznych, szczególnie tlenków azotu.

1.7. Czystość spalin – wymagania

Ze względu na coraz większe zanieczyszczenie środowiska oraz wzrost poziomu emisji gazów cieplarnianych, będących wynikiem spalania różnych paliw, w tym w silnikach pojazdów, wprowadzono zaostrzone normy emisji składników toksycznych i gazów cieplarnianych. Narzuciło to producentom i konstruktorom wymogi dotyczące przede wszystkim, ograniczenia zużycia paliw oraz zwiększenie stopnia oczyszczenia spalin w nowohomologowanych pojazdach. Kolejne wersje wprowadzanych norm będą zapewne coraz bardziej rygorystyczne. Niestety każdy klasyczny tłokowy silnik spalinowy posiada określoną granicę sprawności. W związku z tym, do wytworzenia energii mechanicznej będzie zawsze potrzebował pewnej ilości paliwa, a to powoduje emisję gazów spalinowych. Dążenie do wyeliminowania paliw kopalnych oraz większego zastosowania źródeł energii odnawialnej spowoduje z pewnością zastąpienie typowych silników spalinowych, innymi rodzajami napędów.

Oprócz tego, aby zminimalizować możliwość eksploatacji pojazdu z uszkodzonym układem napędowym wprowadzono system diagnostyki pokładowej (OBD), określanej w Europie skrótem EOBD (*European On Board Diagnosis*) [68]. Głównym jego zadaniem jest nadzór nad stanem technicznym i sposobem pracy układu napędowego pod względem usterek emisyjnych. W sposób jednoznaczny winien on informować użytkownika (kierowcę) o powstałej usterce i konieczności wizyty w zakładzie naprawczym. Dzięki temu zmniejsza się znacznie okres użytkowania niesprawnego pojazdu.

System diagnostyki pokładowej EOBD został wprowadzony do wyposażenia pojazdów stopniowo począwszy od pojazdów z silnikiem o zapłonie iskrowym zasilanych benzyną w roku 2000. Samochody z silnikami ZI zasilanych LPG i dla samochodów z silnikiem ZS wyposażono w ten system począwszy od roku 2003, natomiast samochody ciężarowe od roku 2005 (rys.1.20).



Rys.1.20. Schemat wprowadzania normy EOBD [68]

samochody osobowe – Personal Cars(PC), lekkie samochody dostawcze – Light Duty Vehicle(LDV),
samochody ciężarowe – Heavy Duty Vehicle(HDV)

Dokumenty związane z EOBD wprowadzają prócz aspektu kontroli także normy zastrzegające wielkość emisji gazów spalinowych w zależności od rodzaju pojazdu i jego cech szczególnych zawartych w dokumentach homologacyjnych.

Inne wymagania związane z zastrzaniem limitu emisji spalin mające swoje odzwierciedlenie w EOBD są normy EURO.

Normy te są kolejno określane jako; Euro 0÷5 [68]. W zależności od systemu zasilania oraz rodzaju pojazdu precyzują wartości graniczne składników spalin.

Tablice 1.1 i 1.2 przedstawiają wymagania oraz tendencje rozwojowe odnośnie emisji spalin w zależności od typu pojazdu, rodzaju silnika i dopuszczalnej masy całkowitej. Norma Euro 3 jest zgodna z Dyrektywami nr 98/69/UE, nr 1999/102/UE, nr 2001/1/UE, nr 2001/100/UE i Regulaminem nr 83.05 EKG ONZ.

Następną w kolejności normą Euro jest wprowadzona 01.10.2005 r. Euro 4, natomiast wprowadzenie Euro 5 planowane jest na rok 2008.

Aby sprostać coraz bardziej rygorystycznym normom ograniczenia emisji szkodliwych składników spalin producenci pojazdów muszą już nie tylko doskonalić proces spalania paliwa w silniku, ale także pracować nad sposobami ich oczyszczania. Prostym sposobem byłoby zastosowanie paliw alternatywnych do zasilania silników, zastosowanie hybrydowych układów napędowych lub wykorzystujących inne rodzaje paliw niż tradycyjne. Należy też prowadzić prace nad napędami, gdzie wykorzystywane będą tzw. czyste energie pochodzące ze źródeł odnawialnych.

Obecne warunki i tendencje przyszłościowe systemu EOBD [68]

Urządzenie	Kryteria decydujące o niesprawności				
Silniki ZI: M1, N1 I – od 01.01.2000r.(homologacje typu pojazdu)					
N1 II, III – od 01.01.2001r.(homologacje typu pojazdu)					
Reaktor katalityczny (tylko HC), wypadanie zapłonów, czujnik tlenu, inne elementy.	g/km	PC, N1 I	N1 II	N1 III	
	HC	0,4	0,5	0,6	
	NO _x	0,6	0,7	0,8	
	CO	3,2	5,8	7,3	
EVAP (układ realizujący pochłanianie par paliwa)	<ul style="list-style-type: none"> • Kontrola zwiększenia emisji w teście ECE R83 				
	<ul style="list-style-type: none"> • Kontrola elektroniczna, • Konstrukcja układu zasilania powinna wykluczać parowanie paliwa podczas tankowania. 				
Silniki ZS : M1 (do 6 miejsc) od 01.01.2003r. (homologacje typu pojazdu)					
M1 (powyżej 6 miejsc), N1 I – od 01.01.2005r. (homologacje typu pojazdu)					
N1 II, III – od 01.01.2006r. (homologacje typu pojazdu)					
Reaktor katalityczny, filtr cząstek stałych (PM), inne elementy	g/km	PC	N1 I	N1 II	N1 III
	HC	0,4	0,4	0,5	0,6
	NO _x	1,2	1,2	1,6	1,9
	CO	3,2	3,2	4,0	4,8
	PM	0,18	0,18	0,23	0,28
<ul style="list-style-type: none"> • Kontrola zwiększenia emisji w teście ECE R83 					
Przyszłościowe wymagania dla wszystkich pojazdów					
<ul style="list-style-type: none"> • kompleksowa kontrola elektroniczna wszystkich urządzeń wpływających na emisję, • dokładna rejestracja czasu pracy i wystąpienia usterki, • diagnozowanie reaktora katalitycznego zgodnie z kierunkiem przepływu spalin, • znormalizowanie narzędzi, kodów i transferu danych uzgodnienie ich z normami ISO, • swobodny przepływ informacji diagnostycznych, • precyzyjny układ monitorowania zapłonu, • działanie systemu OBD zgodnie z określonym przebiegiem pojazdu, • sygnalizacja uszkodzeń. 					

Tablica 1.2

Limit emisji zanieczyszczeń samochodów ciężarowych oraz samochodów osobowych > 2,5t⁽¹⁾ i, do 31.12.2002 napędzanych silnikami ZS i o masie > 2t⁽¹⁾ mających 6 miejsc lub tzw. „off-road” [4,68]

Masa odniesienia [kg] ⁽¹⁾	CO [g/km] (tlenek węgla)		HC [g/km] (węglowodory)		NO _x [g/km] (tlenki azotu)		HC+NO _x Sumarycznie [g/km]		PM [g/km] (cząstki stałe)	Daty ²		
	ZI	ZS	ZI	ZS	ZI	ZS	ZI	ZS	ZS	ET	NT	AT
Klasa I ≤ 1305	2,3	0,64	0,2	-	0,15	0,50	-	0,56	0,05	28/09/99	01/01/00	01/01/01
Klasa II >1305 ≤ 1760	4,17	0,8	0,25	-	0,18	0,65	-	0,72	0,07	28/09/99	01/01/01	01/01/02
Klasa III > 1760	5,22	0,95	0,29	-	0,21	0,78	-	0,86	0,10			

¹ Dopuszczalna masa całkowita

² ET – możliwość pierwszej homologacji, NT – nowe typy pojazdów, AT – wszystkie pojazdy

2. Systemy zasilania tłokowych silników spalinowych z zapłonem iskrowym

Istnieje kilka kryteriów podziału systemów zasilania tłokowych silników spalinowych z zapłonem iskrowym. Dokonując podziału posłużono się kryterium ważnym ze względu na możliwości adaptacji silnika do zasilania gazem propan-butan, oraz na wyposażenie niezbędnego do kontroli i zmniejszenia poziomu emisji substancji toksycznych w spalinach. Systemy zasilania silników z zapłonem iskrowym możemy podzielić [64, 106, 108] na:

- *gaźnikowe* – gdzie podstawowa mieszanka paliwowo-powietrzna tworzona jest w przepływie przez zwężkę *Venturiego*, z umieszczonym w niej układem rozpylacza głównego. Oprócz tego mogą być zastosowane dodatkowe urządzenia korygujące lub uzupełniające pracę podstawowego układu zasilania, w zależności od warunków pracy silnika.
- *wtryskowe* (sterowane w sposób mechaniczny lub elektroniczny) – w tym systemie mieszanka paliwowo-powietrzna tworzona jest dzięki zastosowaniu wtryskiwaczy, które pod ciśnieniem wtryskują do układu dolotowego (wtrysk pośredni) lub do komory spalania (wtrysk bezpośredni) odpowiednio przygotowaną ilość paliwa. Wskutek dużego rozpylenia paliwa łatwiej ulega ono odparowaniu i wymieszaniu z zasysanym powietrzem, przez co uzyskuje się lepsze warunki spalania tak powstałej mieszanki.

Dokonując podziału zasilania wtryskowego, ze względu na metodę rozdziału dawki paliwa, można wyróżnić systemy zasilania:

- *jednopunktowy* – paliwo podawane jest do układu dolotowego silnika, czyli do wszystkich cylindrów tylko za pomocą jednego wtryskiwacza (oznaczany najczęściej jako SPI – *Single Point Injection* lub TBI – *Throttle Body Injection*). W tym systemie mieszanka paliwowo-powietrzna tworzona jest w tym samym miejscu dla każdego z cylindrów;
- *wielopunktowy* (MPI – *Multi Point Injection*) – paliwo podawane jest za pomocą indywidualnych wtryskiwaczy każdego z cylindrów. W tym systemie mieszanka paliwowo-powietrzna tworzona jest w sposób indywidualny dla każdego cylindra. Oznacza to, że mieszanka powstaje w możliwie najbardziej efektywnym miejscu, dostosowana do chwilowego zapotrzebowania przez zasilany cylinder.

Ponadto systemy zasilania silników z zapłonem iskrowym można zróżnicować przez uzupełniając o systemy kontroli emisji spalin. Wśród nich możemy wyróżnić [46, 64, 65, 106, 108]:

- układy zasilania, bez systemów kontroli i ograniczenia emisji spalin,
- układy wyposażone w sondę lambda (czujnik tlenu w spalinach), które kontrolują emisję spalin,
- układy wyposażone w sondę lambda i reaktor katalityczny (urządzenie służące do dopalenia i redukcji składników spalin), dzięki czemu uzyskuje się kontrolę nad procesem spalania i wpływ na emisję spalin, m.in., zawartość w składników toksycznych spalin (CO , C_nH_n , NO_x i inne),
- układy wyposażone w system diagnostyki pokładowej (OBD – On Board Diagnosis), gdzie oprócz kontroli i redukcji emisji spalin diagnozowany jest poziom aktywności reaktora katalitycznego. W przypadku zbyt niskiej jego aktywności system zawiadamia o tym kierowcę pojazdu, co w poprzednich systemach zasilania i sterowania nie było możliwe do realizacji.

Systemy zasilania LPG można podzielić ze względu na rodzaj wyposażenia do kontroli spalania i redukcji spalin oraz sposób wymieszania paliwa z powietrzem. Mówi się wtedy o systemie zasilania LPG:

- mieszalnikowym pierwszej (I) generacji,
- mieszalnikowym drugiej (II) generacji,
- wtryskowym trzeciej (III) generacji,
- wtryskowym czwartej (IV) generacji,
- wtryskowym piątej (V) generacji.

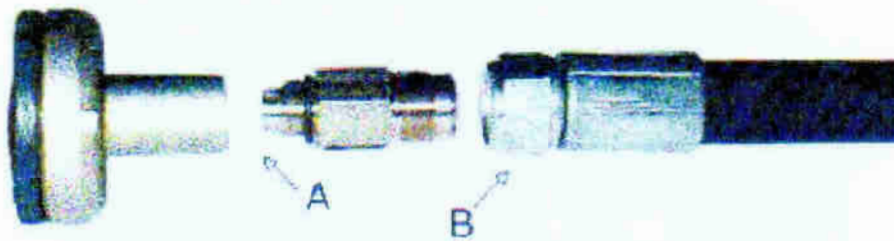
2.1. System mieszalnikowy pierwszej generacji

Układy takie stosuje się dla silników nie wyposażonych w układy kontroli i redukcji spalin, zarówno w systemach zasilania wtryskowego jak, i gaźnikowego. Wśród elementów składowych takiego systemu zasilania wyróżnia się:

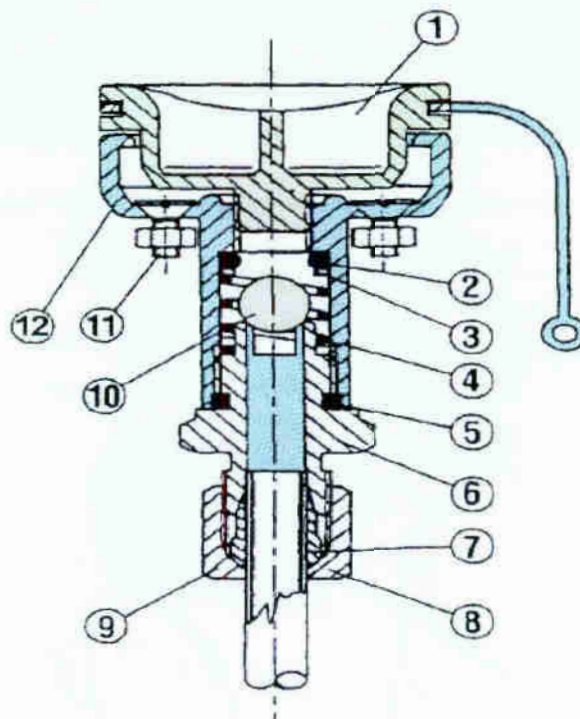
- zawór tankowania,
- zbiornik LPG,
- zespół zaworów zbiornika (tzw. wielozawór),
- elektromagnetyczny zawór LPG (tzw. elektrozawór LPG),

- elektromagnetyczny zawór benzyny (tzw. elektrozawór benzyny),
- reduktor-parownik,
- register (śruba regulacyjna),
- mikser (mieszalnik),
- centralka sterująca.

Zawór tankowania (rysunki 2.1, 2.2) służy do połączenia stacji zasilającej w LPG ze zbiornikiem w pojeździe i jego napełnienia.



Rys. 2.1. Zawór tankowania z dławikiem kierunkowym (A), w połączeniu z przewodem zasilającym zbiornik LPG (B)



Rys. 2.2. Przekrój zaworu tankowania; 1-korek ochronny, 2,5-uszczelniaacz (oring), 3- podkładka, 4-sprężyna, 6- tuleja, 7- uszczelniaacz, 8- nakrętka, 9- przewód, 10- kulka zaworu kierunkowego, 11-śruby mocujące, 12- korpus[33]

Zbiornik LPG (rys.2.3, 2.4) jest wykorzystywany do magazynowania paliwa LPG oraz zabezpieczenia paliwa przed skutkami wypadków komunikacyjnych. Najczęściej stosuje się zbiorniki walcowe i toroidalne. Ich wybór jest zależny od wymogów związanych z miejscem montażu, i od wymaganej objętości zbiornika, czy wymaganego zasięgu pojazdu. Często kryteria te wzajemnie się wykluczają, a rozwiązaniem problemu jest kompromis pomiędzy objętością zbiornika i miejscem jego montażu w pojeździe.

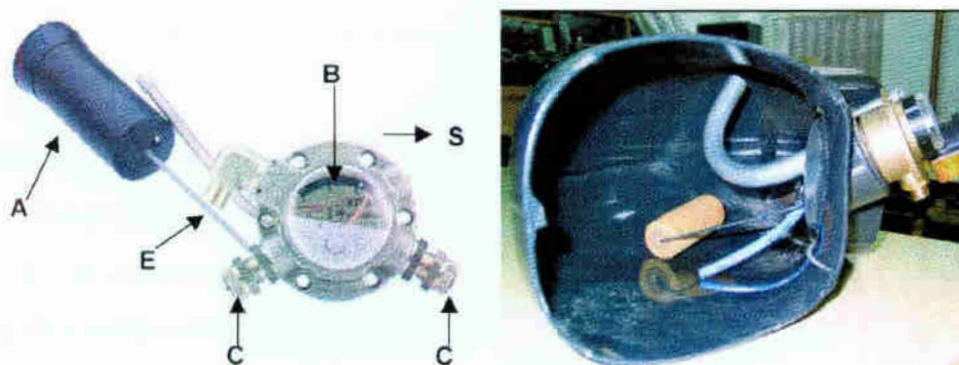


Rys. 2.3. Zbiornik typu walcowego zamontowany w bagażniku samochodu osobowego



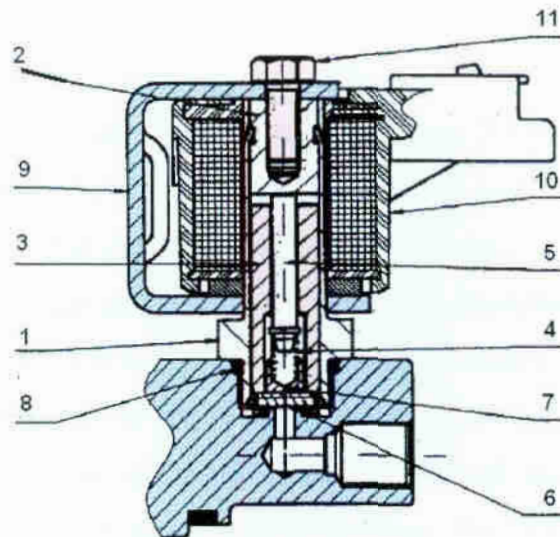
Rys. 2.4. Montaż zbiornika toroidalnego we wnęce na koło zapasowe [83]

Wielozawór jest elementem związanym bezpośrednio z wyposażeniem zbiornika LPG. Za pomocą tego zespołu zaworów (rys. 2.5) realizowane są funkcje związane z kontrolą i bezpieczeństwem użytkowania zbiornika, jego napełniania i opróżniania. Często wyposaża się go w zawór zabezpieczający przed gwałtownym wypływem paliwa oraz w zawór ograniczający maksymalną wartość ciśnienia w zbiorniku. Oprócz tego posiada on zintegrowany zespół pływaka (za pomocą którego, określa się ilość paliwa) z zaworem odcinającym dopływ paliwa do pełnego zbiornika. Pełen zbiornik [65] jest określany jako 80% napełnienia, pozostałe 20% objętości pozostawia się dla par nasyconych, które powodują wypływ paliwa ze zbiornika oraz na kompensację ciśnienia par w stosunku do temperatury otoczenia zbiornika.



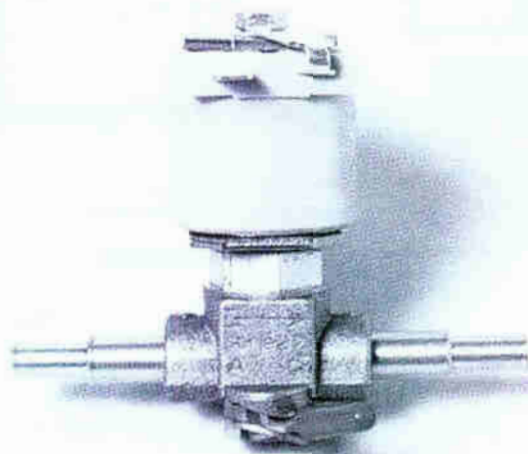
Rys. 2.5. Widok wielozaworu; A- pływak, B- wskaźnik poziomu LPG, C- zawory odcinające na dopływie i wypływie, E- króciec dopływu [33]

Elektromagnetyczny zawór odcinający LPG – zasadniczym jego zadaniem jako elementu wykonawczego jest sterowanie przepływem ciekłego LPG od zbiornika do reduktora. Obecnie jest konieczność stosowania potrójnego systemu zaworów elektromagnetycznych LPG tj., zaworu zintegrowanego z wielozaworem zbiornika, zaworu zintegrowanego z filtrem ciekłego LPG oraz zaworu umieszczonego w obudowie reduktora-parownika, odcinającego wypływ paliwa z reduktora do mieszalnika (rys. 2.6).



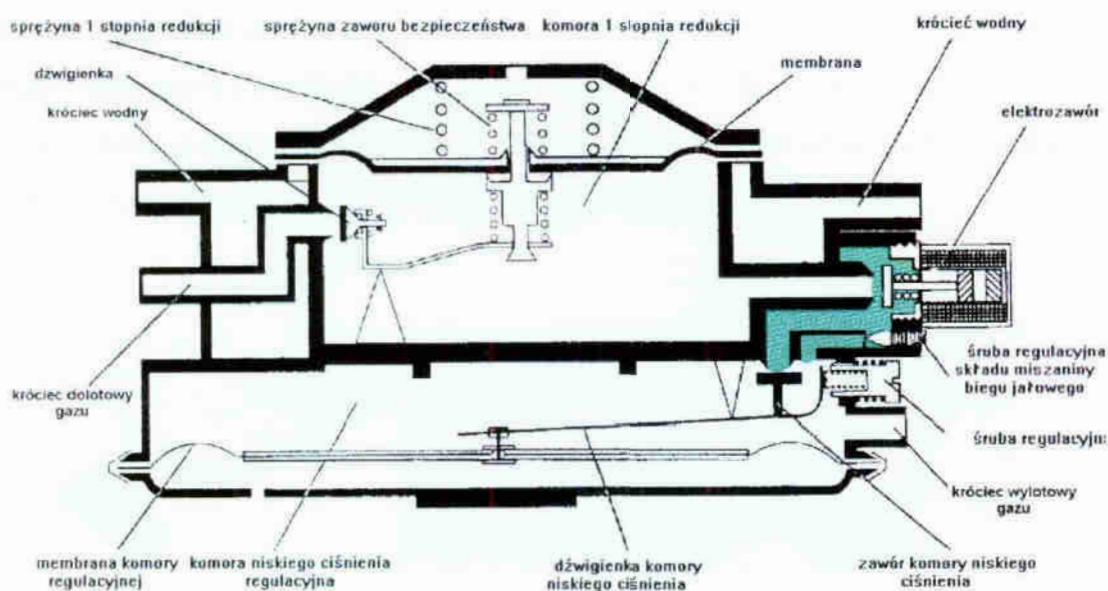
*Rys. 2.6. Przekrój przez elektromagnetyczny zawór odcinający LPG [33]
 1-rdzeń montażowy, 2-rdzeń osadczy, 3-iglica, 4-sprężyna, 5-prowadnica, 6-przylgnia uszczelniająca,
 7-gniazdo, 8-uszczelniacz, 9-klamra montażowa, 10-obudowa cewki, 11-śruba montażowa*

Elektromagnetyczny zawór odcinający benzyny – jego głównym zadaniem w tym układzie jest odcięcie dopływu paliwa do benzynowego układu zasilania (gaźnikowego), w momencie gdy zasilanie silnika przełączono na zasilanie LPG (rys. 2.7). Oprócz tradycyjnego układu zaworu elektromagnetycznego (typu *NO* – *Normal Open*) posiada on również możliwość mechanicznego otwarcia w przypadku uszkodzenia układu elektrycznego zaworu lub jego sterowania.



Rys. 2.7. Elektromagnetyczny zawór odcinający benzynę

Reduktor-parownik – do jego zadań należy doprowadzenie do zmniejszenia ciśnienia zmieniając stan skupienia paliwa LPG poprzez kontrolowany proces rozprężania i odpowiednie odparowanie ciekłego LPG (rys. 2.8 i 2.9). Ze względu na to, że reakcja rozprężania jest endotermiczną niezbędne jest doprowadzenie ciepła. Przez komorę w reduktorze przepływa ciecz z układu chłodzenia, która ogrzewa jej ścianki i w ten sposób następuje dostarczanie ciepła. Kolejną funkcją realizowaną przez reduktor-parownik jest sterowanie wypływem paliwa z reduktora do mieszalnika. Dzięki temu uzyskuje się odpowiednie dawkowanie ilości paliwa gazowego. Dawkowanie to w systemach pierwszej i drugiej generacji zasilania mieszkanką propan-butan, oparte jest na współpracy z mieszalnikiem. Wiąże się to ze zmianą ciśnienia w gardzieli mieszalnika, zależną od natężenia przepływu powietrza. Masa powietrza napływającego do komory spalania zależy od prędkości obrotowej silnika oraz stopnia otwarcia przepustnicy. Ważna w tych systemach, jest zależność charakterystyki wydatku reduktora od zmian ciśnienia w gardzieli mieszalnika i układu dolotowego silnika. Należy pamiętać, że wydatek ten musi być proporcjonalny do zapotrzebowania silnika na mieszkankę. Natomiast w systemach wtryskowego zasilania LPG spełnia on rolę tylko reduktora ciśnienia i odparowywacza paliwa.



Rys. 2.8. Reduktor-parownik w przekroju [33]



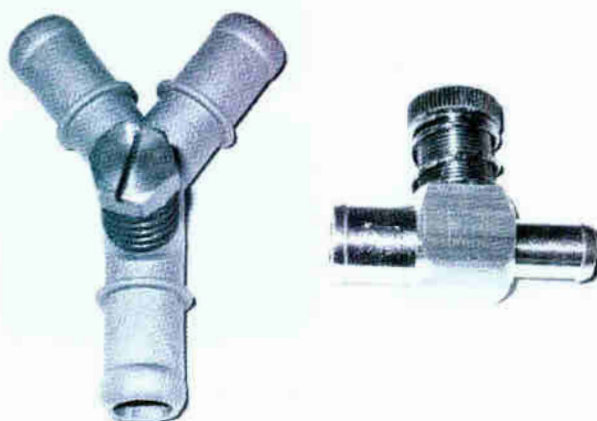
Rys. 2.9. Reduktor zamontowany w pojeździe

Mieszalnik (mikser) – (rys.2.10) spełnia w układzie jedno z najważniejszych zadań, ponieważ powoduje wymieszanie odparowanego paliwa z powietrzem. Jego dobór obarczony jest dużą odpowiedzialnością w zakresie właściwej pracy gazowego układu zasilania. Obecnie producenci oferują różne generacje konstrukcji mieszalników. Każda generacja miała na celu zwiększenie stopnia wymieszania mieszanki paliwowo-powietrznej oraz dopasowanie charakterystyki zmiany wydajności układu zasilania gazowego do zmiennego zapotrzebowania mieszanki przez silnik, wskutek zmiany obciążenia i prędkości obrotowej. Elementy te jako jedyne przeznaczone są już na etapie projektowania do konkretnych układów zasilania i ich konstrukcji w konkretnych silnikach.



Rys.2..10. Mieszalniki; kryzowy (a), dysze Venturiego (b) i soniczny (c)

Register jest zaworem dławiącym, który ogranicza ilość zasysanego paliwa do układu zasilania silnika (rys. 2.11). Występuje tylko w mieszalnikowych systemach zasilania mieszanką propan-butan pierwszej generacji. Zależnie od budowy mieszalnika oraz budowy układu zasilania benzyną (liczba gardzieli) może być wyposażony w jedną, bądź dwie śruby regulacyjne. Za pomocą tego elementu koryguje się maksymalny wydatek reduktora podczas regulacji.



Rys.2.11. Przykłady zaworów dławiących; rozwidlony i prosty

Centralka sterująca służy do wyboru przez kierowcę rodzaju układu zasilania (gazowy, czy benzynowy), oraz steruje (odpowiednio do wyboru) elektrozaworami. Uwagę należy zwrócić na to, że wypływ gazu powinien zostać wstrzymany w momencie, gdy silnik przestaje pracować i taką rolę spełnia także ten element. Centralka informuje kierowcę przez zapalenie odpowiedniej kontrolki jakim paliwem silnik jest zasilany. Kolor żółtym informuje o zasilaniu gazem, natomiast benzyną - czerwonym. Gotowość (stan oczekiwania) do pracy układu zasilania gazem jest sygnalizowane przez zapalenie kontrolki czerwonej i miganie kontrolki żółtej. Centralka sterująca, na podstawie wartości parametrów kontrolowanych, decyduje o momencie przełączenia na zasilanie gazowe. W tym przypadku decydującymi parametrami pracy silnika są:

- wartość prędkości obrotowej,
- przyrost lub spadek prędkości,
- temperatura płynu w układzie chłodzenia (temperatura reduktora),
- synchronizacja czasów nałożenia zasilania benzyną i LPG.

Wartości progowe poszczególnych parametrów są często programowane tak, aby zminimalizować wpływ zmiany układu zasilania na pracę silnika. Prócz tych funkcji centralka powinna posiadać wskaźnik poziomu paliwa w zbiorniku LPG, bądź to w postaci kontrolki minimum lub pełnego wskaźnika ilości płynu w zbiorniku (rys.2.12).

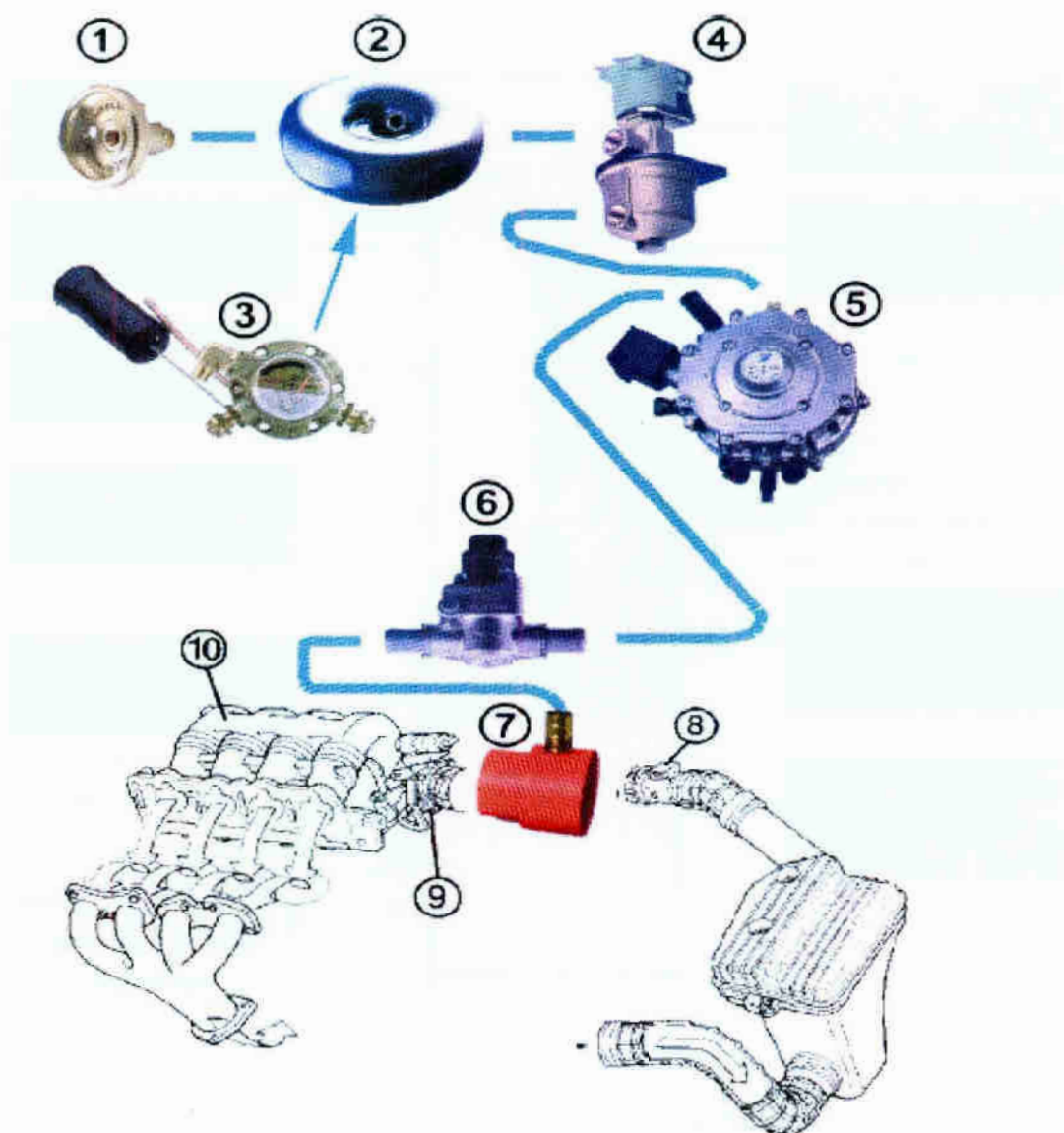


Rys.2.12. Panel sterujący układu zasilania gazem

2.2. System mieszalnikowy drugiej generacji

System mieszalnikowy drugiej generacji w swojej budowie strukturalnej nie różni się zasadniczo od układu I-szej generacji. Są to także układy mieszalnikowe z reduktorem LPG, lecz podstawowa różnica tkwi w tym, że układ ten wyposażony jest w jednostkę sterującą regulującą skład mieszanki paliwowo-powietrznej w zależności od wartości prędkości obrotowej silnika, położenia przepustnicy i poziomu sygnału z czujnika tlenu – sondy lambda (rys. 2.13).

System zasilania LPG drugiej generacji przeznaczony jest do stosowania w układach zasilania silników ZI, wyposażonych w układ kontroli emisji i redukcji spalin. Układy takie wyposażone są w katalizator i sondę lambda zapewniającą spełnienie wymogów normy emisji spalin EURO 2. System ten, prócz elementów układu pierwszej generacji jest wyposażony w sterownik, który w oparciu o informację z czujników takich jak: czujnik położenia przepustnicy, czujnik prędkości obrotowej, sygnał sondy lambda jest w stanie korygować skład spalin, przez zmianę położenia elektronicznego zaworu dławiącego (attuatora) (rys. 2.14). Dzięki temu uzyskiwany jest skład spalin na poziomie około stechiometrycznym.

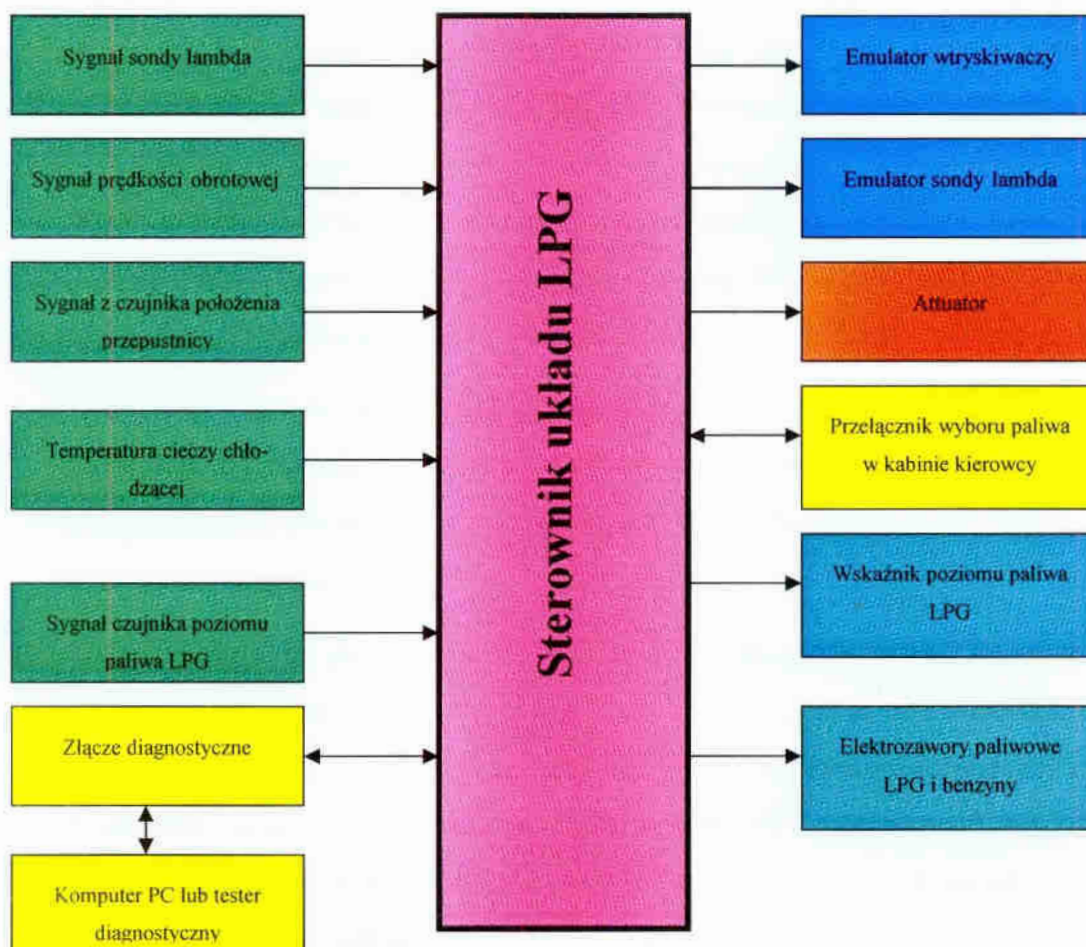


Rys. 2.13. Schemat budowy systemu drugiej generacji zasilania LPG [33]

1-zawór tankowania, 2-zbiornik, 3-wielozawór zbiornika, 4-elektrozawór z filtrem fazy ciekłej, 5-reduktor-parownik, 6-elektryczny zawór dławiący (tatuator), 7-mieszalnik (mikser), 8-przepływomierz, 9-zespół przepustnicy, 10-kolektor dolotowy

System zasilania LPG II-giej generacji wymaga stosowania emulatorów. Są to urządzenia mające na celu generację sygnału zastępczego do układu sterownika zasilania benzynowego lub powodują wyłączenie z pracy elementu układu zasilania benzynowego (wtryskiwacz paliwa). Tego rodzaju układ zasilania wymaga także dokładnej regulacji i odpowiedniego dopasowania charakterystyki podzespołów układu zasilania. Regulacja podstawowej dawki paliwa ustalana jest na podstawie sygnału wielkości podciśnienia wytworzonego w mieszalniku i opartej na charakterystyce

regulacyjnej reduktora-parownika. Korekta dawki paliwa realizowana jest poprzez sterownik układu i przez zmianę położenia zaworu dławiącego attuatora (silnika krokowego).



Rys. 2.14. Schemat blokowy układu sterowania zasilania drugiej generacji [83]

Uwzględniane są także sygnały pochodzące z czujnika położenia przepustnicy, czujnika prędkości obrotowej oraz sygnału sondy lambda.

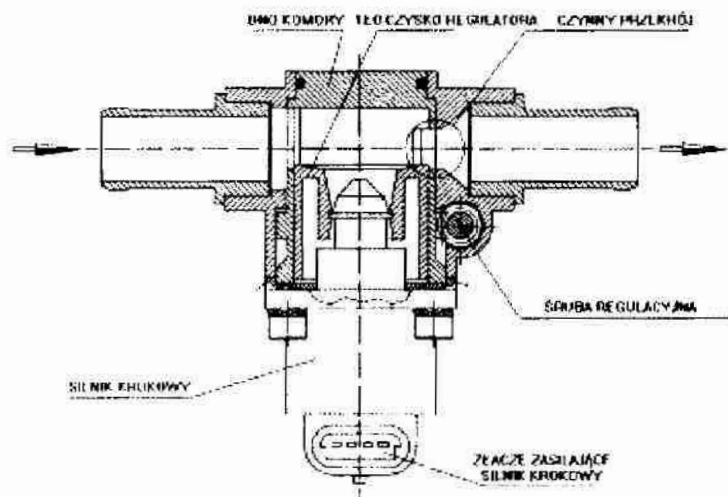
W porównaniu z układem pierwszej generacji układ drugiej generacji może realizować w zależności od poziomu zaawansowania sterownika dodatkowe funkcje, takie jak:

- wybór emulacji sygnału sondy lambda (fala prostokątna o definiowanych parametrach napięcia i częstotliwości, zwarcie do masy lub obwód otwarty),
- odcięcie pracy wtryskiwaczy,
- funkcja wzbogacania mieszanki przy przyspieszaniu,
- funkcja cut-off – zmniejszenie wypływu paliwa w trakcie hamowania silnikiem,

- wybór sposobu regulacji składu mieszanki (tryb normalny, sportowy i ekonomiczny).

Podstawowy zakres działania systemu sterowania można podzielić na kilka przedziałów określony odpowiednim położeniem i zakresem pracy silnika krokowego w zależności od wartości odpowiadającej położeniu wyjściowemu attuatora (PWA lub zwana pozycją domyślną – default). Położenie wyjściowe to takie otwarcie attuatora, które zapewnia utrzymanie składu stechiometrycznego mieszanki Gazo-wo-powietrznej. Strategia pracy (położenia silnika krokowego) zależna jest od prędkości obrotowej i otwarcia przepustnicy, można ją podzielić na:

- I** – zakres pracy układu na biegu jałowym; ustawienie zaworu uzależnione jest od sygnału sondy lambda. Sterownik tak określa położenie zaworu (rys. 2.15), aby skład mieszanki mieścił się w przedziale składu stechiometrycznego; zakres pracy zaworu obejmuje $\pm 25\%$ PWA ,
- II** – zakres pracy przy podwyższonych obrotach, niż bieg jałowy; regulacja składu mieszanki na podstawie sygnału sondy lambda. Zubożenie składu mieszanki może nastąpić niemal do całkowitego zamknięcia (tj. 10 kroków otwarcia), natomiast otwarcie jest ograniczone na poziomie 50% PWA; sektor ten zabezpiecza przed możliwością powstania wybuchów powrotnych przez odpowiednie ustawienie zaworu w przypadku przejść z zakresu pierwszego do drugiego;
- III** – kalibracja – korekta składu mieszanki oparta na sygnale sondy lambda do składu około stechiometrycznego, w tym zakresie regulacji następuję ustalenie i „zapamiętanie” wartości PWA, wartość PWA ustalana jest na podstawie sygnału sondy lambda odpowiadająca mieszance stechiometrycznej;
- IV** – strategia pracy w tym sektorze odpowiada pracy w drugim sektorze, z tą różnicą, że nie jest ograniczony stopień otwarcia zaworu (max 250 kroków);
- V** – w tym zakresie pracy układu, utrzymywany jest poziom mieszanki bogatej kontrolowanej, zapewniający maksymalną moc silnika.



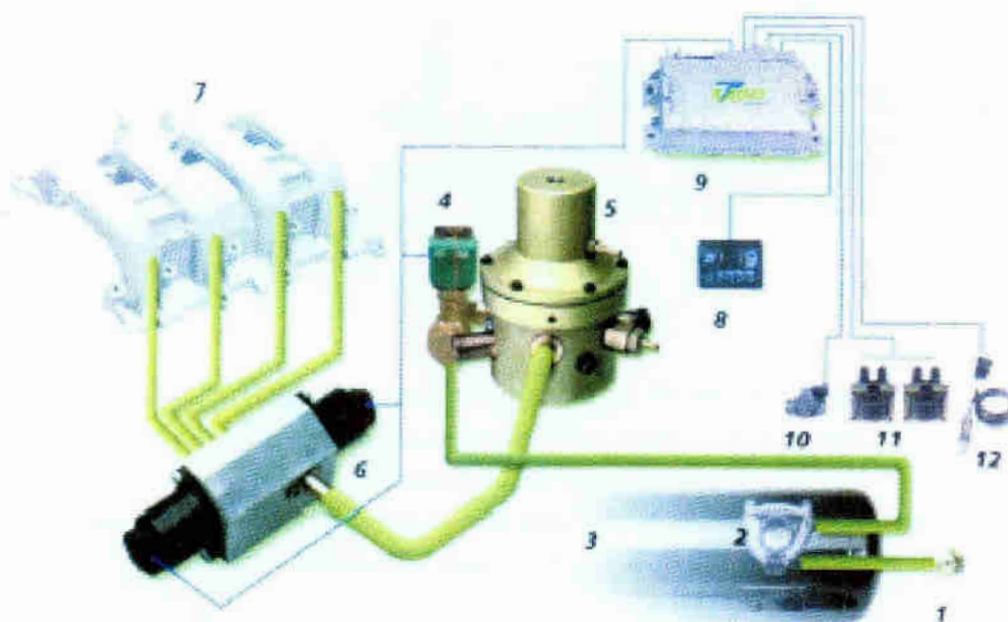
Rys. 2.15. Przekrój przez zawór dławiący (attuator).
 Pozycja 0 kroków to zawór całkiem zamknięty

System zasilania drugiej generacji reprezentuje szereg własności układów mieszalnikowych, z tą różnicą, że dokonywana jest korekta ilości paliwa w oparciu o sygnał sondy lambda. Układy te cechują się niestabilnością w nieustalonych warunkach pracy silnika. Wyposażone są w układ adaptacyjny, który przez cały okres eksploatacji jest w stanie zmieniać parametry się układu sterowania, w odniesieniu do zmieniających się warunków pracy silnika.

Odpowiednio dobrane elementy i poziom regulacji układu, w połączeniu ze sprawnie działającym katalizatorem, zapewniają spełnienie norm emisji spalin na poziomie Euro 2 oraz niższym. Ten system zasilania stosuje się dla pojazdów wyposażonych w układy kontroli i redukcji spalin, czyli układy zasilania wtryskowego jedno- i wielopunktowego. Istnieją jednak ograniczenia w przypadku pojazdów posiadających silniki, wyposażone w kolektor dolotowy wykonany z tworzywa sztucznego (niebezpieczeństwo powstania wybuchów powrotnych) oraz pojazdów wyposażonych w system diagnostyki pokładowej standardu OBD (występuje konieczność stosowania emulatorów tych układów).

2.3. Systemy zasilania nadciśnieniowego LPG trzeciej generacji

System zasilania LPG trzeciej generacji to pionierskie rozwiązanie, które pozwoliło na stosowanie wyższego ciśnienia na zasilaniu paliwem, niż ciśnienie atmosferyczne – stąd nazwa układy nadciśnieniowe. Przykład takiego układu zasilania jest przedstawiono na rysunku 2.16.

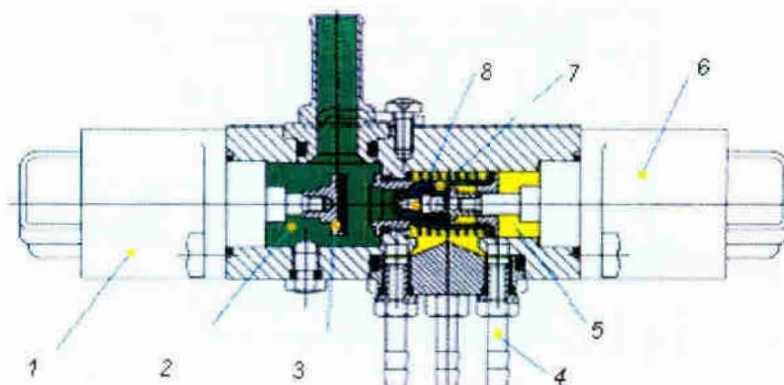


Rys. 2.16. Przykład systemu zasilania LPG trzeciej generacji

1-zawór napełniający, 2-armatura zbiornika, 3-zbiornik, 4-zawór elektromagnetyczny, 5-reduktor ciśnienia, 6-rozdzielacz, 7-kolektor dolotowy, 8-przełącznik wyboru paliwa, 9-sterownik układu zasilania LPG, 10-czujnik położenia przepustnicy, 11-sygnał prędkości obrotowej z cewki zapłonowej, 12-sonda Lambda

W układzie zasilania LPG trzeciej generacji podobnie jak i w układach I-wszej i II-giej generacji paliwo ze zbiornika podawane jest do układu w fazie ciekłej, pod ciśnieniem pary nasyconej. Reduktor ustala nadciśnienie gazu w układzie zasilania na poziomie około 100 kPa wyższym, od ciśnienia panującego w kolektorze dolotowym. Zapewnia to stałą jakość rozpylenia i wymieszania paliwa z powietrzem, niezależnie od warunków pracy silnika. Układ taki może rozpocząć pracę, po osiągnięciu przez płyn w układzie chłodzenia wymaganej temperatury (najczęściej około 25°C) oraz po osiągnięciu odpowiedniej prędkości obrotowej silnika.

Sposób pracy sterownika systemu zasilania LPG opiera się na tych samych sygnałach, co dla układu drugiej generacji. Różnica polega jednak na sposobie podawania paliwa oraz realizacji procesu regulacji układu sterownia. Regulację dawki paliwa realizuje sterownik za pomocą odpowiedniego położenia silników krokowych dystrybutora paliwa.



Rys. 2.17. Przekrój przez dystrybutor paliwa w układzie poziomym [33]

1-silnik krokowy nr I (zawór cut-off), 2-dolot paliwa z reduktora (kolor zielony),

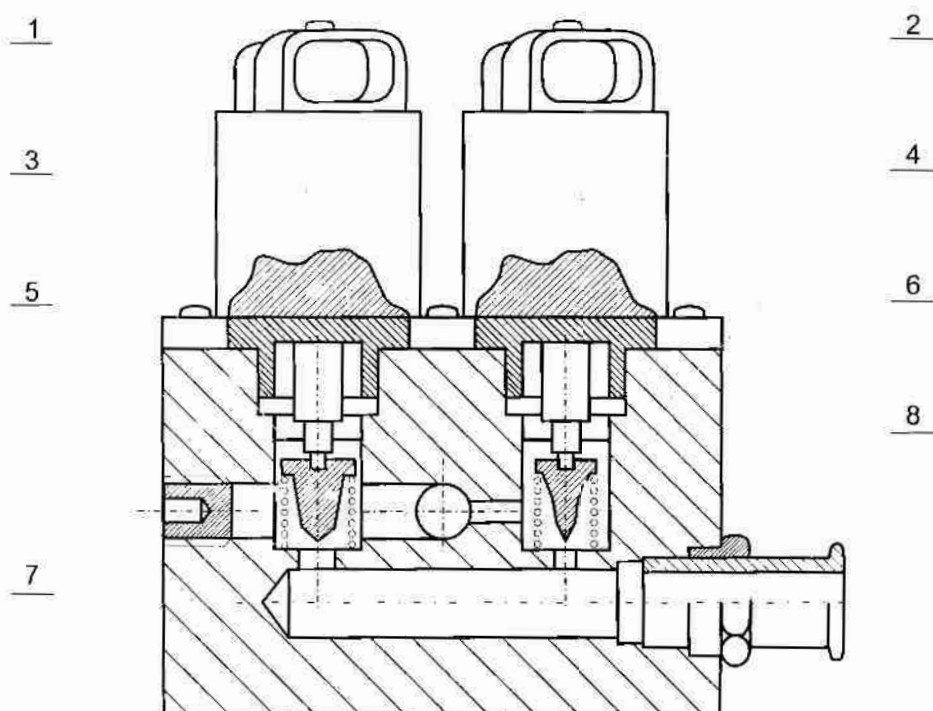
3-grzybek zaworu silnika nr I, 4-króćce dolotowe do rozdzielacza,

5-komora wylotowa paliwa z dystrybutora (kolor żółty), 6-silnik krokowy nr II (zawór iglicowy),

7-sprężyna iglicy silnika nr II, 8-iglica silnika nr II

Regulację dawki gazu, w zależności od zapotrzebowania silnika spalinowego, realizuje silnik krokowy nr II, natomiast silnik nr I spełnia dodatkowo rolę zaworu *cut-off* – odcięcie zasilania paliwem w trakcie hamowania silnikiem (rys. 2.17). Dzięki zastosowaniu podwójnego systemu silników krokowych znacznie zwiększono dokładność dawkowania paliwa oraz zmniejszono opóźnienie czasowe w układzie regulacji.

Oprócz poziomego układu silników można spotkać układ pionowy (rys. 2.18). Pełni on jednak tylko rolę dozatora paliwa i dalej paliwo doprowadzane jest do dystrybutora, który rozdziela paliwo do wszystkich cylindrów.



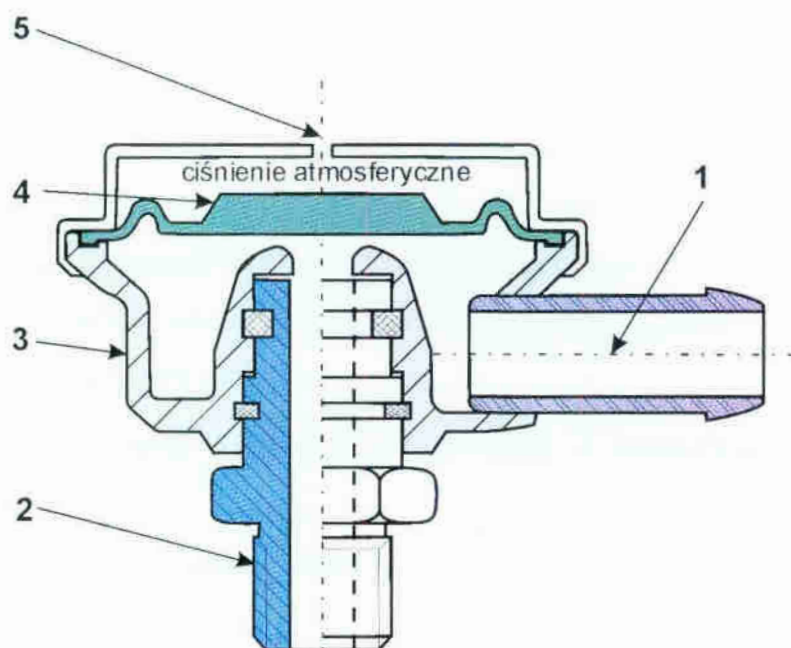
Rys. 2.18. Schemat dozatora w układzie pionowym [65]

1-króciec dolotowy LPG z reduktora, 2 i 3 silniki krokowe, 4 i 6-iglice sterujące.

5 i 7-sprężyny, 8-króciec wylotowy LPG z dozatora do dystrybutora

Jako elementy odpowiadające za wymieszanie paliwa z powietrzem w układach zasilania III-ciej generacji stosuje się, w zależności od producenta i typu układu, dysze wtryskowe lub wtryskiwacze. Każde rozwiązanie wymaga bardzo precyzyjnego umiejscowienia oraz montażu elementów w układzie dolotowym zasilanego silnika. Stacje montażu powinny dysponować odpowiednim, ściśle określonym przez producenta instalacji, oprzyrządowaniem do montażu tych elementów w konkretnym układzie zasilania silnika. Jeżeli nie posiadają takiego oprzyrządowania to układ dolotowy (kolektor) adaptowanego silnika powinien trafić do producenta lub wyspecjalizowanego zakładu montażu osprzętu do zasilania LPG. Zarówno dysze wtryskowe jak i wtryskiwacze podlegają normalizacji i segregacji pod względem wydatku.

Mechanizm działania wtryskiwacza oparty jest tylko na wykorzystaniu różnicy ciśnień po dwu stronach membrany, zwanej zaworem. Przykład przekroju wtryskiwacza takiego układu zasilania przedstawia rysunek 2.19.



Rys. 2.19 Przekrój przez wtryskiwacz systemu III-ciej generacji firmy Koltec [65]

1-króciec dolotowy LPG, 2-króciec wylotowy, 3-korpus, 4-zawór (membrana), 5-otwór kompensacyjny

Zasada działania wtryskiwacza sprowadza się do przesunięcia zaworu (membrany) pod działaniem różnicy ciśnień między ciśnieniem paliwa, a ciśnieniem atmosferycznym. Otwór kompensacyjny umożliwia oddziaływanie ciśnienia atmosferycznego na zawór i także zapobiega drganiom zaworu, spowodowanym pulsacją ciśnienia w kolektorze dolotowym.

Podobną zasadę działania wykorzystują w pracy niektóre dystrybutory paliwa w przypadku, gdy paliwo podawane jest do dysz wtryskowych, a nie wtryskiwaczy.

Oprócz tych podstawowych różnic w układzie zasilania trzeciej generacji zastosowano czujnik (kontroler) ciśnienia, który służy jako czujnik pracy reduktora (korekta ciśnienia w kolektorze). Na podstawie wskazań tego czujnika jednostka sterująca jest informowana o bieżącym obciążeniu silnika i dzięki tej informacji może dokonać korekty ilości paliwa podawanego w tym czasie do układu dolotowego silnika.

Pod względem strategii pracy sterownika i jego oprogramowania, włącznie ze sposobem analizy i obróbki sygnałów z poszczególnych czujników układ zasilania trzeciej generacji dedykowany jest przez producenta instalacji do konkretnego pojazdu. Wyposażony on jest także w układ adaptacyjny, aby zminimalizować wpływ zużycia silnika i zmian warunków pracy (np. zanieczyszczony filtr powietrza) na

zmianę dawki paliwa. W przypadku braku oprogramowania bazowego sterownik posiada funkcję diagnostyki, który umożliwia analizę i dobór właściwych parametrów pracy układu zasilania w stosunku do adaptowanego silnika. Sterownik posiada także funkcję autodiagnostyczną, która przez cały czas pracy systemu monitoruje jego zachowanie i elementy składowe pod względem bezpieczeństwa użytkownika. W przypadku wykrycia usterki następuje przełączenie na zasilanie benzyną i zablokowanie możliwości pracy na LPG.

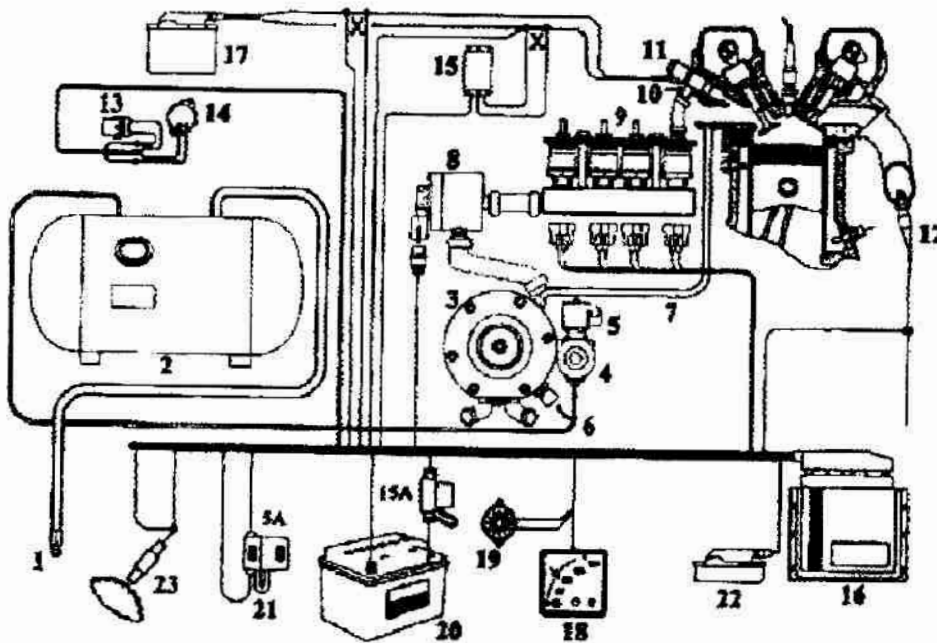
Porównując systemy zasilania III-ciej generacji, w stosunku do II-giej można powiedzieć że;

- nie występuje wpływ naporu wiatru (powietrza) i zmiany ciśnienia w kolektorze dolotowym na pracę układu,
- brak jest wpływu przyspieszeń na pracę reduktora,
- następuje poprawa stabilności pracy silnika, szczególnie w stanach nieustalonych, przy parametrach zbliżonych do systemów zasilania benzyną,
- mniejsze są opory przy napełnianiu cylindra ze względu na brak kryz i mieszalników,
- dzięki dokładności dawkowania oraz bliskości wprowadzenia paliwa (w stosunku do głowicy silnika) zmniejszono do minimum ryzyko wystąpienia wybuchów powrotnych,
- dzięki dokładności dawkowania zwiększono trwałość silnika oraz jego osprzętu,
- krótszy jest czas trwania okresów przejściowych w trakcie przełączania paliw zasilających,
- uproszczono procedury obsługowe oraz zmniejszone koszty użytkowania pojazdu.

2.4. System zasilania nadciśnieniowego IV-tej generacji

Ten system zasilania powstał przez rozwinięcie konstrukcyjne systemu trzeciej generacji. Posiada on jednak wiele cech zupełnie nowych, których wprowadzenie do konstrukcji zostało zobligowane przez systemy diagnostyki pokładowej standardu OBD (*On Board Diagnosis*) oraz stopień zaawansowania systemu sterowania benzyną w nowoczesnych silnikach. Czwarta generacja nawiązuje w swych cechach konstrukcyjnych i użytkowych do systemów zasilania benzynowego wtrysku wielopunktowego (rys. 2.20). Systemy te opierają się na kilku założeniach, które można przedstawić jako:

- sterowanie składem mieszanki do składu takiego, jak przy zasilaniu benzyną,
- moment wtrysku paliwa gazowego odpowiada momentowi wtrysku benzyny,
- nie występują różnice w zakresie czasu wtrysku.



Rys. 2.20. Schemat układu zasilania IV-tej generacji firmy Prins [65]

1-zawór tankowania, 2-zbiornnik, 3-reduktor, 4-filtr fazy ciekłej, 5-elektrozawór, 6-czujnik temperatury reduktora, 7-przewód między zaworem bezpieczeństwa i kolektorem dolotowym, 8-filtr fazy gazowej, 9-wtryskiwacze LPG, 10-adapter, 11-wtryskiwacze benzynowe, 12-sonda lambda, 13-elektrozawór zbiornika, 14-czujnik poziomu paliwa LPG, 15-zespół odcięcia wtrysku, 16-sterownik układu LPG, 17-sterownik benzyny, 18-przełącznik wyboru paliwa, 19-brzęczyk, 20-akumulator, 21-bezpiecznik, 22-złącze diagnostyczne, 23-czujnik prędkości obrotowej silnika

Projektując tego rodzaju układ zasilania dąży się do tego, aby użytkownik pojazdu nie odczuwał żadnych różnic w zachowaniu się jednostki napędowej, przy jej kompatybilności z bazowym układem zasilania. Wymagane jest również spełnienie wymogów związanych z emisją spalin, ilości spalanego paliwa, czy też trwałości zarówno jednostki napędowej, jak i samego układu zasilania.

Opisany układ zasilania jest układem sekwencyjnego wtrysku paliwa gazowego w fazie lotnej. Paliwo dopływa do układu zasilania, podobnie jak w poprzednio opisanych układach, pod ciśnieniem pary nasyconej LPG w zbiorniku paliwa. Wtrysk paliwa odbywa się za pomocą wtryskiwaczy elektromagnetycznych, sterowanych sterownikiem LPG. Wtrysk może odbywać się bezpośrednio z wtryskiwaczy do kolektora dolotowego lub pośrednio przez dysze wtryskowe. Rodzaj stosowanego

rozwiązania wynika z możliwości (ilości miejsca na zabudowę) instalacji wtryskiwacza w układzie dolotowym silnika rys. 2.21 i 2.22.



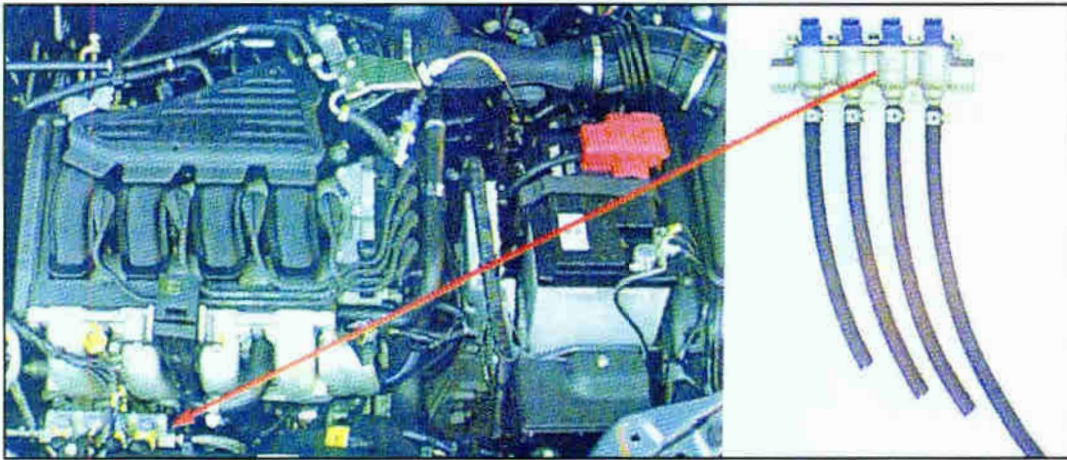
Rys. 2.21. Wtryskiwacze LPG zamontowane w kolektorze dolotowym silnika

Ze względu na stopień skomplikowania budowy układu dolotowego oraz konieczność precyzyjnego określenia miejsca wtrysku, należy stosować odpowiednio dobrane adaptory wtryskiwaczy LPG, bądź dysz wtryskowych. Konieczność ich stosowania wynika z tego, że najczęściej najlepsze miejsce w układzie do podania paliwa zajmuje już wtryskiwacz benzynowego układu zasilania. Reduktor w tym układzie służy do zmniejszenia ciśnienia oraz zmiany fazy ciekłej na gazową paliwa LPG. Rolę sterowania dawką paliwa w pełni przejmuje sterownik systemu zasilania gazowego. Inną różnicą w budowie układu jest zastosowanie filtra fazy lotnej paliwa, co ma uchronić przed nieprzewidywalnym pojawieniem się zanieczyszczeń po stronie wtryskiwaczy i w sposób znaczący wpłynąć na pracę silnika.

Sterownikowi LPG postawiono następujące zadania;

- interpretacja sygnałów wejściowych takich jak:
 - prędkość obrotowa silnika,
 - czas otwarcia wtryskiwaczy benzynowych,
 - sygnał składu mieszanki z sondy lambda,
 - temperatura cieczy chłodzącej w reduktorze,
 - temperatura paliwa LPG w fazie gazowej,
 - ciśnienie paliwa w fazie gazowej,
 - wybór rodzaju zasilania.
- zasilanie zaworów odcinających,
- sterowanie przełączaniem paliw,
- wyłączenie i włączenie wtryskiwaczy benzynowych,

- kontrola procesu sterowania składem,
- realizacja funkcji diagnostycznych i serwisowych.

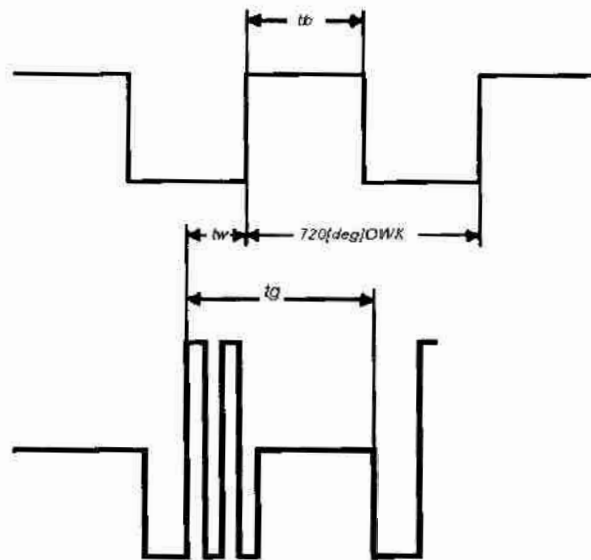


Rys. 2.22. Listwa zasilająca wtryskiwacze LPG w silniku samochodu Fiata Brava [33]

Regulacja dawki paliwa oraz momentu jego wtrysku uzależnione są wyłącznie od zasadniczej jednostki sterującej silnika, tj sterownika benzynowego układu zasilania. Układ ten jest w pełni dopasowany do adaptowanego silnika, nie wymaga dodatkowych urządzeń, które miałyby wspomagać jednostkę sterowania LPG. Warunkiem możliwości pracy układu zasilania gazem jest osiągnięcie przez płyn chłodzący odpowiedniej temperatury (min. 35°C) oraz ilości i ciśnienia paliwa w zbiorniku LPG. Dodatkowe warunki załączenia układu zasilania gazem związane są z wartością i tendencją zmiany prędkości obrotowej oraz pojawieniem się sygnału z sondy lambda. Sposób przełączenia jest całkowicie zautomatyzowany i zdeterminowany tylko przez warunki pracy silnika oraz położenie przełącznika wyboru paliwa. Jeżeli warunki są sprzyjające, to sterownik LPG powoduje wyłączenie wtryskiwaczy benzynowych i załączenie wtryskiwaczy LPG w sposób ściśle określony i zapisany w pamięci sterownika gazowego układu zasilania.

Ze względu na pracę układu (z poziomu montażysty) należy przede wszystkim zwrócić uwagę, na precyzję montażu i osadzenia wtryskiwaczy. Czynność ta najczęściej obciążona jest znacznym błędem i ma znaczący wpływ na jakość pracy układu zasilania LPG. Oprogramowanie zapisane w pamięci sterownika LPG stanowi jego integralną część, jeżeli chodzi o dopasowanie parametrów do charakteru pracy silnika, który poddawany jest adaptacji. Prócz stałych nastaw sterownik posiada funkcję adaptacji systemu do aktualnych warunków pracy i stanu technicznego silnika. Po-

dobnie zresztą, jak ma to miejsce w przypadku systemów zasilania benzynowego. Sprawdzeniu, bądź ewentualnej korekcie podlega tylko czas otwarcia wtryskiwaczy LPG, co schematycznie przedstawiono na rysunku 2.23. Wtryskiwacze, w zależności od zapotrzebowania silnika, podzielone są na trzy grupy wydajności, zróżnicowane przez wielkość średnicy dyszy wylotowej wtryskiwacza. Dobiera się je indywidualnie dla konkretnego silnika.



Rys.2.23. Sygnał otwarcia wtryskiwacza [65]

t_b - czas otwarcia wtryskiwacza benzynowego; t_g - czas otwarcia wtryskiwacza LPG;
 t_w - czas wyprzedzenia

System czwartej generacji zasilania LPG to wtrysk sekwencyjny fazy lotnej. Nie uniknięto tutaj także wpływu czynników zewnętrznych na działanie systemu zasilania gazowego i zmiany jego parametrów pracy. Dotyczy to szczególnie wpływu temperatury na precyzję dawkowania paliwa, w stosunku do bieżącego zapotrzebowania przez silnik. Układy te są konfigurowane do konkretnych typów pojazdów, a więc zakres możliwości homologacyjnych producentów instalacji zasilania LPG jest w pewnym stopniu ograniczony. Stąd duża liczba firm produkujących te instalacje dostępne na rynku. Oczywiście największą ofertą instalacji obdarzone są marki i modele pojazdów najbardziej popularnych wśród użytkowników.

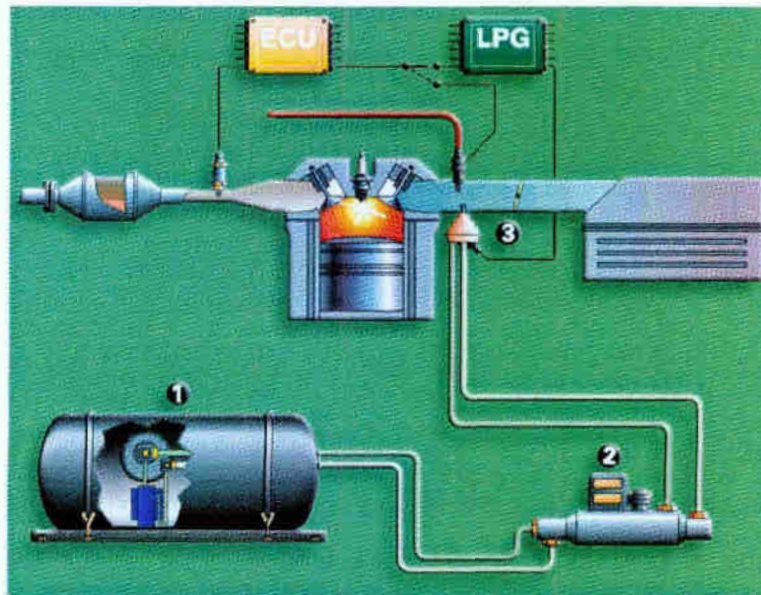
Zalety systemu sekwencyjnego wtrysku gazu fazy lotnej to przede wszystkim:

- zachowanie jednostki napędowej samochodu zasilanego gazem bez wyczuwalnych różnic w porównaniu do zasilania benzyną,

- odpowiednio wysoka jakość i niezawodność układu odpowiadająca standardom obecnego rynku motoryzacyjnego oraz możliwość zastosowania w nowych pojazdach,
- łatwe modernizacje i możliwość dopasowywania i szybkiego wdrażania urządzeń dla różnych samochodów,
- spełnia wymagania nowych standardów emisji spalin,
- kompatybilność z układem diagnostyki pokładowej EOBD.

2.5. System zasilania wtryskowego fazą ciekłą LPG (LPi)

System zasilania LPG fazą ciekłą (*LPi – Liquid Propane injection*) to w pewnym sensie niemalże kopia systemu zasilania wtryskowego benzyny (rys. 2.24). Występujące tu elementy składowe mają swoje odpowiedniki również w układzie zasilania benzyną. Jest to system zasilania, który odbiega, pod względem zaawansowania technologicznego, od swoich poprzedników w zasilaniu LPG. Pozbawiony jest on wpływu parametrów zewnętrznych na dokładność dawkowania paliwa, co wpłynęło dodatnio na zmniejszenie zużycia paliwa i tym samym emisję substancji szkodliwych w spalinach oraz obniżenie emisji CO₂.



Rys.2.24. Schemat układu zasilania piątej generacji LPG firmy Vialle wtrysku sekwencyjnego fazy ciekłej(LPi) [101]

1-zbiornik paliwa z pompą LPG, 2- regulator ciśnienia paliwa LPG, 3-wtryskiwacz LPG, ECU – sterownik benzynowego układu zasilania, LPG – sterownik gazowego układu zasilania

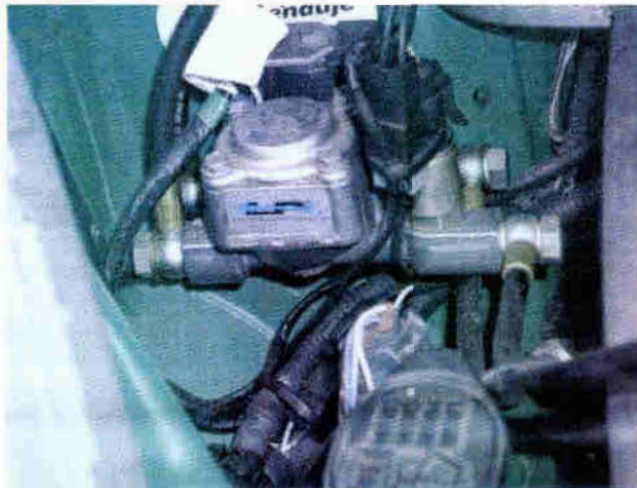
Wymienione systemy zasilania są całkowicie kompatybilne z systemem zasilania benzynowego i standardem diagnostyki pokładowej OBDII/EOBD. Poza elementami strukturalnymi nie wymagają stosowania emulatorów, wspomagających je w wypełnieniu wszystkich zaplanowanych oraz wymaganych funkcji.

W odróżnieniu od poprzednio opisanych układów zasilania LPG, w tym systemie, paliwo ze zbiornika nie wydostaje się pod ciśnieniem pary nasyconej, lecz pobierane jest przez pompę LPG i podawane do układu pod ciśnieniem wyższym o 0,5MPa od ciśnienia panującego w zbiorniku (rys. 2.25). Wartość ciśnienia jest związana z wydatkiem pompy, a ten jest uzależniony od prędkości obrotowej jej wirnika. Wynika też, z chwilowego zapotrzebowania silnika na paliwo. O ile zapotrzebowanie silnika na paliwo zależy od chwilowych warunków pracy, o tyle prędkość obrotowa wirnika pompy jest regulowana elektronicznie. Do napędu pompy zastosowano bezszczotkowy silnik prądu przemiennego. Układ elektroniczny, w zależności od strategii pracy jednostki sterującej LPG, ogranicza prędkość obrotową na poziomie jednym z pięciu poziomów (500,1000,1500, 2000, 2500 obr./min.) [65].



Rys.2.25. Zbiornik z zamontowanym zespołem pompy paliwa

Ciśnienie w układzie zasilania utrzymywane jest przez regulator (rys.2.26) na poziomie od 0,7 do 3,0 MPa. Pozwala to zapewnić odpowiednią ilość paliwa oraz zabezpieczyć układ przed powstawaniem korków parowych na skutek spadku ciśnienia w układzie zasilania.



Rys.2.26. Regulator ciśnienia paliwa LPG zamontowany w pojeździe.

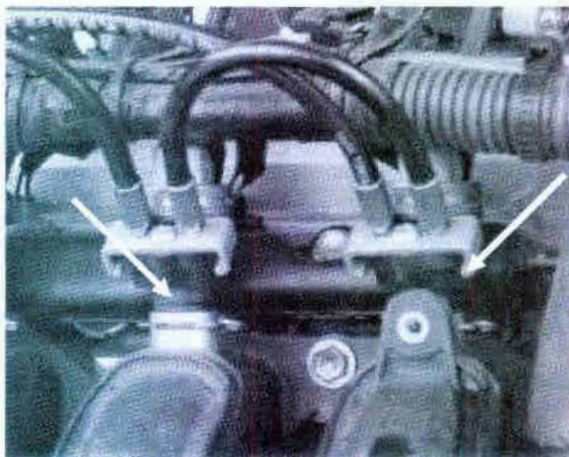
Kolejna różnica sprowadza się w zastosowanych przewodach paliwowych. Poprzednio przewody wykonane były ze stopów miedzi. Natomiast w układzie piątej generacji zastosowano wysokowytrzymałe tworzywo sztuczne.

Paliwo podawane z regulatora ciśnienia jest do wtryskiwaczy roboczych systemu LPG. Wtryskiwacze montowane są do kolektora dolotowego tak, aby struga paliwa wydostawała się do układu dokładnie w osi przewodu dolotowego i skierowana w stronę zasilanego cylindra. Tutaj paliwo zmienia swój stan skupienia i przechodzi w stan gazowy mieszając się z powietrzem, co stanowi mieszankę palną. Dzięki temu, że przemiana zachodzi dopiero w kolektorze dolotowym uniknięto zjawiska podgrzewania powietrza w kolektorze, które prowadziło do zmniejszenia gęstości mieszaniny, a co za tym idzie ograniczało masę mieszanki palnej, która dopływała do cylindra. Powstało natomiast inne niebezpieczeństwo, polegające na oblodzeniu ścianek kolektora dolotowego. Zabezpieczenie przed skutkami tego zjawiska polega na scentralizowaniu strugi w przewodzie dolotowym i umieszczeniu wtryskiwacza możliwie blisko silnika oraz podgrzewaniu kolektora dolotowego.

Jako wtryskiwacze stosuje się także zawory elektromagnetyczne (rys. 2.27), tak jak w przypadku benzynowych systemów zasilania wtryskowego, z tą jednak różnicą, że wtryskiwacze LPG systemu LPi mogą pracować przy dużo wyższym ciśnieniu roboczym dochodzącym do 300 kPa [65]. Zasada działania wtryskiwaczy i ich konstrukcja jest podobna do wtryskiwaczy benzynowych. Wtryskiwacze te podobnie jak w układach zasilania LPG IV-tej generacji dobiera się do silnika pod względem wymaganego wydatku paliwa. Podzielone są one na cztery grupy oznaczone odpowiednimi kolorami, z których najbardziej popularnym jest wtryskiwacz

oznaczony kolorem fioletowym, który może być zastosowany do większości silników.

Montaż wtryskiwaczy w kolektorze dolotowym silnika jest bardzo precyzyjnie określony i stanowi jeden z podstawowych wymogów poprawnej pracy układu zasilania. Do montażu wykorzystuje się specjalne przyrządy, umożliwiające zachowanie wymaganej dokładności montażu wtryskiwacza.



Rys.2.27. Wtryskiwacze LPG zamontowane w pojeździe

Sterownik systemu LPi, wykorzystując swoje oprogramowanie, ma za zadanie;

- przetwarzanie sygnałów wejściowych na wyjściowe,
- sterowanie pracą wtryskiwaczy LPG,
- zarządzanie przełączeniem paliw w zależności od warunków pracy silnika,
- sterowanie i zasilanie elektrycznej pompy paliwa LPG,
- sterowanie zaworami odcinającymi LPG,
- odcinanie wtryskiwaczy benzynowych, emulacja wtrysku.

Przełączenie z zasilania benzynowego na gazowe nadzorowane jest przez sterownik LPG i w wybranym optymalnym momencie następuje przełączenie rodzaju paliwa.

Sterownik LPG dokonuje wyboru momentu przełączenia paliwa na podstawie analizy sygnału z sondy lambda. Sygnał z sondy oscyluje dopiero po osiągnięciu przez nią odpowiedniej temperatury pracy [37, 44], to jest około $200\div 300^{\circ}\text{C}$, natomiast temperatura optymalna pracy sięga $478\div 578^{\circ}\text{C}$. Moment przełączenia paliw

może być wybrany, od kilku sekund do kilku minut, od momentu uruchomienia silnika, w zależności od temperatury otoczenia i silnika.



Rys.2.30. Jednostka sterująca gazowego układu zasilania zamontowana w pojeździe

System sterowania LPG (rys.2.30) nie wpływa na pracę bazowego systemu, lecz korzysta z jego danych. Oznacza to, że sterownik benzyny pełni dalej funkcję nadrzędną w stosunku do układu LPG realizując wszystkie zadania, w tym:

- ogranicza prędkość obrotową,
- odcina dopływ paliwa,
- realizuje funkcję hamowania silnikiem, itd.

Na podstawie jego sygnałów, zarówno wejściowych, jak i wyjściowych jednostka sterująca LPG steruje zasilaniem silnika.

2.6. Kryteria optymalizacji algorytmów sterowania

Układ sterowania silnikiem spalinowym współczesnego pojazdu samochodowego realizuje zadania związane z przebiegiem procesów;

- wtrysku paliwa (wydatku, sekwencja, etapowość wtrysku),
- zapłonu (wyprzedzenia wtrysku lub zapłonu),
- napełniania (ciśnienie doładowania, długość układu dolotowego, kąty fazowe otwarcia zaworów),
- stanu cieplnego silnika (sterownie obiegami czynnika chłodzącego, wydajność wentylatorów, dogrzewanie cieczy chłodzącej).

Oprócz tych zadań, układ sterowania stanowi często integralną część innych układów [36] (np. ASR – zmniejszenie momentu napędowego, klimatyzacja – sterowanie pracą sprężarki). Bez niego układy te nie mogłyby w pełni realizować swych zadań. Jest on także źródłem informacji wykorzystywanych przez inne systemy pojazdu.

Z punktu widzenia użytkownika najważniejsze kryteria można sprowadzić do;

- podatności na sterowanie (np. zdolność do zmiany prędkości obrotowej),
- minimalizacji zużycia paliwa,
- minimalizacji emisji substancji toksycznych,
- maksymalizacji parametrów użytkowych silnika (moc, moment obrotowy).

Wśród parametrów opisujących właściwości dynamiczne silnika należy wymienić [49]:

- 1) pochodną S_1 momentu obrotowego M_o względem kąta α_p uchylenia przepustnicy (stopnia otwarcia elementu sterującego), podczas obciążenia silnika znanym momentem obrotowym:

$$S_1 = \frac{dM_o}{d\alpha_p}, \quad (2.1)$$

- 2) pochodną S_2 prędkości obrotowej n względem kąta α_p otwarcia przepustnicy (silnik nieobciążony):

$$S_2 = \frac{dn}{d\alpha_p}, \quad (2.2)$$

- 3) współczynnik elastyczności prędkości obrotowej e_n :

$$e_n = \frac{n_{N_e \max}}{n_{M_o \max}}, \quad (2.3)$$

gdzie:

$n_{N_e \max}$ – prędkość obrotowa odpowiadająca mocy maksymalnej,

$n_{M_o \max}$ – prędkość obrotowa odpowiadająca maksymalnej wartości momentu obrotowego,

4) współczynnik elastyczności momentu obrotowego e_{M_o} :

$$e_{M_o} = \frac{M_{o_{max}}}{M_{o_{N_{e_{max}}}}} , \quad (2.4)$$

gdzie:

$M_{o_{max}}$ – maksymalna wartość momentu obrotowego,

$M_{o_{N_{e_{max}}}}$ – wartość momentu obrotowego odpowiadająca mocy maksymalnej.

Wymienione parametry związane są z ilością paliwa podawanego do cylindra oraz ze stopniem wykorzystania paliwa przez silnik. Związane jest to także z poziomem emisji spalin, która zależy od jakości procesu spalania, zdeteminowanego przez warunki otoczenia oraz jakością przygotowanej mieszanki do spalania. O tym, w jaki sposób zostanie przygotowana mieszanka do spalania decyduje także zastosowany algorytm sterowania. Algorytm ten, jest wyznaczany w postaci wektora, na podstawie obliczeń teoretycznych, zweryfikowanych badaniami doświadczalnymi, przeprowadzanymi na hamowni silnikowej, podwoziowej i w trakcie prób drogowych.

Wektor sterowania zawiera między innymi dane o:

- otwarciu przepustnicy (masa powietrza dostarczanego),
- masie paliwa,
- kącie wyprzedzenia zapłonu lub wtrysku,
- energii iskry (ciśnienie i fazowość wtrysku).

Podczas prac optymalizacyjnych dąży się do osiągnięcia podczas pracy silnika minimum jednostkowego zużycia paliwa. Drugim ważnym kryterium optymalizacyjnym jest ograniczenie poziomu emisji spalin. Wartości parametrów pracy określonych przez wymagania kryterialne wyznaczane są dla dyskretnych parametrów pracy silnika. Jednak w znacznej części zakresu pracy silnika, parametry te nie są objęte badaniami homologacyjnymi. Wartości poziomu emisji składników spalin w nie badanych polach pracy silnika są obliczane, biorąc pod uwagę zużycie paliwa z uwzględnieniem ich wpływu na dynamikę układu napędowego.

Funkcjonałem świadczącym o jakości spalania może być masa paliwa niezbędna do wykonania testu $J_x(u)$ [49]:

$$J_x(u) = \int_0^T m_f[u(t), M_o(t), n(t)] dt, \quad (2.5)$$

gdzie:

m_f – chwilowe zużycie paliwa,

$u(t)$ – wektor sterowania,

$M_o(t)$ – moment obrotowy,

$n(t)$ – prędkość obrotowa,

t – czas,

T – czas trwania testu.

Ogół zagadnień optymalizacyjnych oparty jest na poszukiwaniu minimum funkcjonału $J_x(u)$ dla założonych ograniczeń:

$$\int_0^T HC[u(t), M_o(t), n(t)] dt \leq HC^*, \quad (2.6)$$

$$\int_0^T CO[u(t), M_o(t), n(t)] dt \leq CO^*, \quad (2.7)$$

$$\int_0^T NO_x[u(t), M_o(t), n(t)] dt \leq NO_x^*, \quad (2.8)$$

gdzie:

s – długość drogi testu,

HC, CO, NO_x – rzeczywista emisja składnika [g/km],

HC^*, CO^*, NO_x^* - dopuszczalna emisja składnika spalin [g/km].

W przypadku optymalizacji układów sterowania pojawia się problem związany z warunkami kryterialnymi. W przypadku, gdy jedno z kryteriów są spełnione – np. emisja składników szkodliwych - może okazać się, że nie spełnione jest kryterium dynamiki układu napędowego silnika. Powodem tego jest to, że maksimum dynamiki (S_1, S_2) uzyskuje się zasadniczo w przypadku mieszanek bogatych. Rodzaj testu symulacyjnego i warunki jego przeprowadzenia określają przepisy danego kraju lub grupy krajów (UE).

Parametry regulacyjne silnika, dla stanów pracy nie objętych testem, uwarunkowane są minimum zużycia paliwa dla obciążeń statycznych silnika. Wyjątkiem od tego, jest wymóg mocy maksymalnej przy pełnym otwarciu przepustnicy. Dla tego przypadku, parametry dobiera się tak, aby uzyskać maksimum mocy silnika.

Wynikiem procesu optymalizacji wektora sterowania jest zależność, wiążąca parametry stanu silnika:

$$\lambda = \lambda(n, M_o) \quad (2.9)$$

$$\alpha_z = \alpha_z(\lambda, n, M_o) \quad (2.10)$$

gdzie:

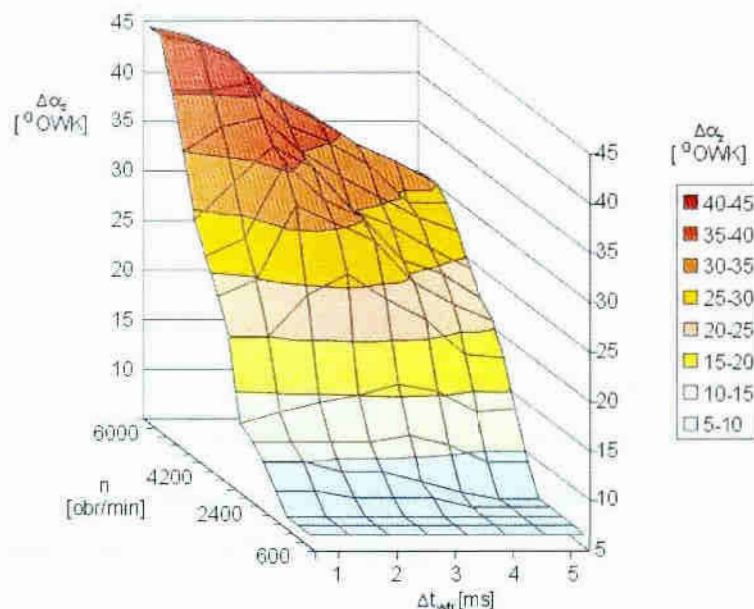
λ – współczynnik nadmiaru powietrza,

n – prędkość obrotowa,

M_o – moment obrotowy,

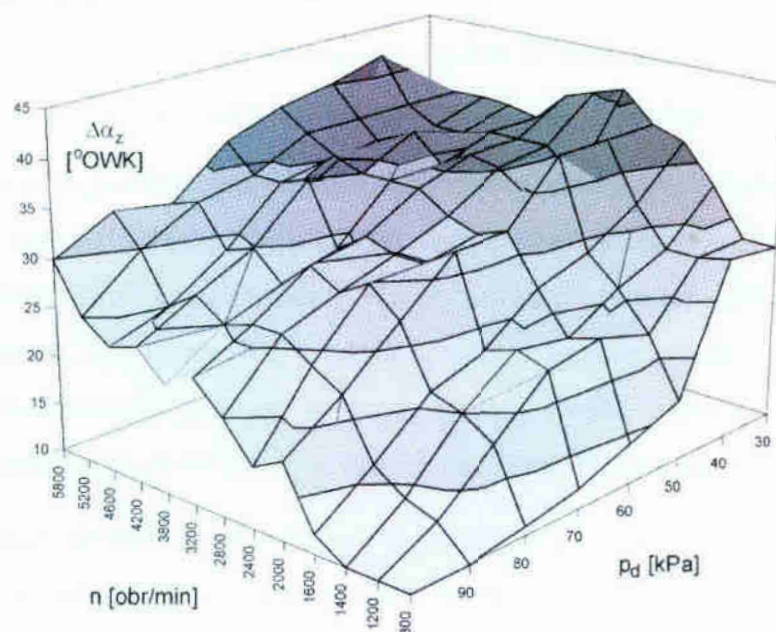
α_z – kąt wyprzedzenia zapłonu przed GMP

Przykłady zarejestrowanych i ustalonych wartości parametrów wektora bazowego, sterowania zapisanego w pamięci stałej (EPROM) sterownika przedstawiają rysunki 2.31 i 2.32.



Rys.2.31. Bazowa mapa Mono-Motronic wartości głównych parametrów wektora sterowania opartej na prędkości obrotowej silnika n , $\Delta\alpha_z$ – zmiana kąta wyprzedzenia zapłonu, Δt_{wtr} – zmiana czasu otwarcia wtryskiwacza [121]

W zależności od warunków chwilowych pracy silnika oraz wartości parametrów korygujących (temperatura cieczy chłodzącej, ciśnienie, szybkość otwarcia przepustnicy, itp.) powierzchnia bazowa korygowana jest przez procesor sterownika. Wyznaczany jest nowy wektor sterowania uwzględniający współczynniki korekcji z poszczególnych torów pomiarowych układu sterowania. Prócz układu sterowania, występuje także układ adaptacyjny. Jego zadaniem jest ciągła kontrola wartości wielkości dopływających z torów pomiarowych układu sterowania. Na ich podstawie określone są warunki w jakich użytkowany jest silnik (zużycie silnika, zmiana czułości torów pomiarowych) i wartości wektora bazowego są przeliczane na nowe.



Rys.2.32. Bazowa mapa wartości głównych parametrów wektora sterowania silnika Holden 2,2 MPFI opartej na prędkości obrotowej n i ciśnieniu w kolektorze dolotowym p_d . $\Delta\alpha_z$ – zmiana kąta wyprzedzenia zapłonu [121]

Dzięki temu następuje ciągła zmiana tego wektora uwzględniająca zmianę warunków pracy silnika. Wszelkie korekty obliczane są od wartości bazowych nowego wektora sterowania. Bardziej zaawansowane układy sterowania mogą uwzględniać styl jazdy kierowcy, dzięki czemu mogą rozpoznawać jego zamiary i wcześniej reagować na zmianę warunków pracy jednostki napędowej.

Ważnym jest ustalenie pierwotnych wartości wektora sterowania oraz zakresu możliwej adaptacji [109], aby układ sterowanie mógł pracować optymalnie w możliwie każdych warunkach pracy silnika.

3. Modele matematyczne pracy tłokowego silnika spalinowego

Modelując zjawisko rzeczywiste, należy przyjąć odpowiadający mu model nominalny [27]. Następnie, po uwzględnieniu zjawisk fizycznych, mających związek z procesami rzeczywistymi, przekształca się model nominalny w model fizyczny.

Proces modelowania matematycznego, w odniesieniu do tłokowego silnika spalinowego można podzielić na etapy, z których:

- *etap pierwszy* – obejmuje określenie zakresu występujących zjawisk fizycznych, które model powinien uwzględniać,
- *etap drugi* – zawiera opis matematyczny modelu fizycznego,
- *etap trzeci* – podaje rozwiązanie numeryczne przyjętego modelu.

Sposób postępowania jest podobny do modelowania innych układów mechaniki. Istotną różnicą dla tego przypadku jest duża złożoność zjawisk, towarzyszących pracy tłokowego silnika spalinowego. Należy uwzględnić tutaj zjawiska związane z termodynamiką, gazodynamiką, chemią spalania, wymianą ładunku (faza ciekła i gazowa). Dodatkowym „atutem” procesu jest jego niepowtarzalność, co czyni go dość nieprzewidywalnym (w pewnym sensie ma charakter stochastyczny).

Występują również szczególne cechy przebiegu procesu spalania paliwa w silniku, które determinują sposób postępowania w trakcie modelowania, a w tym:

- ciągłą zmianę parametrów związanych z drogą przepływu i jego strukturą, które istotnie wpływają na przebieg procesu spalania,
- parametry termodynamiczne i gazodynamiczne zależne od spalanego ładunku, ponieważ spalanie odbywa się w przestrzeni zamkniętej,
- ciągłą zmianę geometrii komory spalania wywołanej ruchem tłoka, przy czym intensywność tych zmian związana jest z prędkością obrotową wału korbowego.

Złożoność modelowanych procesów wymaga wielu założeń i uproszczeń, co w konsekwencji może doprowadzić do powstania różnic wyników obliczeń, w stosunku do wielkości zmierzonych. Weryfikacja modelu w oparciu o badania eksperymentalne pozwoli uzyskać maksimum korzyści stworzonego modelu.

Na ogół jako wynik procesu modelowania oczekuje się uzyskanie wartości parametrów związanych z parametrami silnika (moc, moment obrotowy, sprawność, itd.), wiedzy na temat emisji składników toksycznych i nietoksycznych w spalinach,

oraz możliwości wystąpienia spalania stukowego (silniki ZI) [89, 90].

Ze względu na dużą ilość opracowań w zakresie matematycznego modelowania cyklu roboczego tłokowego silnika spalinowego obszar analizy modelowania zawężono do silników o zapłonie iskrowym, gdzie mieszanina palna przygotowana jest poza komorą spalania (w kolektorze dolotowym).

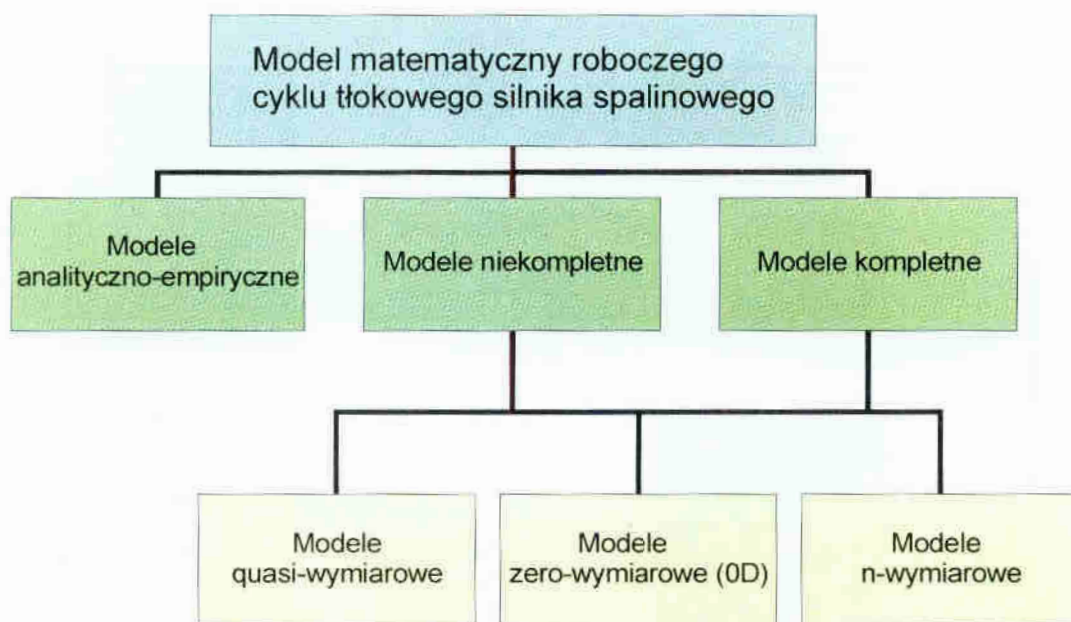
3.1. Klasyfikacja modeli

Ogólny podział modeli matematycznych (rys. 3.1) oparto na opisie procesu spalania użytego w modelu. Można wtedy wyróżnić dwa sposoby takiego opisu:

1. Przebieg procesu spalania jest ściśle określony różnymi metodami. Sam proces spalania opisywany jest w oparciu o sposób rozprzestrzeniania się płomienia (większość silników ZI), lub w oparciu o prędkość masową wydzielania się ciepła podczas spalania. Przy czym rozprzestrzenianie się frontu płomienia może być opisane funkcją na podstawie prędkości przemieszczania się zmiany powierzchni w czasie, która zależy od parametrów komory spalania. Objętość ładunku w tych modelach podzielona jest na skończoną liczbę stref o uśrednionych parametrach. Strefy te mogą być masowe, bądź objętościowe. Modele takie zwane są *modelami strefowymi lub fenomenologicznymi*.
2. Model połowy reprezentuje inny sposób opisu przebiegu procesu spalania. W tym modelu zarówno sposób, jak i prędkość rozprzestrzeniania się frontu płomienia nie zależy od modelującego, lecz od wyników rozwiązań podstawowych równań zachowania (bilans masy, energii, pędu) i równań zamknięcia zależności uzupełniających. Równania te określają chwilowy stan termodynamiczny ładunku wewnątrz cylindra, przebieg reakcji chemicznych spalania oraz przepływy substancji. Model ten uwzględnia także chwilowe wartości parametrów stref oraz ich rozkład w komorze spalania.

Inne kryteria podziału modeli matematycznych wyróżniają je ze względu na;

- stopień wspomagania modelu przez dane eksperymentalne – nazywane kryterium samodzielności,
- stopień dokładności odwzorowania przez model warunków rzeczywistych – kryterium wymiarowości.

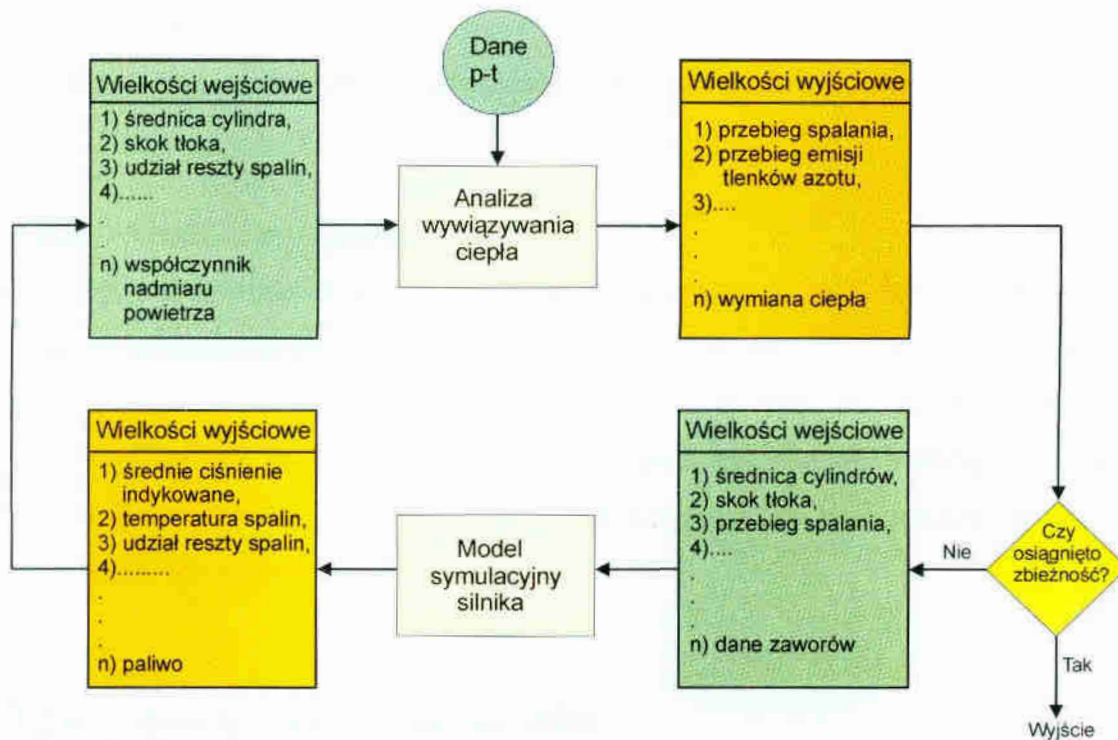


Rys.3.1. Ogólna klasyfikacja modeli matematycznych roboczego cyklu spalinowego silnika tłokowego.[19]

3.2. Charakterystyka wybranych modeli

3.2.1. Modele analityczno-empiryczne

Modele te służą do numerycznego przetworzenia danych, uzyskanych w wyniku eksperymentu. Umożliwiają dokładniejszą analizę zachodzących procesów oraz pozwalają na uzyskanie informacji o wartościach parametrów trudnych, bądź wręcz niemożliwych do zmierzenia (zmiana temperatury w cylindrze, szybkość przepływu ciepła). Najprostsza metoda polega na dopasowaniu funkcji zmian parametrów badanego układu do danych uzyskanych w wyniku eksperymentu [95]. Następnie funkcję tę wykorzystuje się do wizualizacji tego układu.



Rys.3.2 Schemat algorytmu iteracyjnego do analizy wywiązywania się ciepła w silniku tłokowym firmy General Motors [119]

Najczęstszym przypadkiem zastosowania tego rodzaju modeli jest analiza przebiegu przepływu ciepła oraz analiza innych parametrów termodynamicznych opisujących proces spalania (rys. 3.2). Wśród modeli tych można wyróżnić trzy zasadnicze grupy;

- modele, które pozwalają na obliczanie przebiegu strumienia ciepła i uśrednionej temperatury w cylindrze, na podstawie wykresu indykatorowego (silniki ZI i ZS),
- modele służące do obliczenia przebiegu strumienia ciepła, uśrednionej temperatury i ciśnienia na podstawie charakterystyki wtrysku (silniki ZS),
- modele mogące posłużyć do określenia współczynnika nadmiaru powietrza na podstawie składu spalin i wykresu indykatorowego.

3.2.2. Modele niekompletne

Modele te wymagają użycia określonej liczby danych doświadczalnych. Charakterystyczną cechą tych modeli jest brak możliwości opisu niektórych zjawisk rzeczywistych, mających zasadnicze znaczenie dla modelowanego procesu (kinematyka reakcji chemicznych i turbulencja) [89]. Cecha ta związana jest z ograniczonym zasobem wiedzy na temat procesu. Wymusza ona wprowadzenie do modeli danych

jakościowych i ilościowych, opisujących zjawiska w konkretnym przypadku. Konsekwencją tego jest konieczność akomodacji modelu do modelowanego obiektu.

3.2.3. Modele kompletne

Modele kompletne wykorzystują dane o charakterze ogólnym, jednak istnieją tylko w odniesieniu do układów prostych. Trudność w realizacji takiego modelu związana jest z brakiem opisu wielu podstawowych zjawisk, np. ogólnego skorelowania turbulentnej prędkości płomienia, z parametrami silnika. Istniejące obecnie, zaawansowane modele roboczego cyklu tłokowego silnika spalinowego są w rzeczywistości modelami niekompletnymi.

3.2.4. Modele zerowymiarowe (0D)

Modele zerowymiarowe służą do analizy termodynamicznej czynnika zawartego w cylindrze podczas trwania cyklu roboczego. Zmienną niezależną jest dla tych modeli czas. Bazują one na bilansie energetycznym, wynikającym z pierwszej zasady termodynamiki. Przepływ ładunku do przestrzeni roboczej jest modelowany na podstawie równań dla przepływów jednowymiarowych quasi-ustalonych. Dodatkowy opis zjawisk, efektywnych przekrojów przepływu zapewniają współczynniki empiryczne. Pomija się w tych przypadkach dynamikę przepływu, stosując założenie stałego ciśnienia dla obu stron kanałów. W przypadku uwzględnienia dynamiki przepływu, wyznacza się ją za pomocą równań dla przepływu nieustalonego jednowymiarowego, rozwiązywanych metodą charakterystyk. W obliczeniach wśród wielkości charakterystycznych uwzględnia się:

- tarcie,
- wymianę ciepła,
- zmienność przekroju.

W przypadku modelu 0D bilanse masy, pędu i energii wykonane są integralnie dla całej objętości obiektu energetycznego. Modelowanie komory spalania uzupełnia się o równania algebraiczne dla substratów i produktów reakcji opartych na założeniach stechiometrycznym lub równowagowym [10, 104, 105]. W modelach zerowymiarowych korzysta się z określeń stosowanych w modelowaniu trójwymiaro-

wym [9]. Wynika to z faktu, że model zerowymiarowy powstał w wyniku scalkowania modelu trójwymiarowego (3D):

$$0D = \iiint_V \beta D dV . \quad (3.1)$$

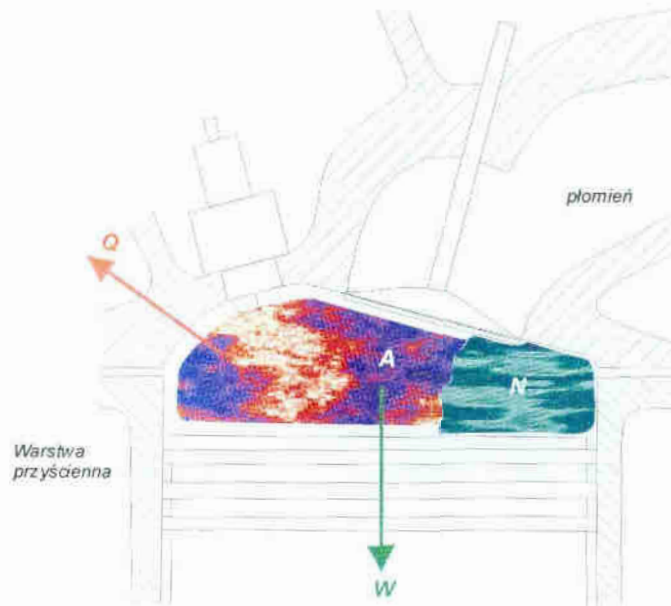
Wszystkie modele z tej grupy określa się wspólnym mianem jako CFM (*Computational Flow Mechanics*). Struktura budowy modelu opiera się na analizie termodynamicznej procesów i zjawisk zachodzących podczas roboczego cyklu silnika oraz z podmodelami innych procesów. Do analizy tych procesów można zaliczyć [15]:

- dolot – jako przepływ quasi-ustalony, izentropowy,
- sprężanie – adiabatyczne, ładunek jednofazowy,
- spalanie – następuje etapowo w warunkach równowagi termochemicznej; uwzględnia się wymianę ciepła oraz wygaszanie płomienia na ściankach i w szczelinach komory spalania,
- rozprężanie – w warunkach równowagi termochemicznej, z uwzględnieniem wymiany ciepła,
- wylot – w postaci przepływu quasi-ustalonego, izentropowy, następuje wymiana ciepła w kanale wylotowym, stosuje się współczynniki,
- układ wylotowy – jako reaktor adiabatyczny z wymianą ciepła w układzie wylotowym.

Jako podmodele, uzupełniające podstawowy opis zjawisk i procesów zachodzących podczas roboczego cyklu silnika spalinowego stosuje się modele opisujące:

- szybkość spalania,
- wymianę ciepła,
- emisję tlenków azotu (NO_x),
- emisję węglowodorów CH.

Model zakłada, że ładunek zawarty w cylindrze jest mieszaniną pary paliwa, powietrza i spalin pozostałych z poprzedniego cyklu pracy silnika. Udziały poszczególnych składników ładunku są uzależnione od cech konkretnego typu silnika i warunków pracy. Spaliny, które pozostały, nie mieszają się ze świeżą mieszanką paliwowo-powietrzną zasysaną do cylindra. W trakcie spalania przestrzeń robocza wypełniona jest przez dwuwarstwowy ładunek. Ładunek ten zawiera niespaloną mieszkankę i spaliny, przy czym dodatkowo można wyróżnić strefę przyścienną (rys.3.3).



Rys.3.3. Schemat podziału przestrzeni roboczej silnika podczas procesu spalania; A – strefa ładunku spalonego, N – strefa ładunku nieopalonego, W – praca, Q – ciepło wymieniane ze ściankami komory spalania,

Dla przyjętych założeń można określić zależność, opisującą szybkość spalania ładunku. Zależność ta może być opisana funkcją cosinusoidalną (3.2) lub funkcją Wiebego (3.3) [89]:

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{\pi}{2\Delta\varphi_{sp}} \left\{ 1 - \cos \left[\pi \frac{(\varphi - \varphi_z)}{\Delta\varphi_{sp}} \right] \right\}, \quad (3.2)$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = a(m+1) \left(\frac{\varphi - \varphi_z}{\Delta\varphi_{sp}} \right)^m \exp \left[-a \left(\frac{\varphi - \varphi_z}{\Delta\varphi_{sp}} \right)^{m+1} \right], \quad (3.3)$$

gdzie;

x_s – udział masowy ładunku spalonego, dla kąta obrotu wału korbowego wynoszącego φ i φ_z ,

$\Delta\varphi_{sp}$ – kąt obrotu wału korbowego, przy którym następuje spalanie,

a, m – współczynniki empiryczne.

Właściwości termodynamiczne ładunku, takie jak ciepło właściwe i energia wewnętrzna właściwa opisywane są za pomocą wielomianów interpolacyjnych. Wielomiany te pochodzą z tablic termodynamicznych lub są wynikiem obliczeń dla pełnej równowagi termodynamicznej. Wymianę ciepła ze ściankami przestrzeni robo-

czej silnika opisuje się stosując korelację *Nusselta* uzyskaną dla wymiany ciepła w ustalonych, turbulentnych przepływach, bez reakcji chemicznych (3.4).

$$Nu = c Re^d Pr^e \quad (3.4)$$

Współczynniki *c*, *d* i *e* wynikają z przeprowadzonych eksperymentów konkretnego silnika. W zależności od typu silnika, kształtu komory spalania i innych czynników zewnętrznych wzór (3.4), można modyfikować w celu przystosowania go do rzeczywistego silnika.

Pierwsza generacja modeli zerowymiarowych [100] obejmowała podstawowe zjawiska termodynamiczne. Służyły one do określania osiągnięć silnika w funkcji jego parametrów użytkowych (prędkość obrotowa, współczynnik nadmiaru powietrza, itp.) oraz w funkcji jego parametrów konstrukcyjnych (np. stopień sprężania).

Późniejsze modele nawiązują do powstawania tlenków azotu w strefie spalin (zastosowania mechanizmu *Zeldowicza* w zakresie tworzenia tlenków azotu). *Lavoie* [57] stworzył jako pierwszy model tej generacji, który posłużył do udowodnienia przydatności mechanizmu *Zeldowicza* do teorii spalania w silnikach. Model ten został rozwinięty przez *Heywooda* [39] i *Muzia* [73].

Podobny w budowie model zbudowali *Blumberg* i *Kummer* [16]. Jednak model ten wykazuje właściwości parametryczne. Objawiają się one wpływem różnych czynników zarówno konstrukcyjnych silnika, jak i parametrów roboczych (np., kąt wyprzedzenia zapłonu, stopień sprężania, itp.). Praca *Blumberga* i *Kummera* znalazła zastosowanie (wśród wielu badaczy) do analizy wpływu na emisję NO_x takich czynników jak;

- ilości spalin pozostałych w komorze [103],
- zmiany ciśnienia i czasu spalania [107],
- geometrii komory spalania silnika [93],
- kąta wyprzedzenia zapłonu [63],
- charakterystyki szybkości wywiązywania się ciepła [54].

Model *Blumberga* został także z powodzeniem zastosowany do analizy cyklu roboczego silnika z zapłonem iskrowym o ładunku uwarstwionym, w systemach jednokomorowym [17, 56] oraz w dwukomorowym [20, 25, 40]. Inni badacze [32, 67] zastosowali model *Blumberga*, po uzupełnieniach do analizy silnika o tłoku obrotowym. Świadczy to, o jego uniwersalności i wyjątkowej podatności do modyfikacji.

Modyfikacje te są wprowadzane w celu określenia indywidualnych cech badanego i modelowanego obiektu – silnika spalinowego.

Niektóre modele uwzględniające, oprócz stref świeżego ładunku i reszty spalin, strefę przyścienną zwane są modelami trójstrefowymi [38, 55, 80]. Stanowią one ostatnią generację modeli zerowymiarowych. Poprzez wprowadzenie termicznej warstwy przyściennej określa się zależność związaną z wymianą ciepła ze ściankami przestrzeni roboczej. Warstwa ta charakteryzuje się zmienną w czasie grubością, lecz nie wywiera znacznego wpływu na temperaturę pozostałej objętości spalin. Założenie to poparte jest przez wyniki badań eksperymentalnych. Także wyniki obliczeń za pomocą globalnych metod wymiany ciepła sugerują, że temperatura spalin jest zniżona, co w konsekwencji zmniejsza emisję tlenków azotu przez silnik spalinowy.

Trójstrefowe modele zerowymiarowe uzupełnione o najnowsze podmodele tworzenia CO i nie spalonych węglowodorów stanowią jedno z najbardziej wartościowych narzędzi badawczych.

3.2.5. Modele quasi-wymiarowe

Modele quasi-wymiarowe, w odróżnieniu od modeli zerowymiarowych, korzystają z określenia szybkości spalania na podstawie podstawowych, ogólnych parametrów opisujących stan fizyczny ładunku wewnątrz komory spalania. Do parametrów tych należy;

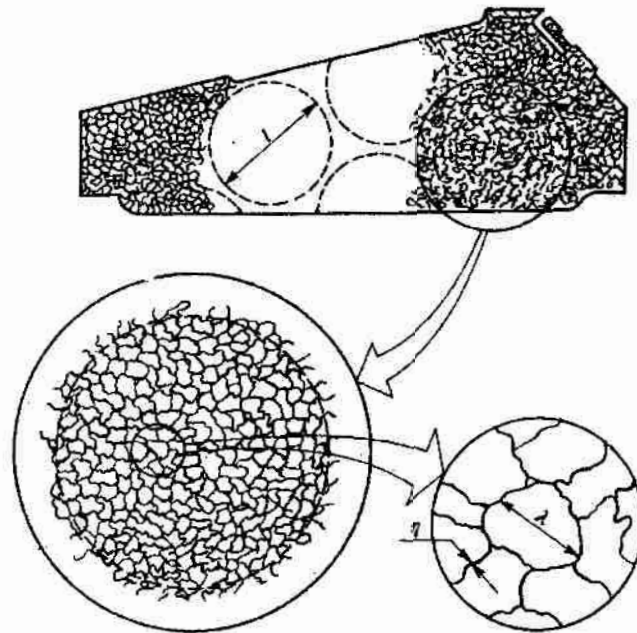
- natężenie turbulencji,
- skala całkowita i mikroskala turbulencji (rys. 3.4),
- kinetyka procesu spalania.

Poprawnie zbudowany model umożliwi określenie czasu opóźnienia zapłonu oraz czasu spalania, w zależności od zmiany wartości parametrów pracy silnika, w tym:

- kąta wyprzedzenia zapłonu,
- współczynnika nadmiaru powietrza,
- prędkości obrotowej,
- itp.

Zarówno opóźnienie, jak i czas spalania mają bezpośredni związek z szybkością spalania. Za opóźnienie zapłonu i czas spalania odpowiedzialne są parametry,

charakteryzujące warunki wewnątrz komory spalania oraz właściwości mieszanki paliwowo-powietrznej.



Rys.3.4. Struktura wiru turbulentnego; l - skala całkowita, λ - mikroskala Tylora, η - skala Kolmogorowa [14]

Masową szybkość spalania m_s można opisać zależnością:

$$\frac{dm_s}{dt} = \rho_n A_{pt} S_t, \quad (3.5)$$

gdzie:

ρ_n – gęstość ładunku niespalonego,

A_{pt} – pole powierzchni frontu płomienia,

S_t – prędkość płomienia turbulentnego.

Wśród parametrów występujących w równaniu (3.5) największą trudność stanowi określenie prędkości S_t . Źródła literatury podają szereg zależności empirycznych i półempirycznych związanych z określeniem prędkości płomienia turbulentnego na podstawie różnych modeli, wśród których większość została opisana przez *Andrewsa* [1].

W pierwszych tego typu modelach prędkość płomienia turbulentnego uzależniona była od laminarnej prędkości płomienia S_l i współczynnika K_t , zależnego od typu silnika (komory spalania) i prędkości obrotowej (rys.3.5). Natomiast przykła-

dem indywidualnej funkcji, uzależniającej współczynnik K_t dla komory spalania typu klinowego jest funkcja zaproponowana przez *Groffa* [34] i przedstawiona jako wzór:

$$K_t = 1,27 + 0,82 \left(\frac{u'}{S_t} \right) \left(\frac{p}{p_o} \right)^{0,82} (1 + 0,5\varphi_z^{0,4}), \quad (3.6)$$

gdzie:

u' – intensywność turbulencji,

p – ciśnienie w cylindrze,

p_o – ciśnienie odniesienia, dla którego dokonano pomiaru u' ,

φ_z – kąt wyprzedzenia zapłonu.

Inne zależności, określające współczynnik K_t zostały szczegółowo opisane przez *Mattavi* [66]. Proces propagacji turbulentnego płomienia podzielono na dwie fazy;

1. wprowadzenie świeżego ładunku m_e do frontu płomienia, określone za pomocą równania (3.7),
2. spalanie laminarne określone równaniem (3.8), czyli:

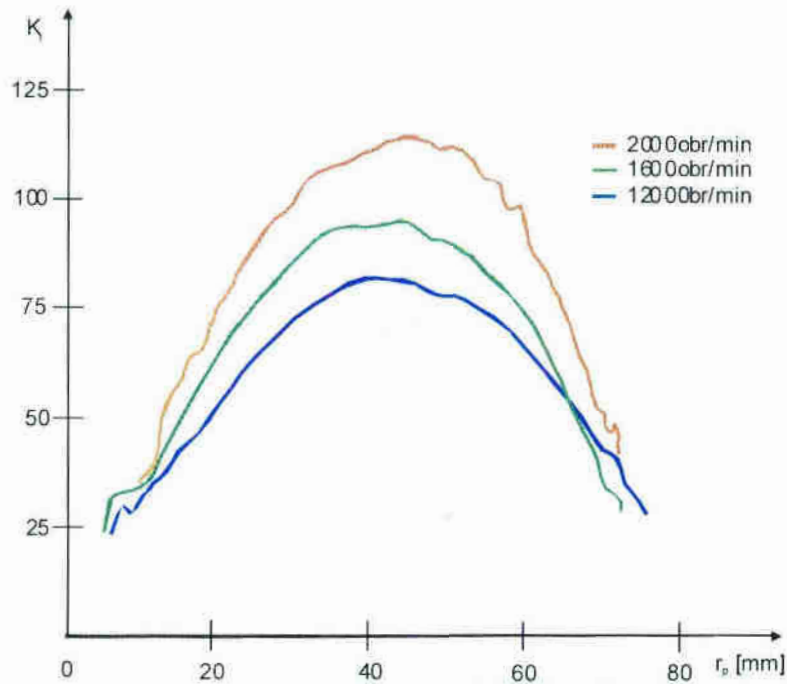
$$\frac{dm_e}{dt} = \rho_n A_{pl} u_e, \quad (3.7),$$

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{(m_e - m_s)}{\tau}, \quad (3.8),$$

gdzie:

u_e – prędkość wprowadzania zależna od intensywności turbulencji,

τ – czas spalania laminarnego pojedynczego wiru.



Rys.3.5. Charakterystyka wartości współczynnika K_i dla klinowej komory spalania w funkcji promienia płomienia rozchodzącego się kuliście r_p dla różnych prędkości obrotowych [66]

Model *Tabaczyńskiego* [102] został uzupełniony o podmodel wymiany ciepła w strefie przyściennej spalin opracowany przez *Borgnakke* [18]. Uwzględnia on lokalne turbulencje. Strumień ciepła, jaki przenika przez ścianki komory spalania określono zgodnie z prawem *Fouriera* za pomocą równania (3.9):

$$q_{se} = -\rho c_p \left(\frac{v_e}{\sigma} \right) \frac{\partial T}{\partial y}, \quad (3.9)$$

gdzie wyrażenie:

$$\frac{v_e}{\sigma} = \frac{v}{Pr} + \frac{v_t}{\sigma_t}, \quad (3.10)$$

oznacza efektywną dyfuzyjność cieplną, przy czym:

Pr – liczbę Prandtla,

σ – efektywną liczbę Prandtla,

σ_t – turbulentną liczbę Prandtla,

v – lepkość kinematyczną,

v_e – efektywną lepkość kinematyczną.

Podsumowując można stwierdzić, że struktura modeli quasi-wymiarowych nie odbiega od struktury modeli zero-wymiarowych. Istotna różnica polega na możliwości wykonania analizy parametrycznej silnika. Rozszerzają one możliwości zastosowania modeli 0D, o wpływ organizacji i przebiegu procesu spalania – istotnego ze względu na cechy silnika lub warunki pracy.

Mimo tej cennej zalety modele takie wymagają dalszych prac badawczych, ponieważ nie określają jednoznacznie zagadnień takich jak;

- turbulencja w produktach spalania,
- wymiana ciepła w nieustalonych warunkach turbulencji,
- struktura turbulencji ze względu na złożoność geometrii komory spalania,
- faktyczna geometria frontu płomienia,
- oddziaływanie faz napełniania i sprężania na strukturę turbulencji w przestrzeni roboczej cylindra.

Wiele ośrodków badawczo-rozwojowych posługuje się narzędziem, jaki stanowią modele quasi-wymiarowe, ze względu na ich dużą zgodność z wynikami badań eksperymentalnych oraz stosunkowo niskimi kosztami obliczeniowymi.

3.2.6. Modele n-wymiarowe

Założenia ogólne modelu wielowymiarowego sprowadzają się do określenia związku pomiędzy geometrią komory spalania a postępującymi zjawiskami i czasem.

Objętość komory spalania jest zmienna w czasie, przy czym, zmienność objętości spowodowana jest zmianą pola powierzchni ścian bocznych (cylindra). Pole powierzchni uzależnione jest od ruchu tłoka. Do poruszającego się wewnątrz strumienia wtryskiwane jest paliwo rozpoczynając szereg zjawisk związanych ze wzajemnym oddziaływaniem strumieni paliwa i powietrza. Strumień wtryskiwanej cieczy (paliwa) jest wewnętrznie sturbulizowany i niejednorodny. Powoduje to zakłócenie w ruchu strumienia powietrza oraz zmianę wartości jego parametrów termodynamicznych. Natomiast strumień cieczy poddawany jest rozkładowi na krople i w dalszej konsekwencji zmianę stanu skupienia na gazowy.

Opis matematyczny zjawisk odnosi się do podobnych układów równań związanych ze stanem skupienia czynnika roboczego. Równania te sprzężone są ze sobą przez warunki panujące na powierzchniach międzyfazowych – odpowiedzialne za

oddziaływania pomiędzy fazami. Równania bazowe modelu wiążą opis zjawisk związanych z właściwościami aerodynamicznymi cieczy, powstawaniem strugi rozpylonego paliwa, procesem parowania kropeł, mieszania i przebiegu reakcji spalania.

Do równań podstawowych zaliczamy;

- równanie zachowania masy:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{u}) = 0, \quad (3.11),$$

- równanie zachowania pędu:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{u} \mathbf{u} + p \mathbf{I}) = 0, \quad (3.12),$$

- równanie zachowania energii:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho \mathbf{u}^2}{2} + \rho e_c \right) + \nabla \left(\frac{\rho \mathbf{u}^2 \mathbf{u}}{2} + \rho e_c \mathbf{u} + \mathbf{u} p + \mathbf{q} \right) = 0, \quad (3.13),$$

- równanie zachowania składników:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho X_i) + \nabla[\rho X_i (\mathbf{u} + \mathbf{u}_i)] = w_i, \quad (3.14)$$

gdzie:

ρ – gęstość płynu,

\mathbf{u} – wektor prędkości,

$p \mathbf{I}$ – tensor ciśnienia,

e_c – energia wewnętrzna właściwa,

\mathbf{q} – wektor strumienia ciepła,

X_i – udział masowy i-tego składnika,

\mathbf{u}_i – wektor prędkości dyfuzji,

w_i – człon źródłowy składnika – określa kinetykę reakcji chemicznej.

Po wykonaniu odpowiednich przekształceń matematycznych (scalkowanie równań 3.11÷14) i sprzęgając równania odnoszące do wzajemnych oddziaływań fazy ciekłej i gazowej otrzymano postać równań międzyfazowych [116]:

$$\int_A \left[\rho_+ \left(u_+ - \frac{dx}{dt} \right) - \rho_- \left(u_- - \frac{dx}{dt} \right) \right] n_+ dA = - \lim_{V \rightarrow 0} \frac{d}{dt} \int_V \rho dV, \quad (3.15),$$

$$\int_A \left[\rho_+ u_- \left(u_- - \frac{dx}{dt} \right) - \rho_- u_- \left(u_- - \frac{dx}{dt} \right) \right] + (p_+ - p_-) n_+ dA = - \lim_{V \rightarrow 0} \frac{d}{dt} \int_V \rho u dV - \int_A \left[\sigma \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) n_+ + \nabla \sigma \right] dA, \quad (3.16),$$

$$\int_A \left[\rho_+ \left(e_+ + \frac{u_+^2}{2} \right) \left(u_+ - \frac{dx}{dt} \right) - \rho_- \left(e_- + \frac{u_-^2}{2} \right) \left(u_- - \frac{dx}{dt} \right) + q_+ - q_- + u_+ p_+ - u_- p_- \right] n_+ dA = - \lim_{V \rightarrow 0} \frac{d}{dt} \int_V \rho \left(e + \frac{u^2}{2} \right) dV, \quad (3.17)$$

$$\int_A \left[\rho_- X_{i+} \left(u_+ + u_{i+} - \frac{dx}{dt} \right) - \rho_- X_{i-} \left(u_- + u_{i-} - \frac{dx}{dt} \right) \right] n_+ dA = - \lim_{V \rightarrow 0} \left(\frac{d}{dV} \int_V \rho X_i dV - \int_V w_i dV \right), \quad (3.18)$$

gdzie:

n_- - lokalny wektor jednostkowy prostopadły do powierzchni międzyfazowej,

dx/dt - lokalny wektor prędkości powierzchni przyjmujący wartości dodatnie, gdy opisuje składniki wychodzące ze strefy,

σ - lokalny współczynnik napięcia powierzchniowego,

$\nabla \sigma$ - powierzchnia międzyfazowa,

$R1, R2$ - lokalne promienie krzywizny powierzchni międzyfazowej (dodatnie gdy skierowane do wewnątrz).

Parametry ze znakiem „+” określają odpływające składniki ze strefy międzyfazowej, natomiast „-” oznacza parametry składników wchodzących w strefę.

Wśród modeli wielowymiarowych można wyróżnić modele:

- jednowymiarowe, jako pierwszy taki model zbudował *Sirignano* [99], natomiast najbardziej rozwinięty to model *Singha* i *Surakomola* [98],

- dwuwymiarowe (np. model *Divakera* [28], model *Ramosa* [86]),
- trójwymiarowe (np. *Duggala* [31]).

3.3. Podsumowanie analizy literatury

Analizując zakres informacji zawartych w literaturze należy stwierdzić, że badania nad zastąpieniem paliw kopalnych, pochodnych od ropy naftowej, należą do zadań priorytetowych. Także eliminacja tradycyjnego źródła napędu, jakim jest silnik spalinowy z układów napędowych i zastosowanie silników elektrycznych wydają się być nieuniknionym skutkiem dzisiejszych badań w niedalekiej przyszłości. Jednak postęp technologiczny, jaki nastąpił pomiędzy erą silników spalinowych, a elektrycznych, wymaga szczególnego opracowania i określenia właściwych wniosków. Dotyczy to również konstrukcji baterii akumulatorów lub wysokowydajnych ogniw paliwowych mogących zapewnić odpowiednio duży zasięg pojazdów.

W okresie przejściowym, w którym występują silniki spalinowe jak i elektryczne, mają zastosowanie także pojazdy, w których układ zasilania oparty jest i będzie na paliwach alternatywnych oraz pojazdy z napędem hybrydowym. W ten sposób zostanie ograniczone zużycie paliw pochodnych ropy naftowej [70].

Możliwość modernizacji silników spalinowych jest ograniczona przez kryteria związane z wymogami dynamicznymi, ekonomicznymi jak i ekologicznymi. Związany jest z nimi również problem ograniczonego wzrostu sprawności silników spalinowych. Trwają badania nad optymalizacją algorytmów sterowania i zastosowaniem niekonwencjonalnych układów sterujących (sieci neuronowe) [111, 112] mające na celu zwiększenie efektywności silników i zmniejszenie poziomu emisji spalin. Możliwości techniczne podnoszenia sprawności silników są ograniczone doбором materiałów, możliwościami technologicznymi produkcji oraz cechami konstrukcji tłokowego silnika spalinowego.

Coraz lepiej rozpoznawane są procesy i zjawiska występujące wewnątrz komory spalania [42, 51] oraz ich wpływ na efektywność pracy silnika. Jednak ze względu na losowość i niepowtarzalność tych procesów [113, 114, 115] są one w dalszym ciągu przedmiotem prac badawczych. Przedmiotem badań są zarówno same paliwa jak i metody zasilania paliwem [21]. Wynikiem tych badań są modele matematyczne

i kody numeryczne pozwalające na odzwierciedlenie zjawisk i procesów [48], których właściwe wykorzystanie wpływa na efektywność silników spalinowych [11]. Zastosowanie modeli pozwala poznać wpływ różnych czynników na przebieg procesów spalania mieszanki paliwowo-powietrznej.

Inny kierunek badań obejmuje możliwość minimalizacji poziomu emisji spalin. W tym zakresie prowadzone są prace nad nowymi materiałami i technologią, pozwalającą na redukcję masy pojazdu oraz optymalizację układów wydechowych, które mogą zredukować poziom emisji substancji szkodliwych [97] (tlenki azotu, tlenki węgla, węglowodory, cząstki stałe i inne).

Wprowadzane są nowe układy zasilania mające na celu zastąpienie bazowego układu zasilania układem, który pozwoli dokonać adaptacji silnika do zasilania paliwem alternatywnym [3]. Jednym z ważniejszych celów adaptacji jest wyznaczenie warunków i zakresu adaptacji alternatywnymi układami zasilania. Innym celem jest zastosowanie biopaliw oraz wyznaczenie obszaru zastosowania tego rodzaju paliwa. Te kierunki badań są o tyle ważne, iż zakładają one zastosowanie już istniejącej jednostki napędowej. Korzyść wynikająca z tego założenia to przede wszystkim możliwie niski nakład na adaptację silnika do nowego alternatywnego układu zasilania. Układy te korzystają z bazowych algorytmów sterowania i na ich podstawie opracowywany jest algorytm pozwalający na sterowanie zasilaniem alternatywnym.

Obserwując tendencje rynkowe wprowadzania paliw alternatywnych stwierdzono, że najbardziej dynamicznym rynkiem są układy zasilania gazem propanbutan (LPG) oraz gazem ziemnym (CNG, LNG). Możliwości adaptacyjne silników spalinowych do zasilania tego rodzaju paliwa nie wymaga gruntownych zmian zarówno w konstrukcji silnika, układu sterowania i układu redukcji emisji spalin. Rynek instalacji zasilania LPG jest szczególnie intensywny w odniesieniu do samochodów osobowych i lekkich dostawczych, wyposażonych w silnik o zapłonie iskrowym. Dzięki zastosowaniu układu zasilania LPG oszczędności wynikające z różnicy właściwości i cenie paliw sięgają nawet około 50%, na korzyść mieszanki propanbutan. Natomiast metan wykorzystywany jest szczególnie w pojazdach o większych gabarytach niż osobowe. Wynika to z objętości zbiorników na paliwo gazowe, które wymagają więcej miejsca w stosunku do paliwa LPG. Różnica pojawia się w cenie paliwa CNG i LPG, gdzie cena CNG jest kilkakrotnie niższa, w stosunku do LPG.

Stąd tak wielkie zainteresowanie montażem tego rodzaju instalacji w pojazdach użytkowych (autobusy miejskie, samochody dostawcze).

W każdym przypadku jako końcowy wynik adaptacji można uznać metodę napędu pojazdu, spełniającą przyjęte kryteria oraz algorytm sterowania układem zasilania. Algorytm sterowania oparty na zasilaniu bazowym silnika winien uwzględniać właściwości paliwa mające wpływ na przebieg procesu spalania. Natomiast poznanie zjawisk i procesów spalania tych paliw, pozwoli maksymalnie wykorzystać alternatywne źródła energii jakim jest mieszanka propan-butan lub metan.

Reasumując analizę stanu wiedzy w zakresie objętym tematem niniejszej pracy stwierdzono, że:

1. Konieczne jest prowadzenie prac badawczych w zakresie pozyskania nowych lub alternatywnych dla konwencjonalnego tłokowego silnika spalinowego jednostek napędowych mających zastosowanie w pojazdach.
2. Wciąż zaostrzane normy emisji substancji szkodliwych spalin do atmosfery zmuszają producentów pojazdów i silników do stosowania technologii, pozwalających na minimalizowanie zużycia paliwa przez pojazdy.
3. Ze względu na niższe koszty ekonomiczne i poprawną ocenę ekologiczną uzasadnione jest wprowadzanie innych, niż konwencjonalne ropopochodne, paliwa do zasilania tłokowych silników spalinowych.
4. Ciągła modernizacja i wdrażane wnioski wynikające z prac badawczych pozwolą na najbardziej korzystne zastosowanie alternatywnych układów zasilania, w tym także układów zasilanych LPG.
5. LPG jako paliwo do zasilania tłokowych silników spalinowych z zapłonem iskrowym jest konkurencyjną alternatywą dla benzyn, przy czym właściwości LPG umożliwiają uzyskanie korzystnych efektów w eksploatacji pojazdu, parametrów użytkowych silnika oraz znaczny wzrost oceny ekologicznej procesu spalania (niskie poziomy emisji substancji toksycznych spalin).
6. Celowe jest prowadzenie prac badawczych nad zastosowaniem układu zasilania fazą ciekłą LPG, ponieważ ten sposób zasilania rokuje osiągnięcie wzrostu efektywności energetycznej i poprawę efektów ekologicznych spalania, w odniesieniu do układów konwencjonalnych.

I. Cel, zakres i tezy pracy

4.1. Uzasadnienie wyboru tematu

Celem pracy jest eksperymentalna i teoretyczna analiza metod zasilania silnika spalinowego w układzie dwupaliwowym, z uwzględnieniem ich oceny energetycznej. Planuje się opracowanie metody zasilania silnika, zapewniającej lepsze parametry pracy silnika oraz uzyskanie znacznej poprawy w zakresie ekologicznych efektów spalania w porównaniu z dotychczas stosowanymi rozwiązaniami konwencjonalnymi. Określony zostanie zakres wartości parametrów układu zasilania wspólny dla obu rozpatrywanych paliw (LPG i benzyny) przy zachowaniu wysokiej efektywności energetycznej. Opracowany zostanie model teoretyczny pracy tłokowego silnika z zapłonem iskrowym. Praca posiada aspekt poznawczy, naukowy oraz aplikacyjny.

Wymiar poznawczy niniejszej pracy zawiera analizę wiadomości z zakresu instalacji zasilania mieszanką propan-butan, odzwierciedlająca trendy i kierunki poszukiwań nowych źródeł energii, niekonwencjonalnych układów napędowych pojazdów mechanicznych. Przedstawia zasadę działania poszczególnych generacji technologicznych układów zasilania gazem LPG.

Wymiar praktyczny sprowadza się do budowy stanowiska, umożliwiającego adaptację tłokowego silnika spalinowego do zasilania, a w szczególności:

- kompletację, uruchomienie i kalibrację toru pomiarowego ciśnienia w komorze spalania, jako funkcji kąta obrotu wału korbowego,
- adaptację układu zasilania benzyną w systemie jednopunktowym do zasilania gazem propan-butan drugiej generacji,
- adaptację silnika, umożliwiającą zastosowanie wielopunktowego wtrysku benzynowego,
- adaptację układu zasilania benzyną w systemie wielopunktowym do zasilania mieszanką propan-butan w fazie ciekłej, z zastosowaniem osprzętu instalacji zasilania benzynowego,
- wykonanie badań eksperymentalnych wymienionych układów,
- ocenę wpływu parametrów i metod zasilania na parametry pracy silnika.

Aspekt naukowy pracy opiera się z dwu czynników:

- wyznaczenie zakresu wartości wspólnych parametrów zasilania dla układu benzynowego, jak i gazowego,
- opracowanie zrowymiarowego modelu pracy silnika spalinowego zasilanego benzyną i mieszanką propan-butan.

Wymiar pierwszy pozwoli na uzyskanie odpowiedzi, dotyczącej wprowadzania kierunków adaptacji silników do zasilania paliwami alternatywnymi, natomiast w wyniku symulacji możliwe będzie obliczenie wpływu zmiany parametrów zasilania na wartość uzyskiwanych mocy i poziomu emitowanych składników spalin przez silnik.

4.2. Tezy pracy

Przeprowadzone badania eksperymentalne, analiza literaturowa zagadnień związanych z możliwościami adaptacyjnymi tłokowych silników spalinowych z zapłonem iskrowym do alternatywnego zasilania mieszkanką propan-butan (LPG) pozwoliły wyznaczyć, wspólne cechy tych układów zasilania. Występuje także szereg podobieństw we właściwościach charakteryzujących paliwa węglowodorowe (benzyny i mieszanki propan-butan) oraz podobny wpływ zmian wartości parametrów określających warunki zewnętrzne i wewnętrzne pracy tłokowego silnika spalinowego z zapłonem iskrowym.

Teza 1:

W silnikach spalinowych zasilanych benzyną lub ciekłym gazem propan-butan istnieje wspólny zakres wartości parametrów zasilania zapewniających wymaganą efektywność energetyczną pracy silnika.

Teza 2:

Wybór wartości parametrów pracy silnika uzależniony jest od rodzaju udziału danego paliwa podczas jego eksploatacji.

Cechy układu zasilania oraz właściwości paliw determinują obszar cech wspólnych układu zasilania zapewniającego korzystną sprawność energetyczną silnika zasilanego fazą ciekłą LPG, bądź tradycyjnie benzyną. Realizacja obserwacji procesu spalania jest bardzo komplikowana technicznie ze względu na panujące w komorze spalania lokalnie wysokie ciśnienia i temperatury, natomiast sam proces posiada cechy stochastycznego i mało przewidywalnego. Poznanie zjawisk i czynników wpływających na przebieg i wynik procesu spalania w silniku pozwoli na modernizację algorytmów, komponentów oraz strategii pracy układów sterujących nowoczesnego silnika spalinowego, które mogą zwiększyć efektywność energetyczną oraz zmniejszyć poziom emisji spalin silnika.

4.3. Zakres pracy

Zakres niniejszej pracy obejmuje:

- analizę stanu wiedzy i techniki w zakresie rozpatrywanej problematyki,
- zestawienie stanowiska badawczego,
- adaptację silnika spalinowego zasilanego benzyną w systemie jednopunktowego wtrysku benzynowego do zasilania mieszkanką propan-butan drugiej generacji,
- wykonanie badań eksperymentalnych silnika zasilanego benzyną i LPG,
- analizę danych uzyskanych w wyniku przeprowadzonych badań,
- adaptację silnika do zasilania benzyną w systemie wtrysku wielopunktowego, wykonanie badań eksperymentalnych silnika zasilanego benzyną,
- adaptację układu zasilania benzyną do zasilania fazą ciekłą LPG,
- wykonanie badań eksperymentalnych silnika zasilanego w systemie wtrysku wielopunktowego fazy ciekłej LPG,
- analizę i zestawienie wyników badań eksperymentalnych,
- opracowanie modelu matematycznego cyklu pracy tłokowego silnika spalinowego,
- weryfikację doświadczalną modelu matematycznego,
- symulację cyklu pracy tłokowego czterosuwowego silnika spalinowego,
- określenie zakresu wartości parametrów wspólnych dla zasilania LPG i benzyną,
- opracowanie wniosków i zaleceń.

5. Badania eksperymentalne

5.1. Cel i zakres badań eksperymentalnych

Badania eksperymentalne wykonano w dwóch etapach. Pierwszy etap badań dotyczył porównania wartości parametrów pracy silnika w dwóch systemach zasilania paliwem, tzn. benzyną Pb95 podawaną w systemie jednopunktowego zasilania wtryskowego oraz zasilania LPG w fazie lotnej za pomocą mieszalnikowego układu drugiej generacji. Wykonano pomiary wartości parametrów pracy silnika, a w tym:

- mocy użytecznej N_e ,
- momentu obrotowego M_o ,
- godzinowego zużycia paliwa G_e ,
- składników spalin – CO , CO_2 , HC , O_2 ,
- ciśnienia w komorze spalania.

Na podstawie opracowania wyników danych eksperymentalnych sporządzono charakterystyki prędkościowe oraz obciążeniowe silnika. Zestawiono także wartości odnoszące się do poziomu emisji składników spalin. Na podstawie sporządzonych charakterystyk przedstawiono wnioski odnośnie adaptacji silnika do zasilania LPG za pomocą drugiej generacji układu zasilania LPG.

Drugi etap badań dotyczył zmiany systemu zasilania benzynowego na system wielopunktowy oraz adaptacji tego systemu do zasilania mieszkanką propan-butan w fazie ciekłej. Jako urządzenie sterujące gazowego układu zasilania wykorzystano sterownik benzynowy, natomiast urządzeniem wykonawczym był wtryskiwacz benzynowy. W tej części badań wykonano pomiary parametrów pracy silnika oraz poziomu emisji spalin, w tym składników toksycznych, takich jak, tlenek węgla oraz węglowodory.

Ważnym czynnikiem, który pozostał niezmienny to układ tłokowo-korbowy oraz układ rozrządu i komora spalania. Dzięki temu, można było dokonać jednoznacznej oceny wpływu parametrów zasilania na przebieg i wartość parametrów pracy silnika, takich jak moc użyteczna, czy moment obrotowy. Parametry te są odzwierciedleniem procesów i zjawisk zachodzących wewnątrz komory spalania i w kolektorze dolotowym.

Badania wykonano w ustalonych warunkach otoczenia silnika. Ciśnienie otoczenia wynosiło się od $99 \pm 101 \text{ kPa}$, natomiast temperatura $16 \pm 19^\circ\text{C}$.

5.2. Przedmiot badań

Badany silnik zamontowano na stanowisku pomiarowym. Był to tłokowy czterosuwowy silnik ZI stosowany do napędu pojazdów Daewoo-FSO Polonez. System jego zasilania i sterowania pracą oparty był na jednopunktowym zasilaniu wtryskowym typu ABIMEX. Z układem tym, zintegrowano bezrozdzielaczowy elektroniczny układ zapłonowy, zapewniający wysokowydajny zapłon mieszanki paliwowo-powietrznej (tab. 5.1).

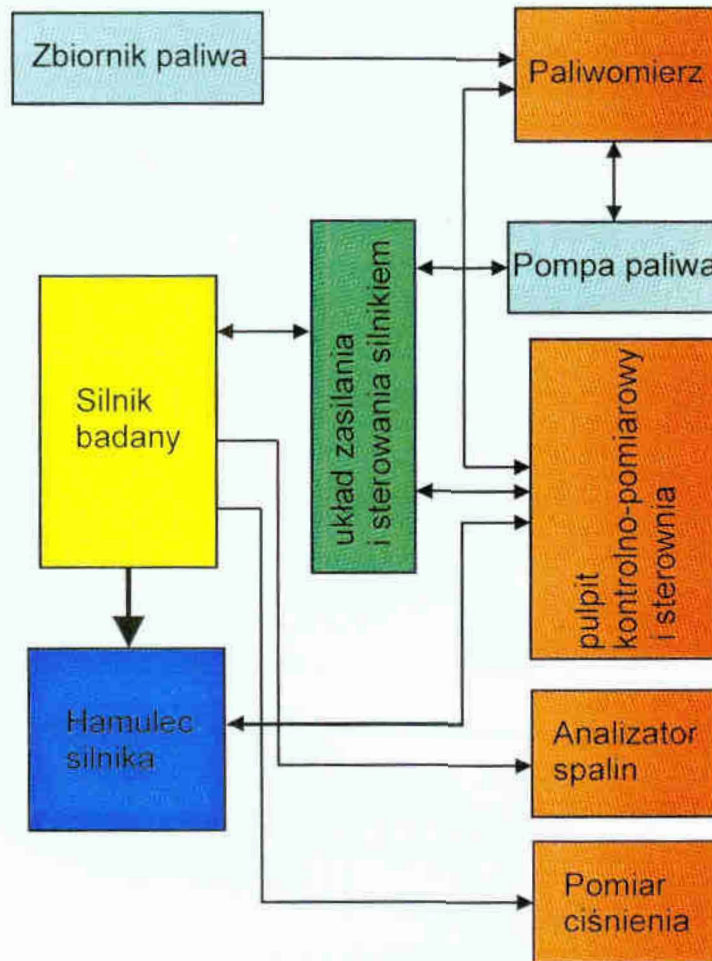
Tablica 5.1

Charakterystyka techniczna przedmiotu badań

Producent	Fabryka Samochodów Osobowych
Typ silnika	Czterosuwowy OHV
Rodzaj zapłonu	Iskrowy
System spalania – komora	Komora w głowicy
Liczba cylindrów	Cztery
Liczba zaworów na cylinder	2
Układ cylindrów	Rzędowy
Średnica cylindrów	80 mm
Skok tłoka	79,5 mm
Pojemność skokowa	1598 cm^3
Moc maks. wg PN-78/S-02005	57 kW
Prędkość obrotowa mocy maks.	5200 obr/min
Moment obrotowy maks. wg PN-78/S-02005	122 Nm
Prędkość obrotowa momentu maks.	2900 obr/min
Stopień sprężania	9,5:1
Kolejność pracy	1-3-4-2
System chłodzenia	pośredni cieczowy z pompą odśrodkową
Systemy zasilania	system wtryskowy Abimex SPI, zapłon elektroniczny bezrozdzielaczowy, układ mieszalnikowy LPG drugiej generacji, system wtryskowy Mutlec X

5.3. Stanowisko badawcze

Badania zostały przeprowadzone na hamowni silnikowej z hamulcem elektrowirowym w laboratorium Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej. Schemat stanowiska oraz jego wyposażenie pokazano na rysunku 5.1.



Rys. 5.1. Schemat stanowiska kontrolno-badawczego

Silnik poddany badaniom był (rys. 5.2) wyprodukowany przez FSO kod CE, zasilany benzyną Pb 95 w systemie wtrysku centralnego. Sterowanie hamulcem typu AMX 211 oraz silnikiem odbyło się za pomocą pulpitu sterowniczego. W pulpicie umieszczono płytę sterująco-informacyjną paliwomierza typu AMX 212F rejestrującego zużycie godzinowe paliwa.

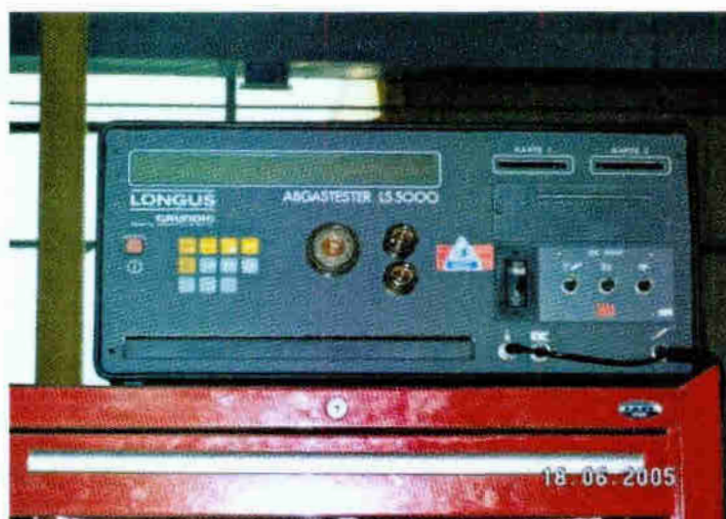


Rys. 5.2. Widok wybranych elementów składowych hamowni silnikowej:

1 – silnik spalinowy FSO CE, 2 – hamulec silnikowy, 3 – układ pomiarowy paliwomierza, 4 – sterowniki (hamulca, silnika, paliwomierza) i stanowisko komputerowe do rejestracji danych

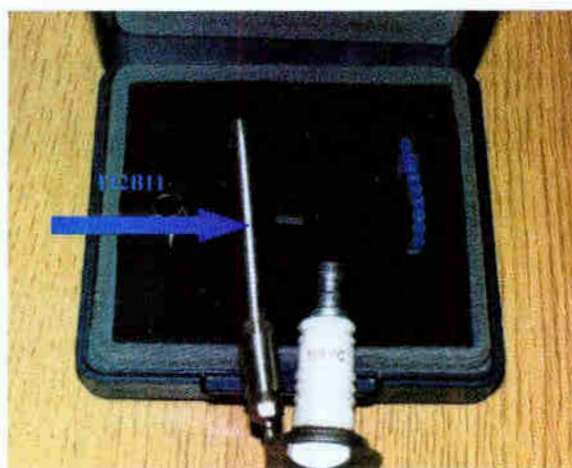
Urządzenia sterowania hamownią wyprodukowano i zamontowano przez firmę AUTOMEX z Gdańska, specjalizującą się w produkcji urządzeń diagnostyczno-badawczych, stosowanych w technice samochodowej.

Do pomiaru poziomu emisji i zawartości spalin silnika wykorzystano czterogazowy analizator spalin LS5000, którego producentem jest firma Grundig (rys. 5.3). Analizator ten opatrzony jest certyfikatem zgodności ITS i dopuszczony do stosowania jako urządzenie pomiarowe dla SKP.



Rys. 5.3. Analizator spalin Grundig LS 5000

Każde z urządzeń, które wymagały odniesienia do warunków laboratoryjnych poddano kalibracji i zerowaniu. Pomiaru ciśnienia w komorze spalania podczas pracy silnika dokonano za pomocą toru pomiarowego do pomiaru ciśnień szybkozmiennych firmy PCB Piezotronics, opatrzonego certyfikatem kalibracji nr 160620. W skład toru pomiarowego wchodzi: ładunkowy czujnik ciśnienia typ PCB 112B11 oraz zestaw do kondycjonowania (stabilizacji sygnału i zasilania).



Rys.5.4. Czujnik piezoelektryczny PCB 112B11 zamontowany do świecy zapłonowej

Zestaw do kondycjonowania czujnika składający się z liniowego przetwornika ładunku typ 422E15 (rys. 5.5) oraz zasilacza typ 480C02 (rys. 5.6) opatrzone świadectwem certyfikacji o numerze 1862.01.

Podstawowe parametry techniczne czujnika 112B11 (rys. 5.4) zestawiono w tablicy nr 5.2.

Tablica 5.2

Podstawowe parametry techniczne czujnika ciśnienia [24]

Model czujnika	112B11
Opis	Czujnik ciśnienia
Typ	Ładunkowy
Czułość	160,0 [pC/MPa]
Liniowość	1,0 %
Niedokładność (k=2, aproksymacja 95 [%])	+/- 1 %

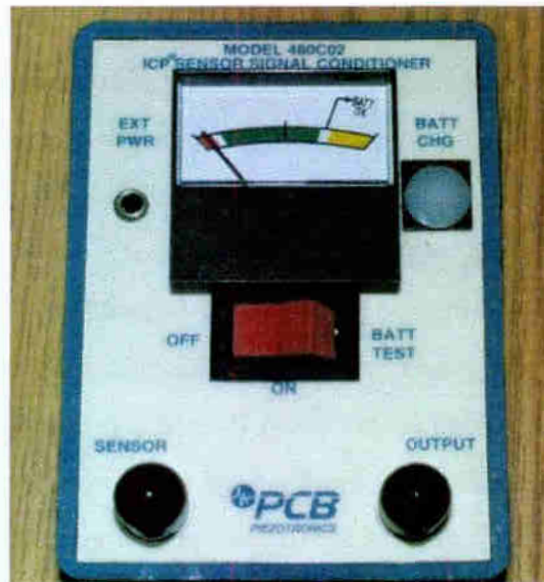


Rys.5.5. Przetwornik ładunku 422E15 firmy PCB

Tablica 5.3

Podstawowe parametry techniczne szeregowego przetwornika ładunku 422E15 [41]

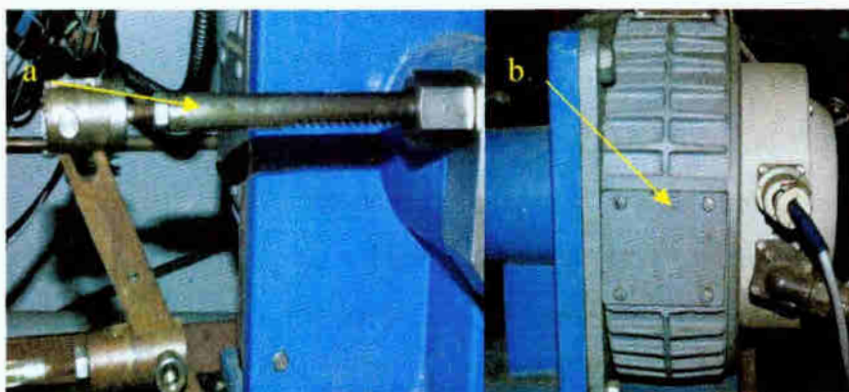
Zakres ładunku wejścia (2,5V wyjście)	5,000 [pC]+/- 2%
Maksymalne napięcie wejścia	30 [V]
Czułość (dla 100Hz) ładunku	0,50 [mV/pC]+/- 2%
Temp. odchyłka czułości	< 1%
Zakłócenia w paśmie [1Hz –10 kHz]	12,5 [μV]
Poziom zakłóceń	
1Hz	10.9 [μV /Hz]
10Hz	0,7 [μV /Hz]
100Hz	0,1 [μV /Hz]
1kHz	0,04 [μV /Hz]
10kHz	0,03 [μV /Hz]
Zakres temperatur pracy	-54 do 121 [°C]



Rys.5.6. Zasilacz zestawu pomiarowego czujnika PCB 480C02

Sterowanie silnikiem realizowano za pomocą pulpitu sterowniczego oraz sterownika silnika AMX 201 firmy AUTOMEX z Gdańska.

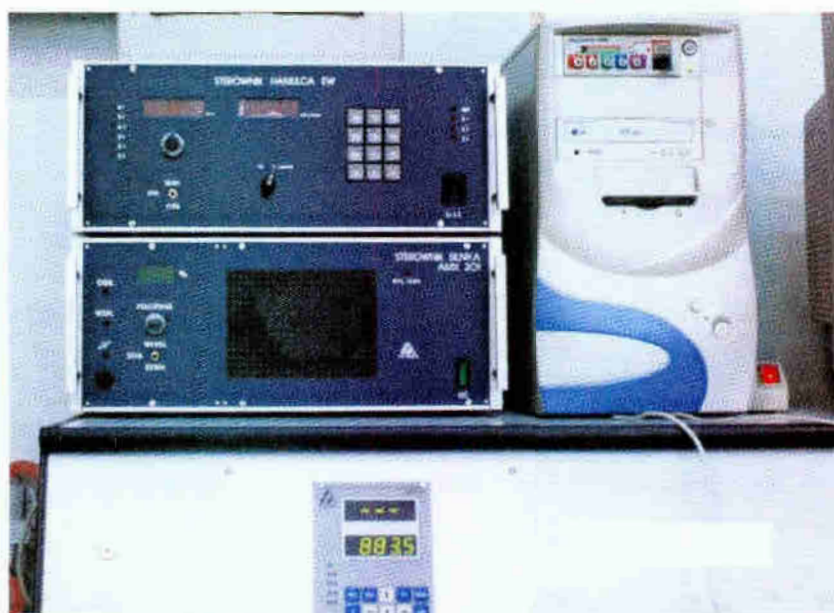
Sterownik przepustnicy był serwomechanizmem położenia o dużej dynamice i wysokiej dokładności ustawienia. Parametry dynamiczne uzyskano przez minimalizację momentu bezwładności części ruchomych siłownika, szczególnie przez zastosowanie odpowiedniego silnika napędowego. Był to silnik tarczowy AMX 203 (z drukowanym wirnikiem), o znikomej bezwładności mechanicznej i bardzo małej indukcji wirnika (rys. 5.7). Sprawiało to, że czas rozpędzania silnika, zasilanego napięciem nominalnym wynosi kilkadziesiąt (typowo 30-60) milisekund [77].



Rys. 5.7. Nastawnik przepustnicy silnika ZI
a – listwa sterująca, b – silnik napędowy

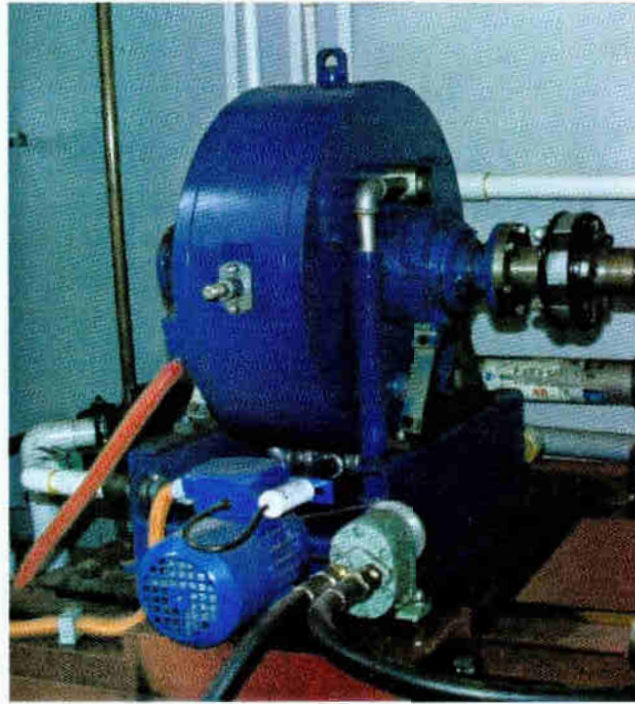
Moment generowany przez silnik był proporcjonalny do pobieranego przez niego prądu, więc należało zapewnić zasilanie ze źródła o wystarczającej wydajności

prądowej. Wykorzystano specjalny trójfazowy zasilacz mocy zdolny do oddania chwilowego prądu o dużym natężeniu, bez stosowania baterii kondensatorów. Ruch obrotowy silnika w bezłuzowej przekładni zębatej zamieniony był na ruch posuwisto-zwrotny o regulowanym skoku. Aktualne położenie mierzono za pomocą potencjometru o dużej liniowości i rozdzielczości połączony bezpośrednio z wałem silnika. Sterownik posiadał możliwość ustawienia położenia zgodnie z nastawą z wewnętrznego potencjometru zadającego (10-cio obrotowego ze skalą) lub zewnętrznego źródła (komputer sterujący). Sygnał powrotny aktualnego położenia, o wartości standardowej $0\div 10V$ wprowadzony był na wejście regulatora PID. Za jego pomocą układ elektroniczny z dużą precyzją korygował aktualne położenie wirnika, tak aby był on zgodny z żadaną wartością zadaną.



Rys. 5.8. Pulpit sterowniczy ze sterownikiem hamulca, silnika oraz paliwomierza

Sterownik hamulca (rys. 5.8) typ AMX 211 był elektronicznym urządzeniem pomiarowo sterującym, przeznaczonym do współpracy z hamulcami elektrowiroowymi tarczowymi bądź bębnowymi, o parametrach mechanicznych i elektrycznych porównywalnych do hamulców Schenck W 130/230, MARK I oraz MARK II [29]. W jednym panelu zawarto wszystkie układy pomiarowe, sterujące i zabezpieczające, eksponujące wyniki, przełączające i skalujące.



Rys. 5.9 Widok hamulca elektrowirowego silnika na stanowisku badawczym

Sterownik AMX 211 umożliwił:

- pomiary podstawowych parametrów silnika – prędkość obrotową i moment obrotowy,
- odczyt mierzonych parametrów; n [obr/min], M_o [Nm], N_e [kW] na wskaźnikach cyfrowych, z możliwością ich rejestracji za pomocą zewnętrznych urządzeń rejestrujących,
- sterowanie hamulcem w trybie stabilizacji momentu obrotowego M oraz stabilizacji prędkości obrotowej n ,
- rozbudowany system zabezpieczeń obejmujący: kontrolę przekroczenia prędkości obrotowej z możliwością awaryjnego zatrzymania silnika, kontrolę chłodzenia hamulca.

Dane techniczne układów pomiarowych stosowanych w sterowniku AMX 211 są następujące:

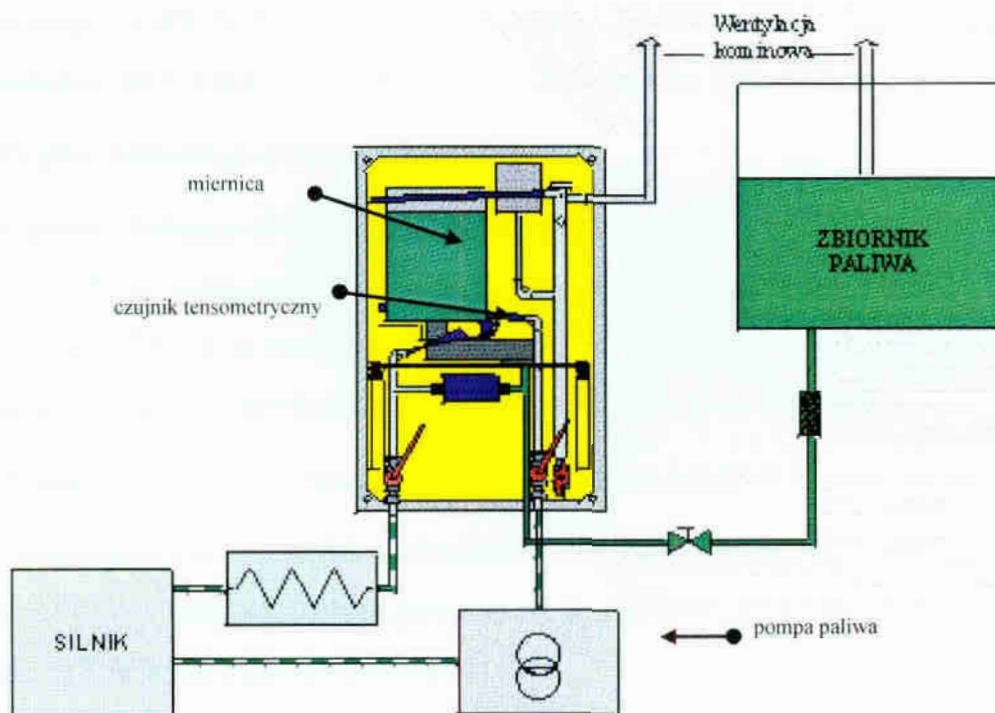
- pomiar prędkości obrotowej – impulsowy, 60 impulsów/obrót, dokładność odczytu ± 1 [obr/min], zakres pomiarowy do 10000 [obr/min],
- moment obrotowy – tensometryczny przetwornik siły, skompensowany termicznie, klasa 0.5, dokładność odczytu ± 1 Nm (rys. 5.9, 5.10).



Rys. 5.10. Tensometr do pomiaru momentu obrotowego silnika

Paliwomierz grawimetryczny (rys. 5.11) [30] był nowoczesnym urządzeniem pozwalającym na bardzo dokładne pomiary zużycia paliwa przez silnik spalinowy na stanowisku badawczym. Paliwomierz składał się z dwóch modułów:

- AMX 212F - elektronicznego sterownika z dwoma wyświetlaczami i foliową klawiaturą,
- AMX 240 - w skład którego wchodziły: zawór elektromagnetyczny, naczynie pomiarowe (miernica) oraz czujnik tensometryczny.



Rys. 5.11. Schemat paliwomierza [78]

Paliwomierzem wykonano pomiary masowego natężenia przepływu paliwa. Natężenie przepływu paliwa określano jako iloraz różnicy masy paliwa w miernicy do czasu pomiaru. Paliwomierz umożliwiał pracę w następujących trybach:

- dopelnianie - paliwomierz tylko uzupełnia automatycznie paliwo w miernicy,
- pomiar z zadanym czasem - zużycie paliwa mierzono w zadanym czasie, pomiar przeprowadzano w sposób cykliczny,
- pomiar z zadaną dawką paliwa - po zużyciu zadanej masy paliwa następowało wyświetlenie wyniku pomiaru, pomiar przeprowadzano w sposób cykliczny.

Dawka pomiarowa paliwa oraz czas pomiaru były ustalane przez operatora urządzenia. Żaden z podstawowych trybów pracy paliwomierza nie zakłócał dopływu paliwa do silnika.

Paliwomierz umożliwiał wyświetlanie następujących wielkości:

- średnie zużycie paliwa w czasie ostatniego pomiaru,
- średnie zużycie paliwa od początku pomiaru,
- masę paliwa w miernicy,
- czas zużycia zadanej dawki paliwa,
- masę paliwa zużytą w zadanym czasie.

Paliwomierz AMX 212F jest tak skonstruowany, aby umożliwiał pracę zarówno autonomiczną, jak i w szerszym systemie pomiarowym (tab.5.4).

Cechy paliwomierza przy pracy autonomicznej:

- wygodna obsługa przy pomocy funkcjonalnej klawiatury,
- wyświetlanie wyników na dwóch pięciocyfrowych wyświetlaczach LED,
- możliwość szerokiej konfiguracji paliwomierza,
- zapamiętanie wszystkich parametrów po wyłączeniu paliwomierza.

Cechy paliwomierza sterowanego przez urządzenie nadrzędne:

- komunikacja przez łącze RS485/RS232,
- możliwość zmiany wszystkich parametrów dostępnych z klawiatury,
- odczyt kolejnych wyników pomiarów.

Tablica 5.4

Dane techniczne paliwomierza [30]

Minimalne natężenie przepływu	0,2 g/s
Minimalna dokładność pomiaru ΔG_e	0,2 %
Częstotliwość próbkowania	19,2 Hz
Masa paliwa w miernicy	900 g

Do oceny poziomu emisji składników spalin, takich jak tlenek węgla, dwutlenek węgla, węglowodory, tlen oraz wyznaczenia wartości współczynnika nadmiaru powietrza lambda (λ) posłużono się cztero-gazowym analizatorem spalin typu Grundig LS5000 posiadającym atest Instytutu Transportu Samochodowego (ITS), którego parametry techniczne przedstawiono w tablicy nr 5.5.

Tablica 5.5

Podstawowe dane techniczne czterogazowego analizatora spalin silnika z zapłonem iskrowym Grundig LS500

Temperatura pracy	+5 do +40°C
Wilgotność względna	10 do 90%
Ciśnienie zewnętrzne	700 do 1500hPa
Interfejsy	RS 422/485, RS 232, Centronics
ΔCO	$\pm 0,07\%$ vol.
ΔCO_2	$\pm 0,16\%$ vol.
ΔHC	± 20 ppm
ΔO_2	$\pm 0,24\%$ vol.

Niepewności pomiarowe wielkości pośrednio wyznaczanych na podstawie wartości wielkości mierzonych wyznaczono na podstawie zależności dla:

- jednostkowego zużycia paliwa:

$$\Delta g_e = \frac{\partial g_e}{\partial N_e} \cdot \Delta N_e + \frac{\partial g_e}{\partial G_e} \cdot \Delta G_e, \quad (5.1)$$

- sprawności energetycznej:

$$\Delta \eta_e = \frac{\partial \eta_e}{\partial g_e} \cdot \Delta g_e. \quad (5.2)$$

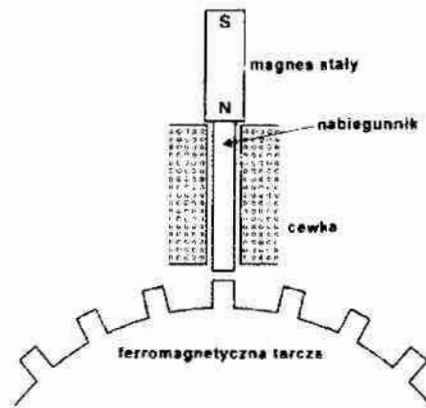
Do rejestracji wartości ciśnienia w funkcji położenia wału korbowego posłużono się torem pomiarowym firmy *PCB* oraz komputerem PC z kartą pomiarową oraz interfejsem firmy *Kistler*, pozwalającym na komputerową akwizycję ciśnienia w przestrzeni roboczej i położenia wału korbowego, z częstotliwością pomiaru dostosowaną do prędkości obrotowej wału korbowego. W skład układu wchodziły:

- Przewód łączeniowy o małej impedancji *KISTLER-1783A5*,
- Komputer PC,
- Karta pomiarowa *KEITHLEY-KPCI-1800HC* (rys. 5.12),
- Oprogramowanie *Test Point v 5.0*,
- tor pomiarowy *PCB Piezotronics*,
- czujnik położenia wału korbowego – wyposażenie silnika.



Rys. 5.12. Interfejs karty pomiarowej komputera PC do rejestracji ciśnienia i położenia wału korbowego silnika

Rejestrację danych wykonano za pomocą plików tekstowych. Następnie dokonano ich importu do arkusza kalkulacyjnego, za pomocą którego wykonano zależności ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego oraz w układzie ciśnienie-objętość.



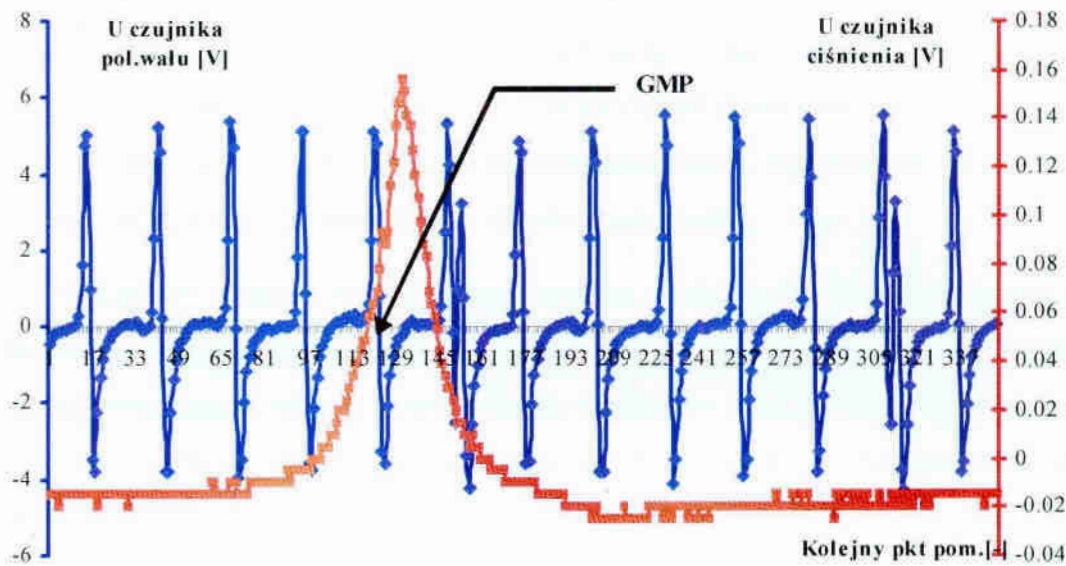
Rys. 5.13. Schemat montażu indukcyjnego czujnika położenia wału korbowego

Do identyfikacji położenia wału korbowego, a co za tym idzie położenia tłoka w cylindrze nr 1 (w którym dokonano pomiaru wartości ciśnienia) posłużono się zarejestrowanym przebiegiem napięcia indukowanego w cewce czujnika położenia wału korbowego (rys. 5.13). Indukcja następowała w cyklach podzielonych na 60° kąta obrotu wału korbowego, w wyniku podzielenia koła pasowego wału korbowego wrębami odpowiednio rozmieszczonymi na obwodzie tego koła (dla układu typu SPI). Natomiast w przypadku układu MPI koło jest ocechowane przez 58 zębów.

Dodatkowo w celu ustalenia górnego martwego punktu na przebiegu napięcia czujnika położenia wału służył dodatkowy wręb (SPI) oraz brak dwu zębów (MPI) identyfikujący jednoznacznie położenie tłoka w górnym martwym punkcie.

W kolejnym kroku wykonano przeliczenia wartości napięcia i liczby punktów pomiarowych odpowiednio do wartości ciśnienia oraz kąta obrotu wału korbowego, przy czym do ustalenia wartości ciśnienia zastosowano dane pochodzące z charakterystyki czujnika.

Przykład rejestracji przebiegu napięcia z czujnika położenia wału korbowego oraz czujnika ciśnienia przedstawiono na rysunku 5.14.



Rys. 5.14 Przykładowy wynik rejestracji napięć czujników ciśnienia i położenia wału korbowego dla $n = 1500 \text{ obr/min}$, 80% otwarcia przepustnicy], zasilanie benzyną w systemie SPI, częstotliwość próbkowania $f = 4000 \text{ Hz}$, ilość punktów pomiarowych $p = 350$

5.3.1. Modyfikacja układu zasilania silnika

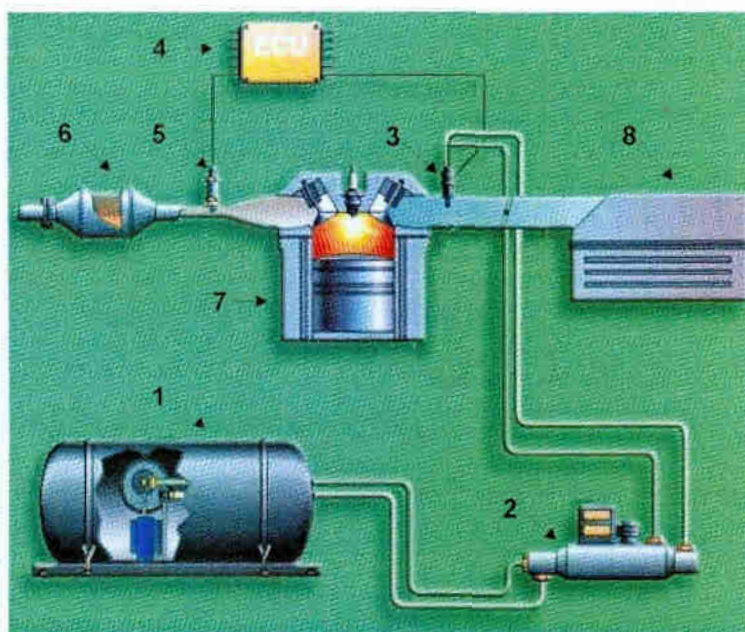
Ze względu na pozytywną przebiegu wartości parametrów pracy silnika zasilanego LPG za pomocą układu drugiej generacji podjęto próbę adaptacji silnika do zasilania wtryskiem wielopunktowym benzyną i następnie do przystosowania tego układu do zasilania paliwem propan-butan w stanie ciekłym.

Modyfikacja bazowego układu zasilania benzyną objęła;

- wymianę koła pasowego ze względu różną ilość elementów charakteryzujących (z 7 wrębów na 58 zębów),
- wymianę czujnika położenia wału,
- wykonanie szyny umożliwiającej zamontowanie do głowicy silnika kolektora dolotowego umożliwiającego montaż wtryskiwaczy w systemie wielopunktowym (indywidualnym dla każdego z cylindrów),
- przystosowanie i adaptacja instalacji elektrycznej do układu sterowania silnika zamontowanego na stanowisku badawczym,
- wykonanie interfejsu do komunikacji między sterownikiem wtrysku wielopunktowego a komputerem PC,
- adaptacja układu sterowania hamowni.

Wykonane prace pozwoliły na zastosowanie systemu zasilania wielopunktowego benzyną oraz wykonanie pomiarów parametrów pracy silnika. Ważnym jest zaznaczenie faktu, iż główne elementy silnika (układ tłokowo-korbowy, rozrządu) pozostał niezmieniony. Umożliwia to bezpośrednią ocenę wpływu metody zasilania na kształtowanie wartości parametrów użytkowych silnika.

Następnym krokiem była adaptacja systemu zasilania benzyną do zasilania gazem propan-butan w stanie ciekłym. Głównym założeniem tej części eksperymentu była maksymalizacja stopnia wykorzystania elementów składowych układu wtrysku benzynowego. W wyniku tej adaptacji elementy składowe torów pomiarowych, sterowania oraz elementy wykonawcze pozostały niezmienione. Zmianie podlegał tylko układ zasilania w paliwo (rys. 5.15).



Rys. 5.15. Schemat układu wtrysku fazy ciekłej mieszanki propan-butan zastosowany podczas wykonywania badań eksperymentalnych

1 – zbiornik (butla) z paliwem, 2 – pompa paliwa, 3 – wtryskiwacz 4 - sterownik benzynowego układu zasilania, 5 – sonda Lambda, 6 – tłumik, 7 – badany silnik, 8 – filtr powietrza

Cechą szczególną odróżniającą zastosowany system zasilania LPG w stanie ciekłym, od istniejącego już systemu firmy Vialle jest eliminacja sterownika układu zasilania LPG i wykorzystanie elementów wykonawczych zasilania benzynowego. W przyjętym systemie zasilania nie występuje dodatkowy wtryskiwacz, ani sterownik systemu zasilania LPG. Eksperyment miał na celu wykazać, iż istnieje możliwość bezpośredniego wykorzystania algorytmu sterowania i elementów benzynowe-

go systemu zasilania. Największą zmianą było zwiększenie ciśnienia zasilającego kolektor wtryskiwaczy benzynowych oraz zastosowanie zbiornika kompensacyjnego.

5.4. Metodyka badań

Badania eksperymentalne na hamowni silnikowej zostały przeprowadzone w celu wyznaczenia:

1) Charakterystyk prędkościowych.

- zakres badanych prędkości obrotowych zawierał się od prędkości biegu jałowego $n=800\text{obr/min}$ do $n=4200\text{obr/min}$. Zakres ten został wybrany ze względu na to, iż w takich warunkach najczęściej jest eksploatowany silnik z zapłonem iskrowym samochodu osobowego,
- zakres stopnia otwarcia przepustnicy wynosił się od 0% (bieg jałowy) do 100% (pełne otwarcie przepustnicy). Charakterystyki mocy pełnej oraz mocy dławionych sporządzonych dla 40, 60 i 80% otwarcia przepustnicy,
- rejestrowano wartość parametrów pracy silnika.

2) Charakterystyk obciążeniowych.

- charakterystyki obciążeniowe wykonano dla czterech wybranych prędkości obrotowych 1500, 2000, 2500 i 3000 obr/min,
- otwarcie przepustnicy zmieniano w zakresie od 10 do 100% w skoku co 10% dla każdej z badanych prędkości obrotowych,

Do parametrów pracy silnika, rejestrowanych podczas przeprowadzanego eksperymentu należą:

- moment obrotowy,
- moc efektywna,
- godzinowe zużycie paliwa,
- ciśnienie indykowane w komorze spalania cylindra nr 1,
- prędkość obrotowa,
- kąt wyprzedzenia zapłonu,
- ciśnienie w kolektorze dolotowym,
- otwarcie przepustnicy,
- składniki spalin CO , CO_2 , C_nH_m , O_2 ,
- współczynnik nadmiaru powietrza λ .

5.5. Wyniki badań eksperymentalnych

Zgodnie z przyjętą metodyką pomiary wartości parametrów pracy silnika rozpoczęto od badań silnika zasilanego benzyną w układzie jednopunktowego wtrysku pośredniego, a następnie zasilanego gazem za pomocą układu drugiej generacji LPG. Kolejny etap dotyczył zmiany układu zasilania na wielopunktowy wtrysk pośredni umożliwiający zasilanie benzyną, jak i mieszanką propan-butan w stanie ciekłym. Wykonano pomiary wartości wielkości, które zestawiono w tablicach pomiarowych.

5.5.1. Charakterystyki prędkościowe silnika zasilanego benzyną (SPI) oraz mieszanką propan-butan (II-generacji)

W tablicy 5.6 przedstawiono zestawienie wyników pomiarów wartości parametrów pracy silnika zasilanego benzyną (SPI), natomiast w tablicy 5.7 eksperymentalne wartości parametrów pracy silnika zasilanego LPG (II-generacji).

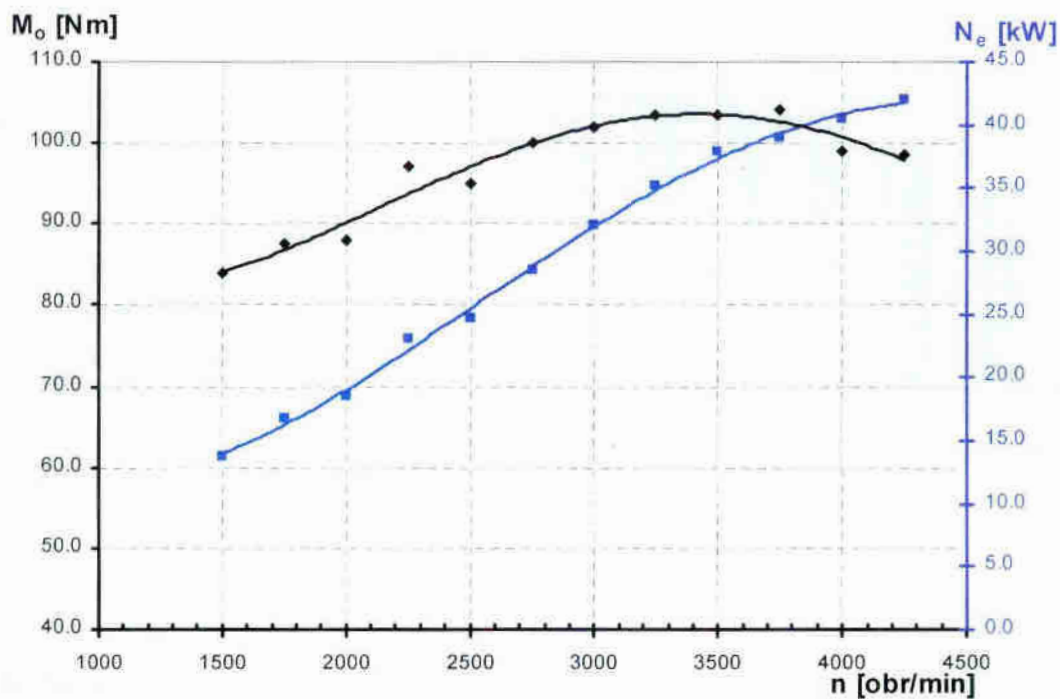
Tablica 5.6

Eksperymentalne wartości parametrów pracy silnika przy zasilaniu benzynowym w systemie SPI dla pełnego otwarcia przepustnicy (100%)

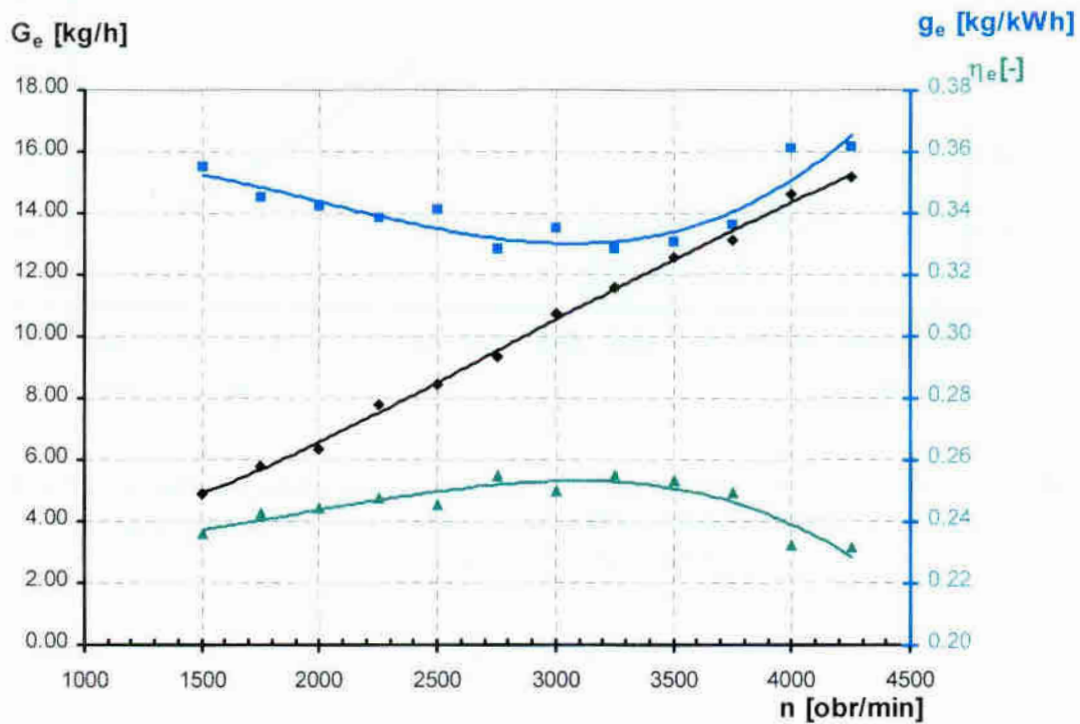
n [obr/min]	100%											η_{eSPI}
	M_e [Nm]	N_e [kW]	G_e [g/s]	G_e [kg/h]	g_e [kg/kWh]	CO [%vol]	CO ₂ [%vol]	HC [ppm]	O ₂ [%vol.]	Lambda		
1500	84.0	13.8	1.36	4.90	0.35	4.27	12.61	156	0.74	0.900	0.24	
1750	87.5	16.8	1.61	5.80	0.35	4.26	12.46	141	1.08	0.920	0.24	
2000	88.0	18.5	1.76	6.34	0.34	3.98	12.51	138	1.22	0.935	0.24	
2250	97.0	23.0	2.16	7.78	0.34	4.26	12.67	140	0.80	0.906	0.25	
2500	95.0	24.7	2.34	8.42	0.34	3.78	12.77	117	0.99	0.930	0.25	
2750	100.0	28.5	2.60	9.36	0.33	3.68	12.96	116	0.83	0.918	0.25	
3000	102.0	32.0	2.98	10.73	0.34	4.43	12.81	122	0.35	0.819	0.25	
3250	103.5	35.2	3.21	11.56	0.33	4.52	12.82	117	0.34	0.889	0.26	
3500	103.5	37.9	3.48	12.53	0.33	4.51	12.80	115	0.33	0.888	0.25	
3750	104.0	39.0	3.64	13.10	0.34	4.42	12.76	114	0.31	0.889	0.25	
4000	99.0	40.5	4.06	14.62	0.36	4.93	12.43	119	0.44	0.880	0.23	
4250	98.5	42.0	4.22	15.19	0.36	4.83	12.61	119	0.38	0.881	0.23	

Na podstawie pomiarów zamieszczonych w tablicy 5.6 i dodatkowych obliczeń sporządzono charakterystykę prędkościową dla pełnego otwarcia przepustnicy przedstawioną na rysunku 5.15.

Uzupełnieniem danych do charakterystyki prędkościowej silnika jest zależność godzinowego oraz jednostkowego zużycia paliwa w funkcji prędkości obrotowej silnika. Charakterystykę taką przedstawia rysunek 5.16. Pomiary wykonano dla wybranego zakresu prędkości obrotowych, które odzwierciedlają typowy zakres eksploatacji silnika.



Rys. 5.15. Charakterystyka prędkościowa mocy efektywnej N_e i momentu obrotowego M_o przy pełnym otwarciu przepustnicy (100%) silnika zasilanego benzyną w systemie SPI



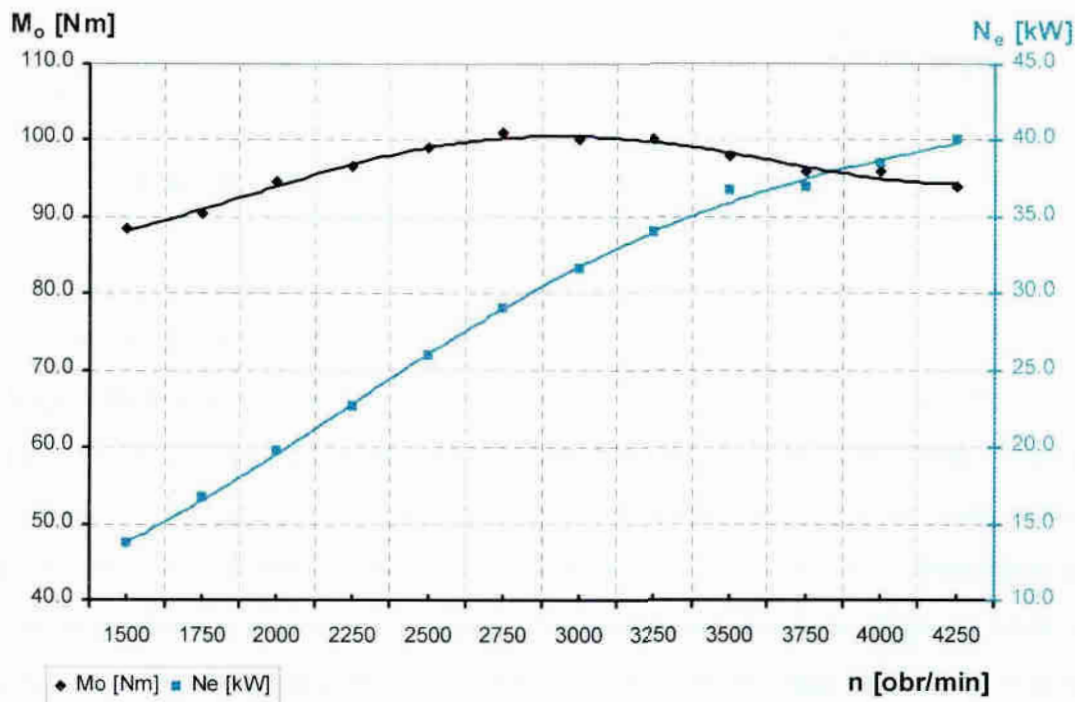
Rys. 5.16. Charakterystyka prędkościowa godzinowego G_e , jednostkowego zużycia paliwa g_e oraz sprawności energetycznej η_e przy pełnym otwarciu przepustnicy (SPI)

Tablica 5.7

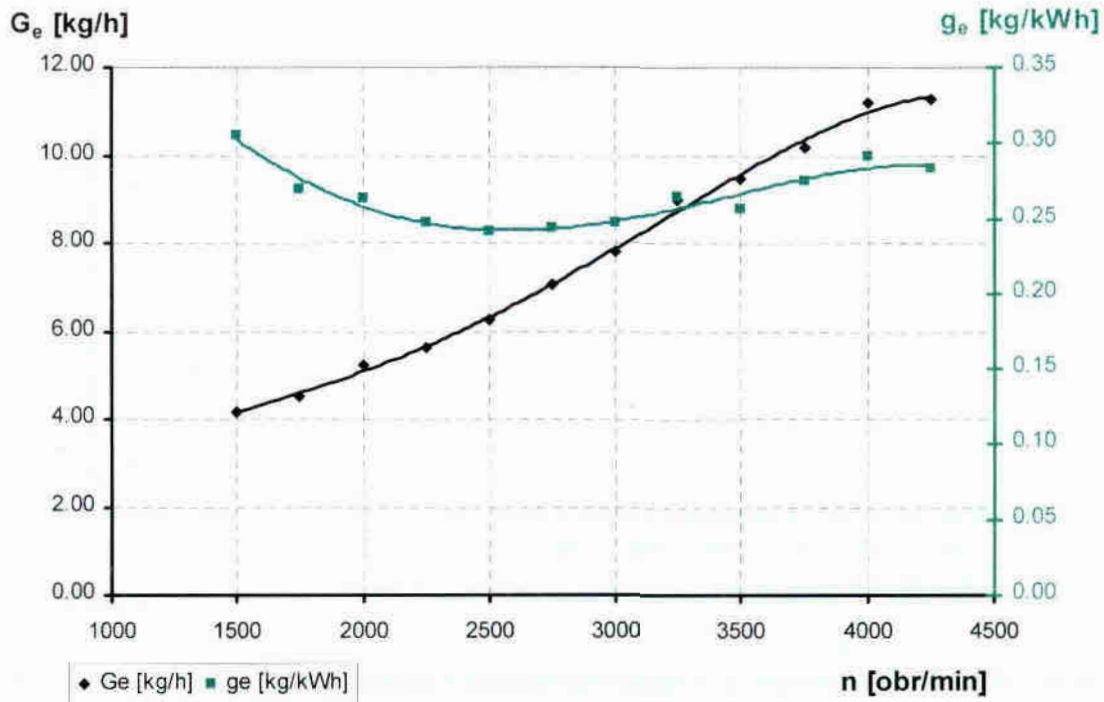
Eksperymentalne wartości parametrów pracy silnika przy zasilaniu propan-butan w systemie drugiej generacji przy pełnym otwarciu przepustnicy(100%)

n [obr/min]	100%											p _{kol} [kPa]	η _{LPGII}
	Mo [Nm]	Ne [kW]	Ge [g/s]	Ge [kg/h]	ge [kg/kWh]	CO [%vol.]	CO ₂ [%vol.]	HC [ppm]	O ₂ [%vol.]	Lambda			
1500	88.5	13.7	1.16	4.18	0.30	7.5	9.65	119	0.06	0.790	97.8	0.26	
1750	90.5	16.7	1.25	4.50	0.27	7.5	9.70	121	0.14	0.790	97.1	0.30	
2000	94.5	19.8	1.45	5.22	0.26	7.24	9.80	116	0.05	0.790	97.1	0.30	
2250	96.5	22.7	1.56	5.62	0.25	6.85	10.00	118	0.07	0.800	96.7	0.32	
2500	99.0	26.0	1.74	6.26	0.24	5.7	10.86	103	0.04	0.830	95.6	0.33	
2750	101.0	29.0	1.96	7.06	0.24	4.85	11.42	101	0.07	0.860	95.2	0.33	
3000	100.0	31.6	2.17	7.81	0.25	4.4	11.70	99	0.06	0.880	94.9	0.32	
3250	100.0	34.0	2.50	9.00	0.26	3.82	12.11	104	0.07	0.890	94.9	0.30	
3500	98.0	36.8	2.63	9.45	0.26	3	12.60	107	0.08	0.910	94.9	0.31	
3750	96.0	37.0	2.83	10.19	0.28	2.1	13.25	92	0.10	0.930	94.1	0.29	
4000	96.0	38.5	3.11	11.20	0.29	2.01	13.25	90	0.10	0.930	94.1	0.28	
4250	94.0	40.0	3.14	11.30	0.28	1.45	13.62	90	0.12	0.950	93.7	0.28	

Powyższe wyniki pomiarów przedstawiono graficznie w postaci charakterystyk prędkościowych przedstawionych na rysunkach 5.17 i 5.18.

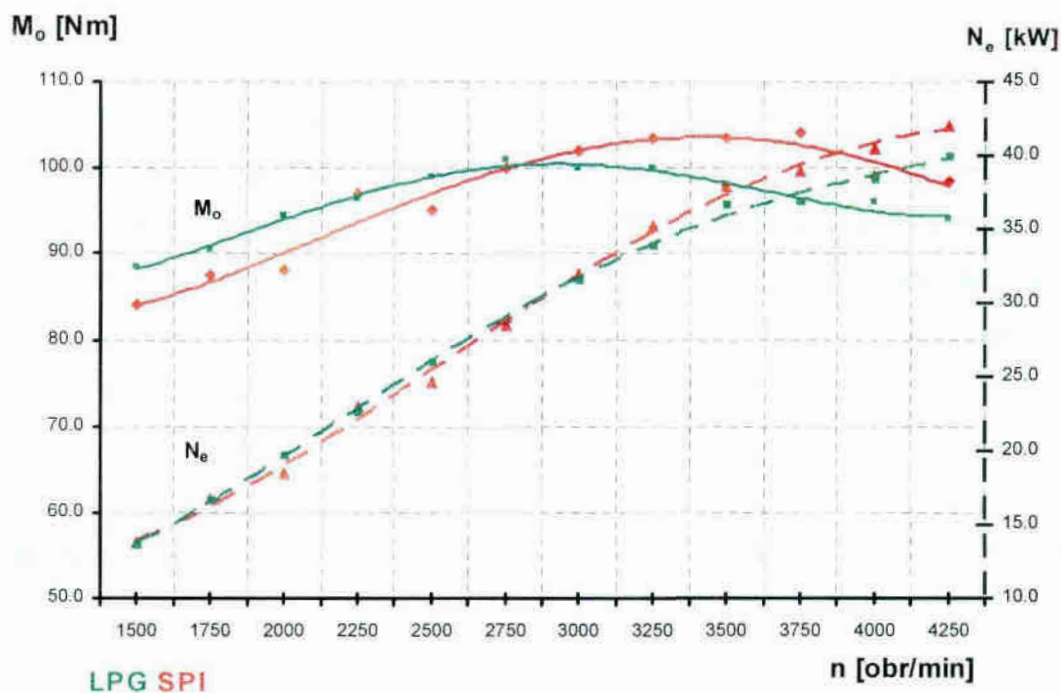


Rys. 5.17. Charakterystyka prędkościowa mocy efektywnej N_e i momentu obrotowego M_o przy pełnym otwarciu przepustnicy (100%) silnika zasilanego LPG za pomocą układu II-giej generacji



Rys. 5.18. Charakterystyka prędkościowa godzinowego G_e i jednostkowego zużycia paliwa g_e zasilanego LPG za pomocą układu II-giej generacji

Na podstawie wykonanych pomiarów zarówno przy zasilaniu SPI, jak i LPG drugiej generacji sporządzono charakterystyki prędkościowe obrazujące porównanie wartości i przebiegu zmian parametrów pracy silnika zasilanego benzyną i LPG pracującym w możliwie porównywalnych warunkach [84]. Wszystkie pomiary wykonano w ustalonych warunkach pracy silnika. W pracy przedstawiono wybrane charakterystyki prędkościowe mocy i momentu obrotowego silnika, ze względu na wymierną korzyść, jaką sobą przedstawiają. Aspekt ekonomiczny zostanie omówiony w dalszej części przedstawionych wyników badań w postaci sprawności energetycznej. Kolejnym czynnikiem jaki podległ analizie to emisja składników spalin. Ze względu na swój aspekt ekologiczny jest to ważny wkład w badaniu gazowego układu zasilania mieszanką propan-butan.



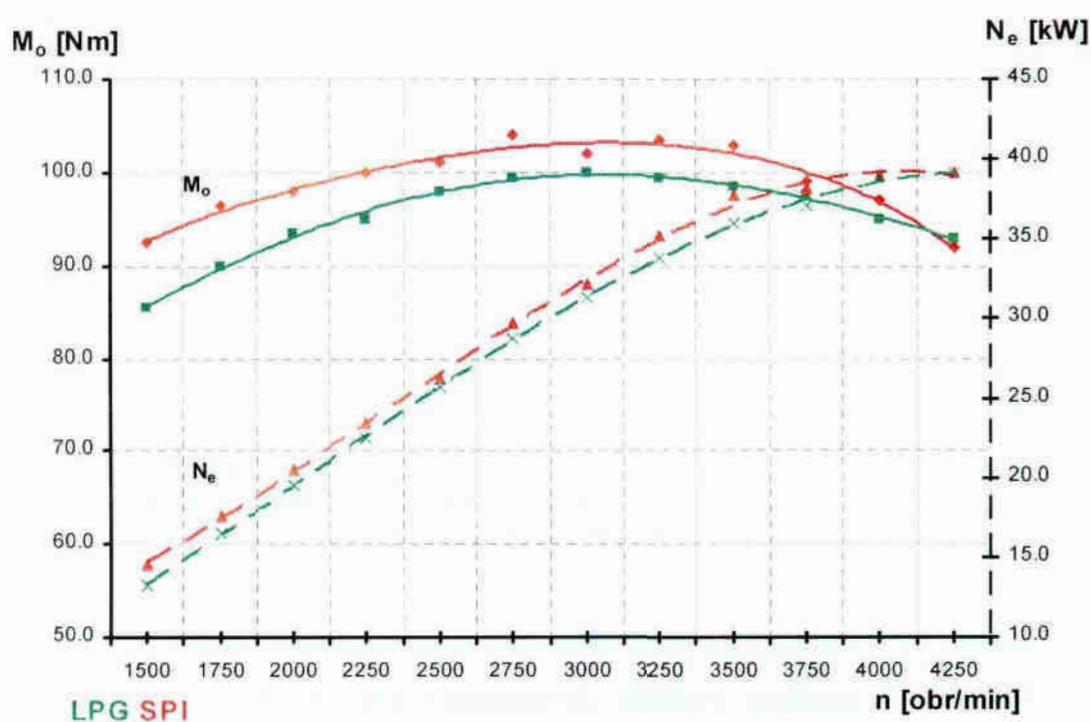
Rys. 5.19. Charakterystyka prędkościowa pełnego otwarcia przepustnicy(100%) dla zasilania benzyną w systemie SPI oraz zasilanego gazem propan-butan w systemie mieszalnikowym drugiej generacji

Rysunek 5.19 przedstawia zestawienie porównawcze mocy i momentu obrotowego silnika zasilanego benzyną i mieszanką propan-butan. Wskazuje ona przede wszystkim na większą stabilność momentu obrotowego silnika zasilanego LPG, wynikającą z mniej „zachwianego” przebiegu zmiany wartości, zarówno momentu obrotowego silnika, jak i mocy użytecznej. Stabilność ta wynika z bardziej „spokojnego” przebiegu spalania w komorze silnika zasilanego LPG, która spowodowana jest tym, że mieszanka paliwowo-powietrzna LPG (w stanie lotnym) jest bardziej jednorodna oraz z tego, że paliwo gazowe spala się wolniej, co wynika z prędkości rozchodzenia się fali płomienia [13, 65], zależą od:

- czynników konstrukcyjnych, takich jak kształt komory spalania, ukształtowanie kanałów dolotowych oraz związany z tym stopień zawirowania mieszanki,
- właściwości fizykochemicznych paliwa, m.in. wartość opałowa, przewodność cieplna,
- współczynnika nadmiaru powietrza,
- energii zapłonu itp.

Wartość mocy i momentu obrotowego wskazują na lepsze właściwości paliwa LPG. Należy pamiętać, że system sterowania dawką paliwa LPG jest mniej efektyw-

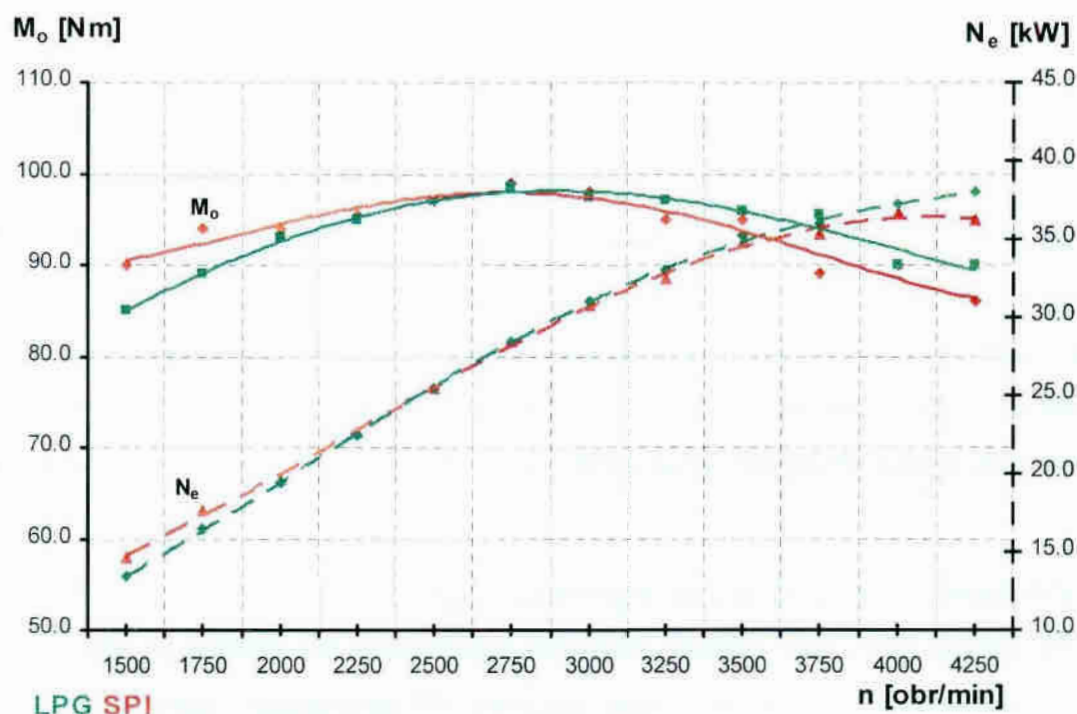
ny niż SPI i nie pozostaje bez znaczenia dla wartości tych parametrów. W zakresie prędkości obrotowych powyżej $n=2750$ obr/min nadrzędność systemu zasilania LPG ustępuje zasilaniu benzynowemu, którego skutkiem jest wolniejszy przebieg procesu spalania. Wpływ na ten przebieg ma również zjawisko zwiększonych oporów na ssaniu (układ mieszalnikowy) oraz wyższa temperatura paliwa (LPG) podawanego do układu zasilania. Powoduje to zmniejszenie masy paliwa odniesionej do jednostki objętości oraz powoduje zmniejszenie ilości energii chemicznej w postaci mieszanki paliwowo-powietrznej zasysanej przez silnik do komory spalania.



Rys. 5.20. Charakterystyka prędkościowa mocy dławionej dla 80% otwarcia przepustnicy silnika zasilanego benzyną w systemie SPI oraz gazem propan-butan w systemie mieszalnikowym drugiej generacji

W przypadku pomiarów mocy i momentu obrotowego dla 80% (rys.5.20) otwarcia przepustnicy wykresy odzwierciedlające zmianę wartości tych parametrów wskazują na bardziej efektywną pracę silnika zasilanego benzyną. Różnice pomiędzy tymi systemami zasilania są jednak niewielkie, a nawet w zakresie prędkości obrotowej około $n=4000$ obr/min, zarówno moc, jak i moment obrotowy silnika dla obu sposobów zasilania są sobie równe. Charakter przebiegu wykresów jest podobny, lecz także zauważalna jest większa stabilność pracy silnika zasilanego w systemie

drugiej generacji LPG. Przyczyną takiego charakteru zmian przebiegów, oprócz wymienionych już wcześniej, mogą być zjawiska zachodzące w układzie dolotowym i wydechowym badanego silnika.



Rys. 5.21. Charakterystyka prędkościowa mocy dławionej dla 60% otwarcia przepustnicy silnika zasilanego benzyną w systemie SPI oraz gazem propan-butan w systemie mieszalnikowym drugiej generacji

W przypadku charakterystyki przedstawionej na rysunku 5.21 można wnioskować o jednorodności obu porównanych układów zasilania (LPG i SPI) pod względem takich parametrów pracy silnika jak moc użyteczna i moment obrotowy. Układ zasilania LPG praktycznie nie ustępuje zasilaniu benzynowemu w systemie SPI, a nawet wykazuje większą stabilność pracy silnika zasilanego LPG. W związku z powyższym silniki takie będą się charakteryzowały mniejszą amplitudą oraz częstotliwością drgań, generowanych na skutek nierównomierności pracy. Z tym wiąże się zmniejszenie nierównomierności chwilowej prędkości obrotowej. To co z kolei zwiększa komfort użytkowania, bowiem zmniejsza hałas i zmęczenie kierowcy oraz podróżnych pojazdu z silnikiem zasilanym LPG.

Należy brać pod uwagę to, że jest to układ drugiej generacji, jednak obarczony wieloma niedoskonałościami pod względem budowy i systemu sterowania dawką paliwa gazowego.

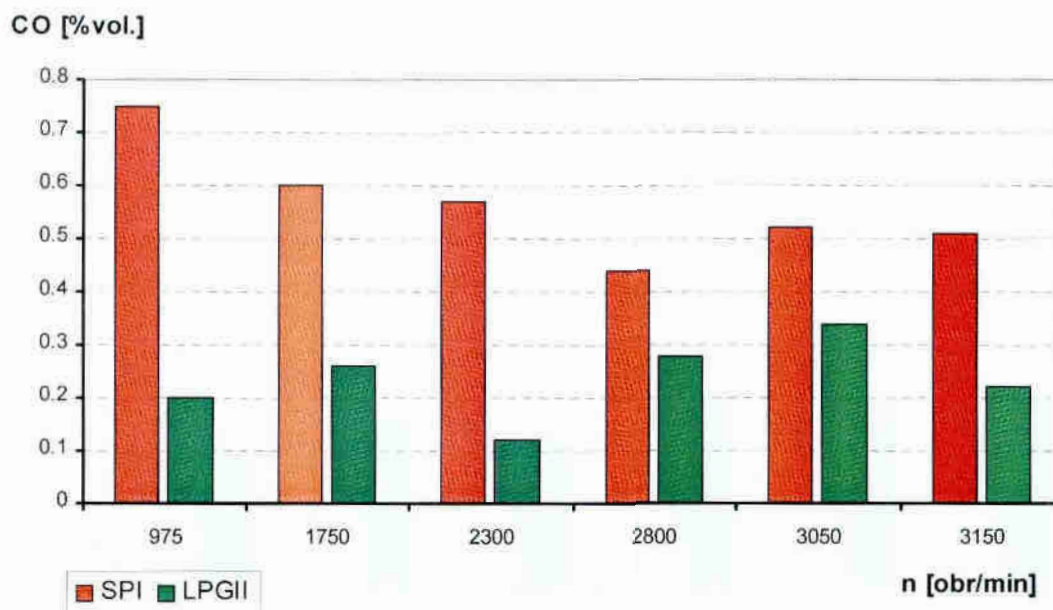
5.5.2. Analiza spalin

Kolejnym etapem badań było porównanie ilościowe gazów zawartych w spalinach silnika zasilanego benzyną w systemie wtrysku centralnego SPI oraz LPG w stanie lotnym, za pomocą układu mieszalnikowego drugiej generacji. Są to dwa bardzo odmienne układy zasilania, wykazujące jednak pewną cechę wspólną.

Układ regulacji dawki paliwa powiązany jest w obu systemach zasilania są z sondą lambda (zwaną czujnikiem zawartości tlenu w spalinach). Układ regulacji na podstawie wartości napięcia generowanego przez czujnik zawartości tlenu określa skład mieszanki paliwo-powietrznej zasysanej do komory spalania silnika. Dokonują również korekty ilości paliwa podawanego do układu dolotowego poprzez zmianę wartości czasu otwarcia wtryskiwacza (układ SPI) lub zmianę położenia silnika krokowego regulującego wielkość pola przekroju, przez który przepływa paliwo do układu dolotowego silnika (układ LPG).

W wyniku spalania paliw węglowodorowych, pojawiają się w spalinach tłokowych silników spalinowych dwie grupy związków. Jedna o znacznym udziale objętościowym, druga o mniejszym. Do pierwszej grupy można zaliczyć dwutlenek węgla, tlenek węgla, azot, tlen i parę wodną. Do drugiej grupy wchodzi węglowodory, tlenki azotu oraz wodór i związki ołowiu. Wśród nich pojawiły się związki toksyczne (np. tlenek węgla, tlenki azotu, węglowodory, sadza, tlenki siarki i związki ołowiu), których emisja powinna być ograniczona do możliwie najniższego poziomu.

Na podstawie badań eksperymentalnych sporządzono wykresy obrazujące zmiany zawartości składników spalin badanego silnika dla różnych metod i paliw zasilających. Załączone wykresy dotyczą składników spalin, które były weryfikowane podczas badań. Na podstawie znacznych różnic pomiędzy składnikami spalin silnika zasilanego LPG i benzyną, w tej części pracy szczegółowej analizy poddano spaliny silnika pracującego bez obciążenia. Wyniki przeprowadzonej analizy spalin silnika obciążonego (pełne obciążenie) przedstawiono w rozdziale 5.5.3 na rysunkach 5.33 i 5.34.

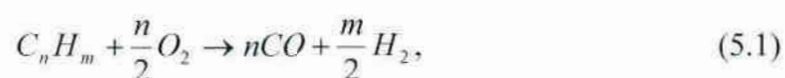


Rys. 5.22. Objętościowy udział tlenku węgla CO w spalinach silnika zasilanego mieszanką propan-butan w systemie drugiej generacji oraz benzyną SPI

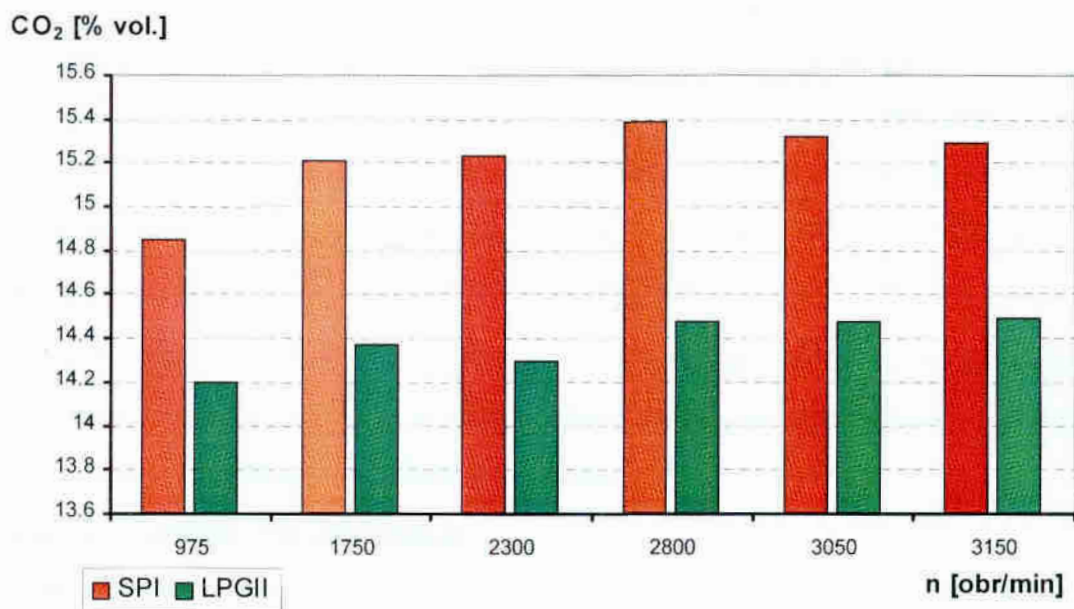
Zależność zmian ilości tlenku węgla w spalinach (rys. 5.22) wskazuje na znaczną różnicę pomiędzy pracą silników z różnymi układami paliwowymi oraz paliwami. Silnik zasilany benzyną wykazuje dużo większą (od półtora do pięć razy) emisję tego toksycznego składnika (CO) dla każdej z badanych prędkości obrotowych wału korbowego w porównaniu z pracą silnika zasilanego mieszaniną propan-butan. Wpływ na to ma sposób przygotowania mieszanki paliwowo-powietrznej, jej jednorodność oraz stopień wymieszania. Także budowa i zastosowane elementy strukturalne układu zasilania mają wpływ na powstawanie tlenku węgla.

Należy wspomnieć, że tlenek węgla jest produktem spalania niezupełnego, co skutkuje mniejszą efektywnością procesu konwersji energii chemicznej mieszanki przekazywanej na drodze ciepła, i dalej za pomocą układu tłokowo-korbowego poprzez pracę w (energii mechaniczną) uzyskaną na wale korbowym w postaci mocy użytecznej.

Powstawanie tlenku węgla w procesie spalania węglowodorów można opisać równaniem w postaci;



gdzie; n, m – współczynniki stechiometryczne.



Rys. 5.23. Objętościowy udział dwutlenku węgla CO_2 w spalinach silnika zasilanego benzyną (SPI) i mieszanką propan-butan (LPGII)

Dwutlenek węgla, jako składnik spalin (rys. 5.23) związany jest przede wszystkim z jakością procesu spalania, na który ma wpływ szereg czynników, związanych zarówno z konstrukcją silnika, jak i sposobem przygotowania mieszanki paliwowo-powietrznej. Sposób sterowania zależy od użytych elementów strukturalnych układu zasilania i sterowania pracą silnika. Związany jest także z właściwościami paliwa, którym zasilany jest silnik. Na przedstawionym rysunku 5.23 można wnioskować, że silnik zasilany LPG emituje mniej dwutlenku węgla niż silnik zasilany benzyną. Wynika to także, z właściwości paliwa LPG oraz jednorodności mieszanki paliwowo-powietrznej.

Dwutlenek węgla, jako produkt spalania zupełnego, świadczy o całkowitym wykorzystaniu i uwolnieniu energii chemicznej mieszanki paliwowo-powietrznej, którą dalej można w kolejnych procesach wykorzystać w postaci pracy (energii mechanicznej). Można stwierdzić, że silnik zasilany LPG uzyskuje mniej energii mechanicznej. Jednak dzięki temu, że paliwo gazowe dysponuje wyższą wartością opa-

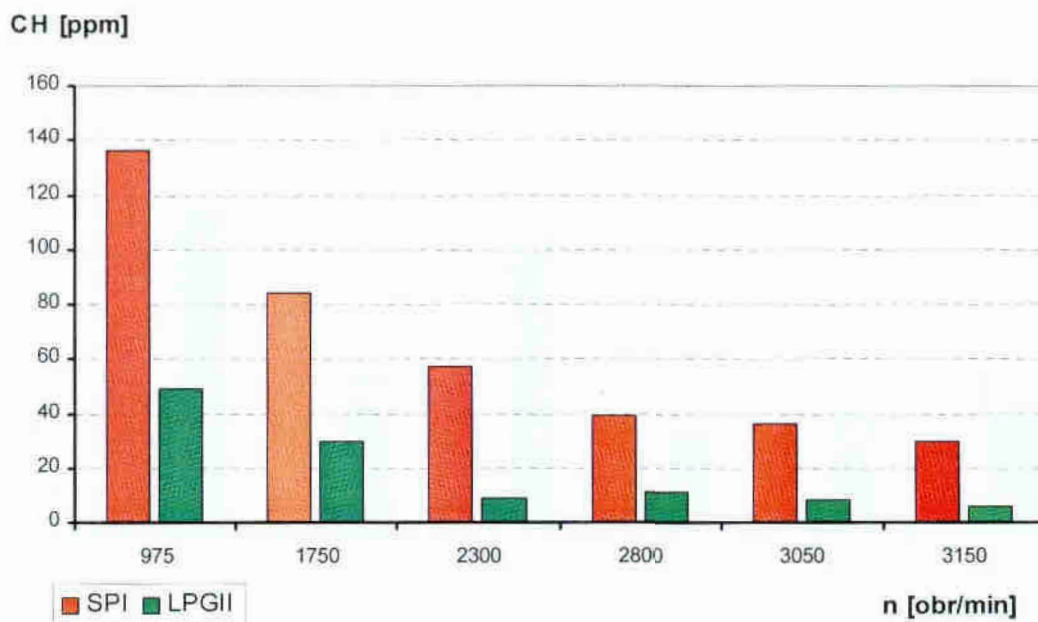
lową, co prowadzi do wniosku, że z jednego kilograma tego paliwa uzyskuje się więcej energii niż w przypadku benzyn.

Skoro z mniejszej masy paliwa uzyskuje się taką samą porcję energii, to znaczy mniej paliwa (masowo) potrzebne jest dla uzyskania takiego samego efektu użytecznego do pracy silnika. W dalszej konsekwencji powoduje to mniejszą emisję tego gazu spalinowego. Reasumując można stwierdzić, że ilość emitowanego dwutlenku węgla jest skutkiem bezpośrednim spalania paliwa. Dwutlenek węgla jest odpowiedzialny za proces ocieplenia się klimatu na Ziemi, dlatego im mniejsza będzie jego emisja, tym większe korzyści dla naszej planety i w skali lokalnej.

Kolejnym analizowanym składnikiem spalin w są niespalone węglowodory (CH). Składnik ten powstaje w wyniku spalania niecałkowitego paliwa, przy czym jego obecność w spalinach świadczy, między innymi, o:

- jakości przebiegu procesu spalania,
- temperaturze silnika i komory spalania rozumianej jako temperaturę wnętrza i ścianki komory,
- kształcie i konstrukcji komory spalania,
- kształcie i cechach konstrukcyjnych układu dolotowego silnika,
- jednorodności mieszanki paliwowo-powietrznej, czyli o stopniu wymieszania, odparowania paliwa, dokładności rozpylenia paliwa,
- zapłonic mieszanki (układ zapłonowy),
- stanie technicznym silnika (szczelności komory spalania),
- jakości paliwa.

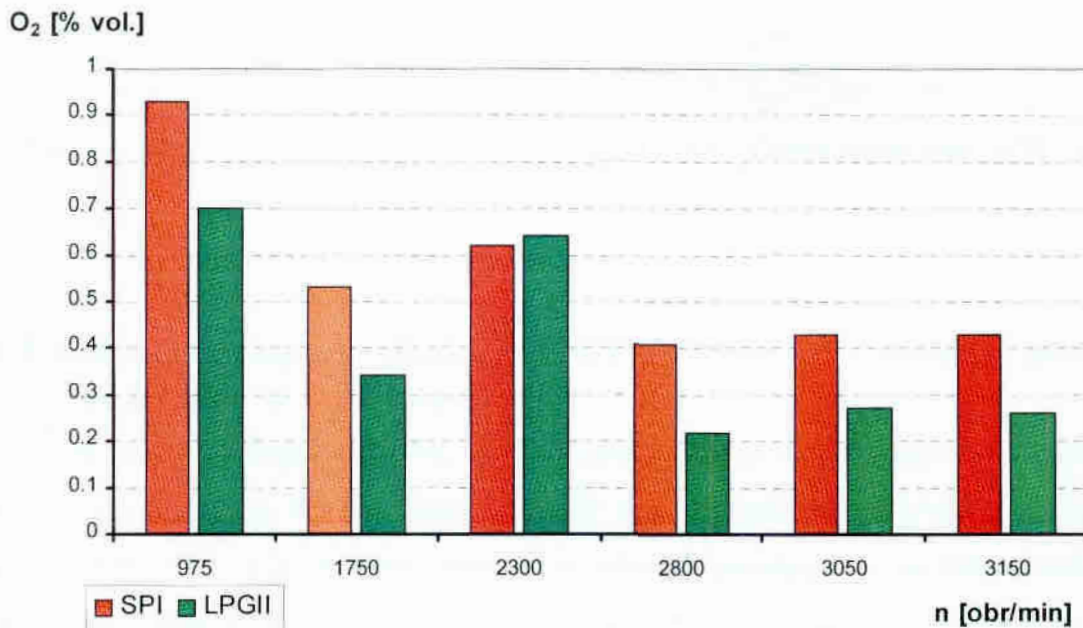
Podczas badań stwierdzono także mniejszą emisję węglowodorów w przypadku, gdy silnik zasilany był LPG (rys. 5.24). Przyczyną jest przede wszystkim to, że paliwo podawane jest do kolektora już w postaci fazy lotnej, co znacznie ułatwia jego wymieszanie (poprawia się jednorodność mieszanki). Inną przyczyną jest wyższa temperatura spalania mieszanek propan-butan-powietrze, dzięki czemu zapewnia się mniej wykroplonego paliwa na ściankach komory spalania oraz poprawia wzajemną dyfuzję cząstek.



Rys. 5.24. Ilościowy udział węglowodorów w spalinach silnika zasilanego LPG i benzyną

Zawartość tlenu w spalinach (rys. 5.25) świadczy o jego wykorzystaniu w procesie spalania oraz o ilości paliwa podawanego do komory spalania silnika. Udział procentowy tlenu w spalinach jest także wykorzystywany przez systemy sterowania silnikiem do określenia rodzaju mieszanki (bogata $\lambda < 1$, stechiometryczna $\lambda = 1$, uboga $\lambda > 1$). Na podstawie sygnału z czujnika tlenu określana jest korekta dawki paliwa. W systemach wyposażonych w układ diagnostyki pokładowej standardu OBDII/EOBD zawartość tlenu służy również do określenia wydajności (współczynnika konwersji) pracy reaktora katalitycznego.

Z przedstawionych wyników badań (rys. 5.25), jednoznacznie wynika, że w przypadku zasilania LPG ilość tlenu niewykorzystanego jest mniejsza, niż w przypadku zasilania benzynowego. Świadczy to o jednorodności mieszanki i dobrym dostępie cząstek paliwa do tlenu w całej objętości spalanej mieszanki. Należy pamiętać o tym, że analizuje się kilka składników spalin wzajemnie ze sobą powiązanych. Jest to warunek konieczny, aby można było wykorzystać wyniki analizy spalin do określenia wpływu metody, parametrów układu zasilania oraz rodzaju paliwa na efektywność pracy silnika pod względem przebiegu procesu spalania.



Rys. 5.25. Objętościowy udział tlenu O₂ w spalinach silnika zasilanego dwupaliwowo

Współczynnik nadmiaru powietrza lambda λ jest współczynnikiem pośrednim, określającym rodzaj mieszanki paliwowo-powietrznej dostarczanej do komory spalania silnika. Wielkość ta, służy także do oceny pracy układu zasilania silnika, jego podatności na zmieniające się warunki pracy silnika oraz wielkości opóźnienia układu regulacji. Pośrednio można wykorzystać go, do oceny stanu technicznego silnika.

Im bliżej jedności będzie oscylowała ta wartość, tym wydajniejszy i dokładniejszy jest układ sterowania pracą silnika. Współczynnik λ można przedstawić w postaci zależności:

$$\lambda = \frac{m_{pow_{rz}}}{m_{pow_i}}, \quad (5.2)$$

gdzie:

$m_{pow_{rz}}$ – masa powietrza rzeczywiście dostarczona w ciągu cyklu roboczego silnika spalinowego do procesu spalania,

m_{pow_i} – masa powietrza teoretycznie potrzebnego do spalania całkowitego i zupełnego paliwa dostarczonego w ciągu cyklu roboczego silnika spali-

nowego (określona na podstawie równań stechiometrycznych spalania).

W pewnych warunkach pracy silnika (pełne obciążenie, gwałtowne przyspieszanie), układ regulacji powinien możliwie szybko przejść do algorytmu sterowania mieszanką bogatą lecz kontrolowaną ($\lambda < 1$), ponieważ tylko dzięki takiej mieszance silnik osiągnie maksymalną moc.

5.5.3. Wyniki adaptacji silnika FSO CE do zasilania mieszanką propan-butan w fazie ciekłej

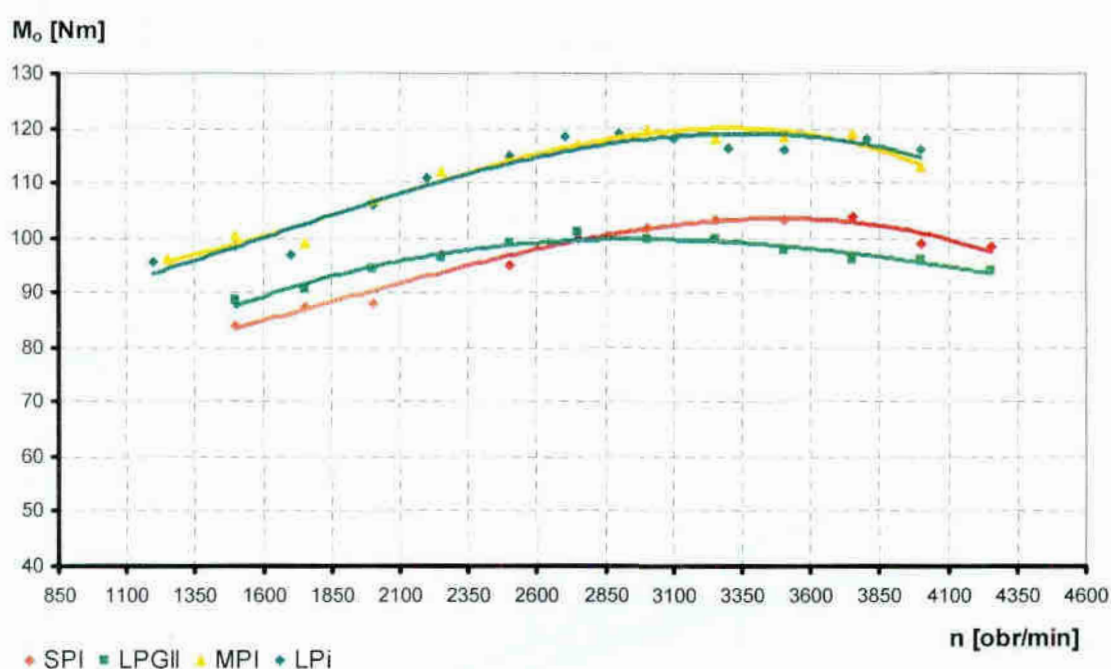
W wyniku przeprowadzonej adaptacji silnika do zasilania w systemie wielopunktowego wtrysku benzynowego możliwe było przeprowadzenie badań zmiany parametrów pracy silnika w warunkach i w zakresie przyjętym w metodyce badań eksperymentalnych. Oprócz tego wykonano adaptację układu zasilania wielopunktowego wtrysku benzynowego do zasilania paliwem LPG. Tak zbudowany układ miał za zadanie wtryskiwać do kolektora dolotowego mieszankę propan-butan w stanie ciekłym. Następnie, w wyniku rozprężania, paliwo zmieniałoby stan skupienia na gazowy i w takiej postaci trafiało do komory spalania silnika.

Na podstawie pomiarów są wykonane charakterystyki prędkościowe mocy pełnej i mocy dławionych (niepełnego otwarcia przepustnicy), silnika zasilanego benzyną i LPG stosownie do metody zasilania.

W przedstawionych poniżej analizach, posłużono się skrótami informującymi o metodzie zasilania silnika i rodzaju paliwa, które oznaczają:

- SPI – system zasilania silnika benzyną metodą wtrysku pośredniego, przerywanego jednopunktowego (nadprzepustnicowego). Skrót ten pochodzi od angielskiej nazwy *Single Point Injection*, lub *Throttle Body Injection* (TBI),
- LPGII, jako oznaczanie układu zasilanie mieszanką propan-butan drugiej generacji (układ mieszalnikowy ze sprzężeniem zwrotnym lambda),
- MPI - system zasilania benzyną metodą wtrysku pośredniego przerywanego wielopunktowego. Skrót ten pochodzi od angielskiej nazwy *Multi Point Injection*,
- LPi - system zasilania mieszanką propan-butan w fazie ciekłej metodą wtrysku pośredniego przerywanego wielopunktowego.

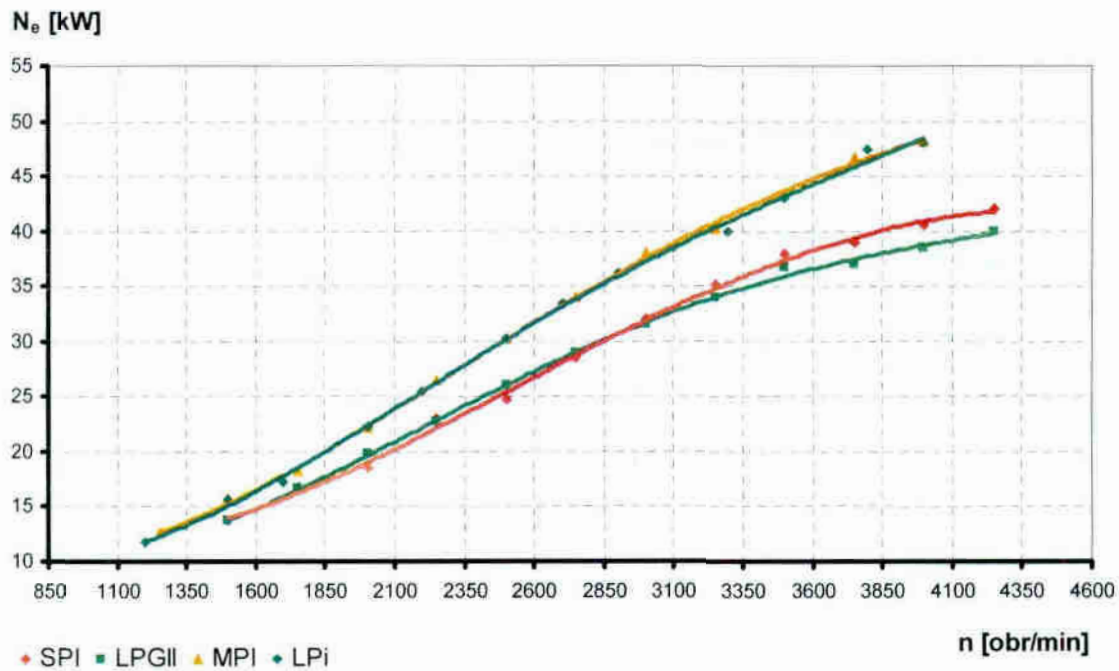
Porównanie charakterystyk prędkościowych mocy maksymalnej (rys. 5.26) wykazuje znaczną różnicę w ich przebiegu i wartości ze względu na rodzaj układu zasilania. Systemy wtrysku wielopunktowego uzyskano wyższą wartość mocy w mierzonych stanach pracy silnika. Zasilanie silnika benzyną oraz LPG w stanie ciekłym za pomocą wielopunktowego wtrysku pośredniego, nie wykazuje znacznych różnic w charakterze zmian i wartości momentu obrotowego. Zależność ta wykazuje, że adaptacja silnika do zasilania gazem propan-butan w stanie ciekłym nie wpływa ujemnie na użytkowe parametry pracy silnika, związane z dynamiką silnika (rys. 5.26 i rys. 5.27).



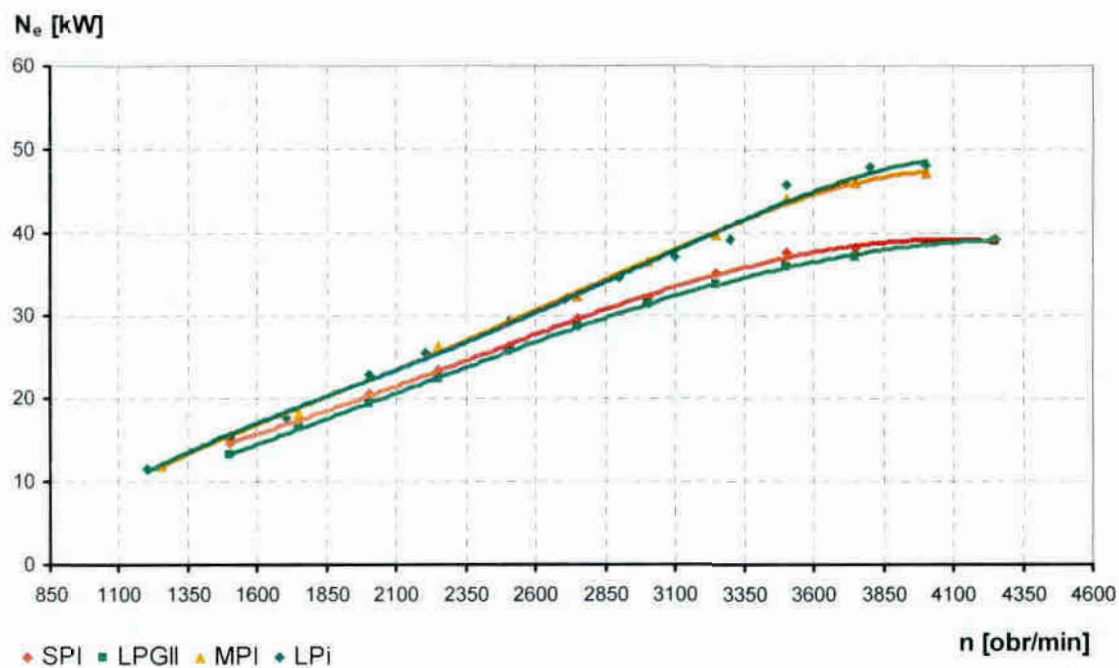
Rys. 5.26. Charakterystyki prędkościowe momentu obrotowego przy pełnym otwarciu przepustnicy dla różnych systemów zasilania benzyną i LPG

Właściwości mechaniczne silnika zasilanego mieszanką propan-butan uzyskane zostały w przypadku algorytmu sterowania układu (ECU), przystosowanego do zasilania benzyną. Dopasowanie układu sterowania odbyło się tylko w oparciu o działanie układu adaptacyjnego sterownika benzynowego. Odpowiedni dobór wartości parametrów sterowania, takich jak; kąt wyprzedzenia zapłonu, czas otwarcia wtryskiwacza, mogłoby odpowiednio poprawić przebieg i wartość tych wielkości.

Podobny efekt zmian momentu i mocy silnika zaobserwowano także podczas sporządzania charakterystyk mocy dławionych (rys. 5.28÷31).

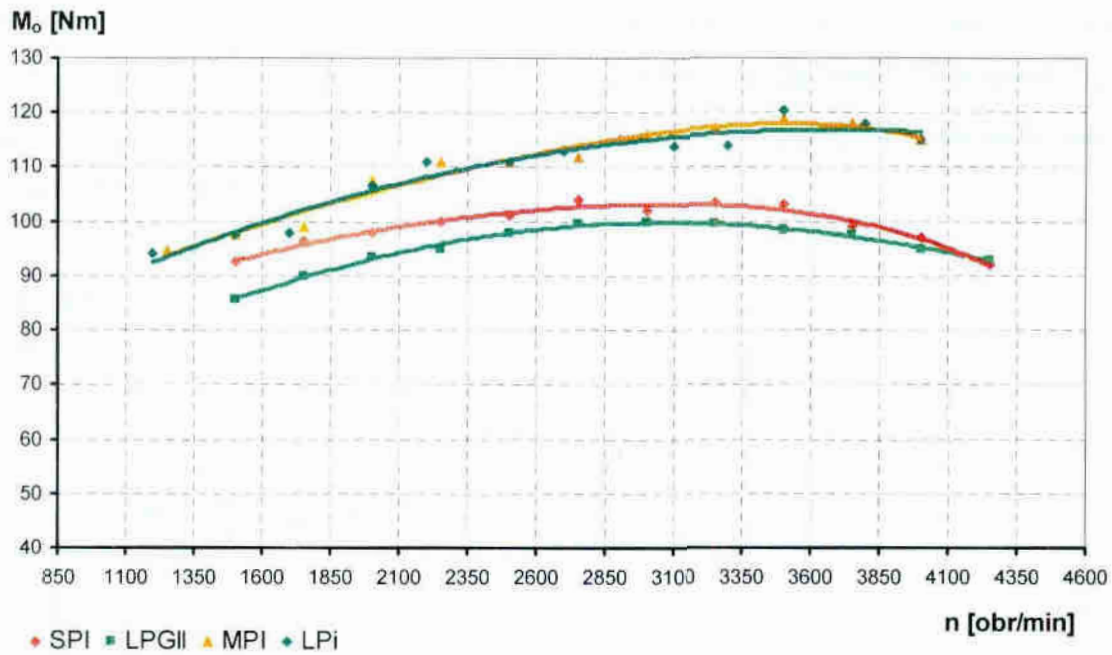


Rys.5.27. Charakterystyka prędkościowa mocy efektywnej przy pełnym otwarciu przepustnicy dla różnych systemów zasilania benzyną i LPG

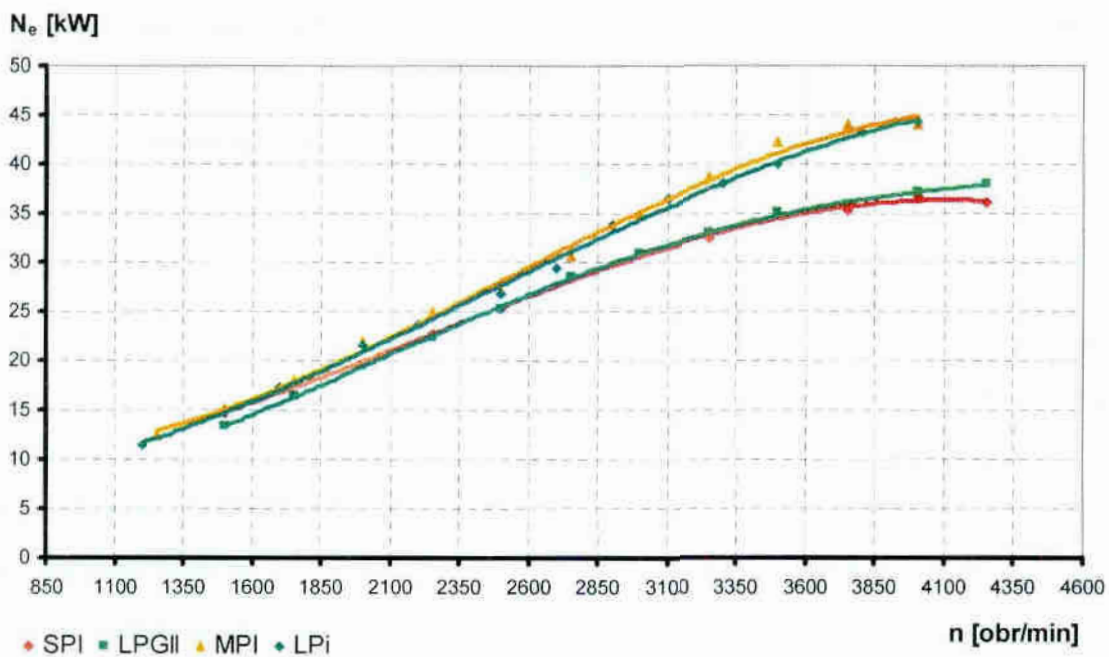


Rys.5.28. Charakterystyka prędkościowa mocy dławionej (80% otwarcia przepustnicy) dla zasilania benzyną i mieszanką propan-butan

Na przedstawionych wykresach, zauważono znaczną różnicę pomiędzy zasilaniem metodą wtrysku wielopunktowy a jednopunktowym wtryskiem benzyny oraz układem mieszalnikowego zasilania LPG drugiej generacji.

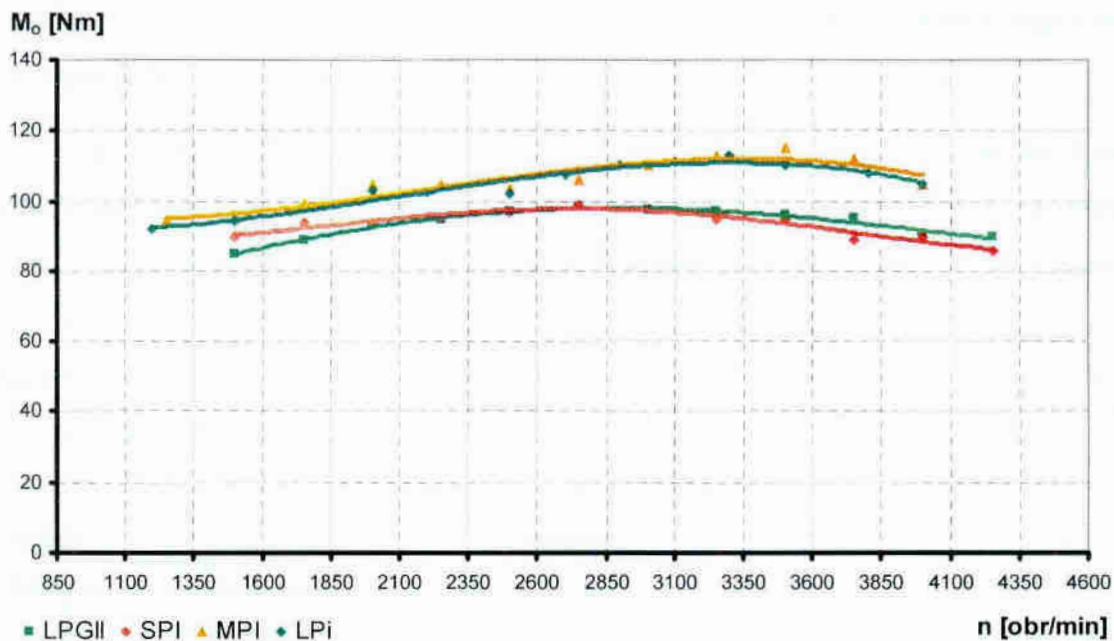


Rys.5.29. Charakterystyka prędkościowa momentu obrotowego dla 80% otwarcia przepustnicy przy zasilaniu benzyną i LPG w różnych systemach



Rys.5.30. Charakterystyka prędkościowa mocy użytecznej dla 60% otwarcia przepustnicy przy zasilaniu benzyną i LPG w różnych systemach

Paliwa w postaci benzyny jak i mieszanki propan-butan nie wykazują większych różnic w przebiegach i wartościach parametrów mierzonych. Świadczy to, jak już wspomniano wcześniej, o możliwości wykorzystania algorytmu sterowania wykorzystującego paliwo tradycyjne, do zastosowania go w przypadku zasilania mieszanką propan-butan.



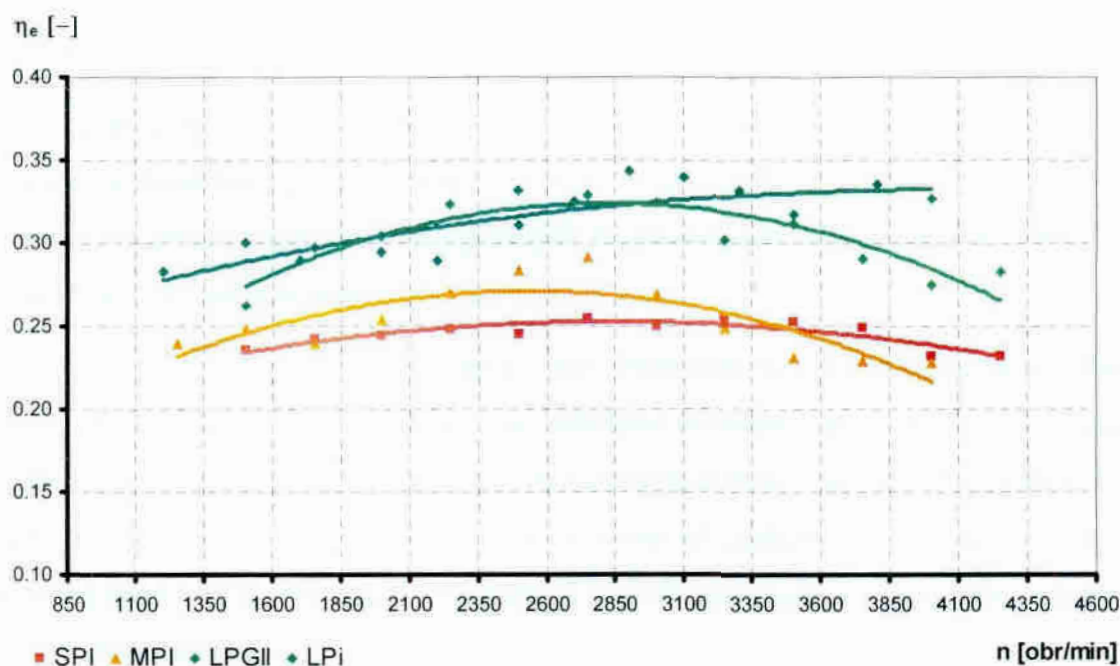
Rys. 5.31. Charakterystyka prędkościowa momentu obrotowego dla 60% otwarcia przepustnicy przy zasilaniu benzyną i LPG w różnych systemach

Stwierdzono różnicę w wartości wskaźnika sprawności energetycznej. Obie metody zasilania mieszanką propan-butan wykazały większą sprawność w stosunku do zasilania benzynowego (rys. 5.32). Wynikać to może między innymi z następujących przyczyn:

- podatności na zmianę stanu skupienia,
- wartości opałowej,
- opóźnienia zmiany fazy skupienia (delay time),
- masy jednostkowej paliwa,
- podatności na wymieszanie z powietrzem,
- różnej temperatury spalania,
- stopnia napełnienia cylindrów,
- inne.

W przypadku zasilania mieszanką propan-butan drugiej generacji, wykres wyznaczony na podstawie punktów pomiarowych zakreślony jest na mniejszym promieniu, niż to reprezentują pozostałe metody zasilania. Związane to jest z charakterystyką działania takiego układu zasilania. Jest to typowy układ mechanicznej regulacji dawki paliwa gazowego z zastosowanym systemem korekcji elektronicznej, ze sprzężeniem zwrotnym Lambda. Układ taki posiada wszelkie cechy regulacji mechanicznej. Pewne usprawnienie zapewnia korekta elektroniczna, która znacznie poprawia pracę podstawowego systemu regulacji.

Zachodzi tu także pewna niekonsekwencja. Związana ona jest ze sprawnością i wartością mocy w przypadku układu II-giej generacji zasilania LPG. Z rysunku 5.32 wynika, że sprawność silnika w tym przypadku jest wyższa, niż w przy zasilaniu benzyną, natomiast wartości mocy i momentu obrotowego są niższe. Powodem tej niekonsekwencji jest stopień wykorzystania energii chemicznej mieszanki benzynowo-powietrznej oraz gazowo-powietrznej.



Rys. 5.32 Zależność sprawności energetycznej od prędkości obrotowej przy pełnym otwarciu przepustnicy w różnych systemach zasilania benzyną i LPG

Pomimo szeregu niekorzystnych właściwości układu zasilania drugiej generacji mieszanką propan-butan, paliwo, które dostarczone zostało do komory spalania jest lepiej (pełniej) wykorzystane. Niższe wartości mocy i momentu związane są

z masą paliwa napływającego do cylindra w czasie cyklu ssania. Stosunkowo mała masa przypadająca na jednostkę objętości niesie ze sobą mniejszą ilość energii chemicznej do zamiany na energię mechaniczną.

Z wykresu $\eta_e=f(n)$ przedstawionego na rysunku 5.32 wynika także wpływ stanu skupienia i rozdrobnienia paliwa na jednorodność mieszanki paliwowo-powietrznej. Problem ten jest podejmowany przez wielu badaczy [m.in. 47, 58, 114], którzy wykazali, iż ma on istotny wpływ na przebieg procesu spalania i na wartości parametrów użytkowych oraz ekologiczno-ekonomicznych silnika. W przypadku mieszanki gazowego LPG i powietrza, wymieszanie następowało najlepiej. Wynikiem tego jest wartość sprawności energetycznej silnika zasilanego tą metodą. Natomiast przebieg krzywej związany jest z układem regulacji dawki paliwa gazowego.

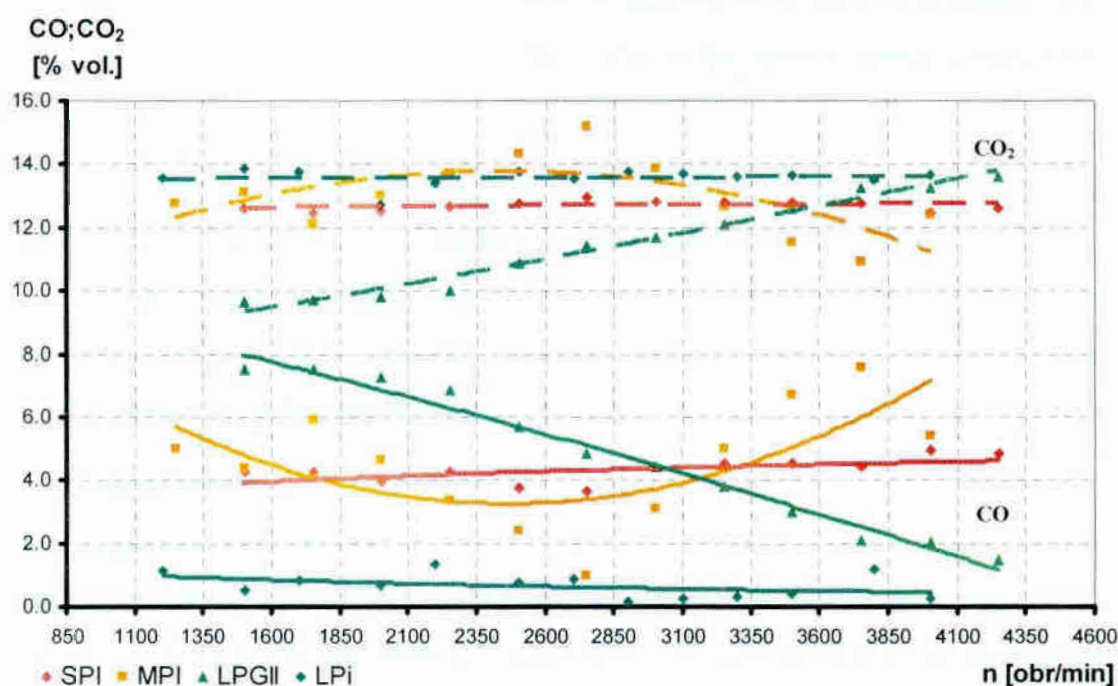
Wykresu zawartości tlenku i dwutlenku węgla (rys. 5.33), niespalonych węglowodorów (rys. 5.34) potwierdzają wcześniejsze wnioski z analizy mocy i momentu obrotowego oraz sprawności energetycznej. Wyniki badań przedstawione na rysunkach 5.33 i 5.34 wykazują przydatność LPG jako paliwa do zasilania silników spalinowych, pod względem składników spalin emitowanych do atmosfery.

Bardzo korzystnie wypada metoda zasilania wtryskiem wielopunktowym z fazą ciężką mieszanki propan-butan. Zarówno w przypadku charakterystyki zmiany zawartości tlenku węgla, jak i niespalonych węglowodorów wykazano ona najmniejszą ich koncentrację w jednostce objętości.

Zmierzone poziomy emisji tlenku oraz dwutlenek węgla wskazują na przydatność paliwa i zastosowanej metody do zasilania silników spalinowych. Zawartość tych gazów spalinowych świadczy o wykorzystaniu energii chemicznej, jednorodności mieszanki paliwowo-powietrznej, właściwym ukształtowaniu komory spalania, czy też innych właściwościach związanych z przebiegiem procesu spalania i przygotowania mieszanki do spalania.

Na charakterystykach opisujących zawartości CO i CO₂, odnoszącej się do metody zasilania za pomocą układu drugiej generacji LPG wykazana jest znaczna różnica zarówno w tendencji przebiegu charakterystyk jak i w wartościach osiąganych przez te składniki spalin silnika. Należy zaznaczyć, że przyjęty układ regulacji oparty jest na prostych zależnościach mechanicznych (tylko korygowanych w niewielkim zakresie przez układ regulacji elektronicznej ze sprzężeniem zwrotnym lambda).

Pomiary przebiegały przy maksymalnym obciążeniu dla poszczególnych prędkości obrotowych n . Mechanika układu sterowania okazała się nie dostosowana do tak zmiennych warunków pracy i układ regulacji nie zapewniał optymalnego składu mieszanki paliwowo-powietrznej. Dopiero po osiągnięciu odpowiedniej prędkości obrotowej był on w stanie konkurować z pozostałymi metodami zasilania. Stąd wniosek, że należy bardzo dokładnie dobierać elementy składowe układu zasilania oraz dokonać regulacji, aby możliwe było zapewnienie optymalnego składu mieszanki palnej pod względem zarówno emisji składników spalin jak i parametrów użytkowych silnika.



Rys. 5.33. Charakterystyka zawartości tlenku i dwutlenku węgla w spalinach w funkcji prędkości obrotowej wału dla pełnego otwarcia przepustnicy i przy zastosowaniu różnych metod zasilania benzyną i LPG

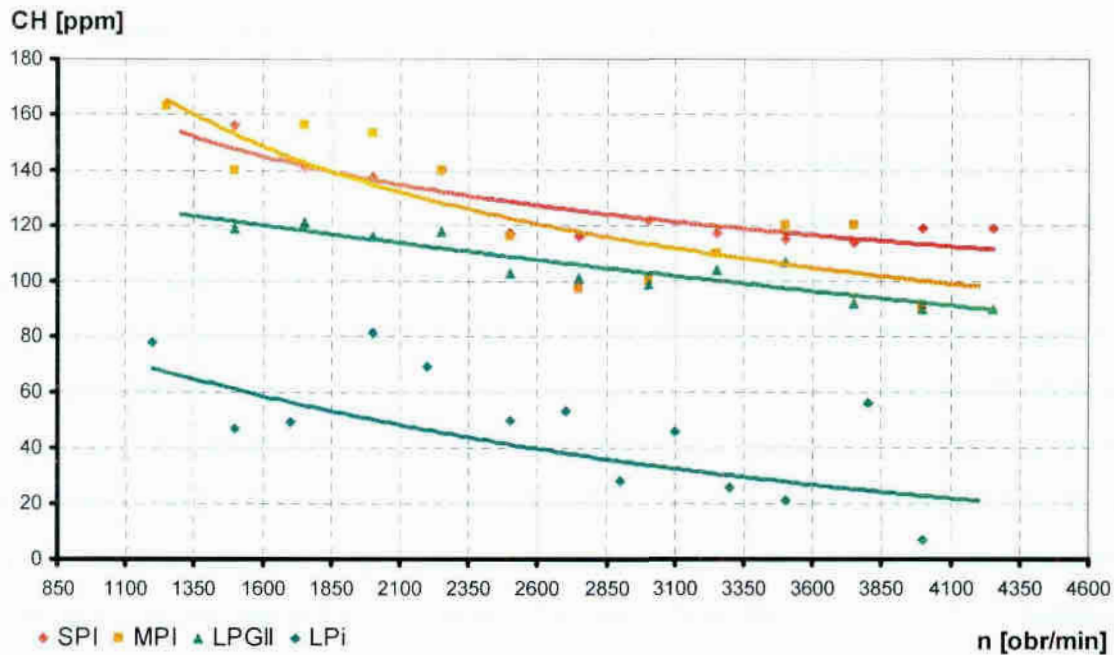
Ważną cechą zasilania LPG w systemie wielopunktowego wtrysku fazy ciekłej jest fakt, iż wpływ obciążenia i prędkości obrotowej n silnika nie jest tak znaczący, jak w przypadku wtrysku wielopunktowego benzyny. Parametry, takie jak moc efektywna, czy moment obrotowy pozostały na tym samym poziomie. Podobną stabilność wartości zaobserwowano w przypadku tlenku i dwutlenku węgla dla zasilania wtryskowego benzyną w systemie jednopunktowym (SPI).

Przebieg charakterystyki tlenku i dwutlenku węgla, w przypadku silnika zasilanego za pomocą układu SPI, związany jest z drogą jaką musi pokonać mieszanka paliwowo-powietrzna w tym systemie zasilania silnika. Czas przeznaczony na odparowanie paliwa jest większy, niż w przypadku wtrysku wielopunktowego benzyny. Czas wiąże się także z wzajemną dyfuzją cząstek odparowującego paliwa i zasysanego powietrza. Wynikiem tego jest większa jednorodność mieszanki paliwowo-powietrznej. System zasilania jednopunktowego wiąże się niestety z poważną wadą tego układu. Pomimo jednorodności wytwarzanej mieszanki, o jej masie jaka dostanie się do komory spalania, decyduje kształt i długość kolektora dolotowego. Stąd pojawiła dość niska ocena tego układu pod względem poziomu emisji tlenku i dwutlenku węgla w spalinach (różny skład mieszanki w komorze spalania każdego z cylindrów silnika).

Następny analizowany składnik spalin, związany z efektywnością procesu spalania mieszanki paliwowo-powietrznej to zawartość niespalonych węglowodorów. Jak już wspomniano uprzednio w podrozdziale 5.5.2 są one produktem spalania niecałkowitego. Wpływ na to zjawisko ma szereg parametrów, związanych z przygotowaniem mieszanki paliwowo-powietrznej, jak i właściwości paliwa.

Charakterystyka przedstawiona na rysunku 5.34 odzwierciedla zmianę zawartości węglowodorów w spalinach silnika zasilanego benzyną i mieszanką propan-butan, dozowaną za pomocą różnych metod zasilania, w przypadku pełnego obciążenia silnika. W tych warunkach pracy układ i metoda zasilania mają wpływ na kształtowanie wartości parametrów pracy silnika. Czynniki te są tak ważne, ponieważ progiem decyzyjnym jest zachowanie maksymalnej mocy efektywnej silnika, przy umiarkowanym poziomie emisji spalin. Przebieg zmiany zawartości węglowodorów świadczy o walorach użytkowych metody zasilania, jak i samego paliwa.

Rysunek 5.34 ukazuje znacznie niższą emisję węglowodorów przy zasilaniu systemem wtrysku wielopunktowego fazy ciekłej mieszanki propan-butan (LPI). Powodem tego są właściwości paliwa oraz metoda zasilania. Pojawia się jednak dodatkowe zjawisko o szczególnym nasileniu, tylko dla tej metody i paliwa zasilającego. Zjawisko to, związane jest ze zmianą ciśnienia paliwa gazowego (proces rozprężania).

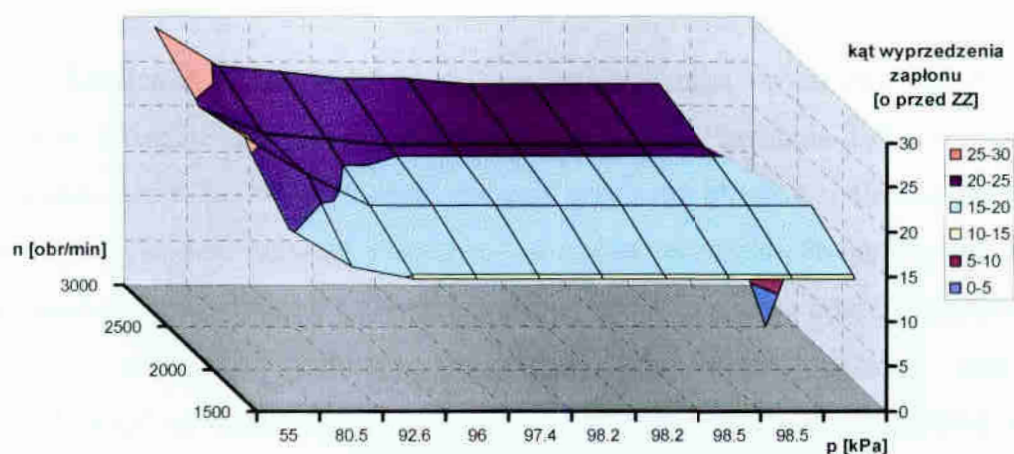


Rys.5.34. Zależność zawartości węglowodorów (CH) od prędkości obrotowej silnika dla 100% otwarcia przepustnicy przy zasilaniu benzyną i LPG przy różnych systemach zasilania

Polega ono na tym, że w momencie, w którym paliwo zaczyna wypływać z wtryskiwacza zmniejsza się jego ciśnienie. Paliwo zaczyna gwałtownie wrzeć i podczas tej przemiany fazowej pobiera ciepło z otoczenia (reakcja endotermicznego rozprężania). W wyniku tego zjawiska temperatura otoczenia gwałtownie spada, przez co zmniejsza się lokalnie ciśnienie w kolektorze dolotowym. Wskutek tego następuje napływ świeżego powietrza do strefy zmiany fazowej paliwa. Skutkuje to zwiększoną gęstością mieszanki paliwowo-powietrznej, oczekującej na zassanie do komory spalania. Obniża się temperatura wewnątrz komory spalania i dzięki temu, w tej samej objętości, przy zadanej masie paliwa, większa jest ilość tlenu w mieszance. Skutkuje to tym, że paliwo ma lepszy „dostęp” do tlenu i lepiej się spala, a dyfuzja wzajemna odparowanego paliwa i powietrza dodatkowo poprawia przebieg tego procesu. Potwierdzają to wyniki badań zawartości tlenu i dwutlenku węgla w spalinach przedstawione na rysunku 5.33, gdzie system wtrysku wielopunktowego fazy ciekłej LPG przyczynił się do osiągnięcia najniższego poziomu emisji tlenu węgla, natomiast zawartość dwutlenku węgla utrzymywała się poniżej wartości 14% udziału objętościowego.

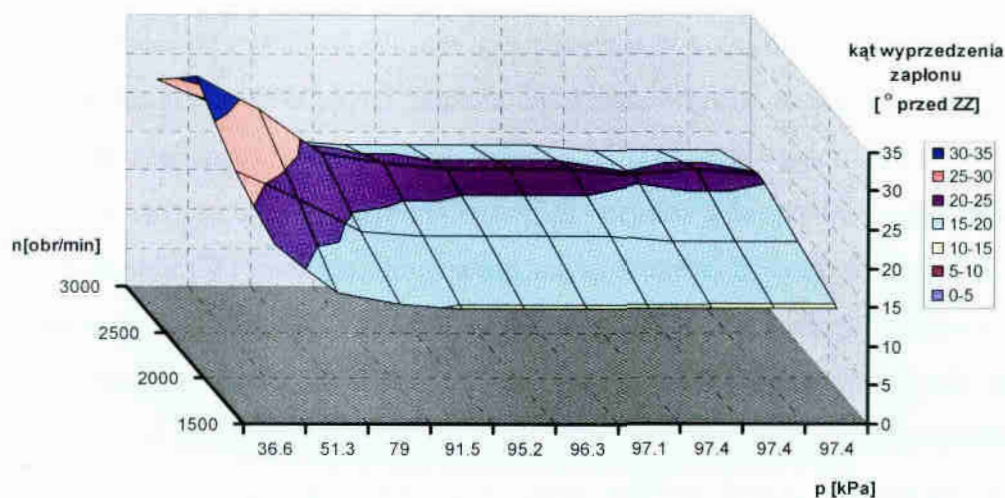
5.5.4. Charakterystyka głównych parametrów silnika zasilanego benzyną i mieszanką propan-butan

Obszar analizy obejmował główne parametry układu zasilania silnika od strony układu zapłonowego, jako ważnego czynnika oddziałującego na zmianę wartości parametrów pracy silnika. W układzie sterowania silnikiem o zapłonie iskrowym parametrem tym jest kąt wyprzedzenia zapłonu. Wykonano badania w tym zakresie, jako parametrów bieżących sterownika układu zapłonowo-wtryskowego. Następnie wykonano charakterystyki zmiany kąta wyprzedzenia zapłonu, w zależności od prędkości obrotowej obciążenia silnika. Rysunek 5.35 przedstawia charakterystykę kąta wyprzedzenia zapłonu w przypadku zasilania benzyną metodą jednopunktowego wtrysku pośredniego (SPI), natomiast charakterystyka dla zasilania LPG przedstawiono na rysunku 5.36.



Rys. 5.35. Charakterystyka powierzchniowa kąta wyprzedzenia zapłonu w zależności od zmian prędkości obrotowej i obciążenia silnika dla przypadku zasilania benzyną; ZZ – zwrot zewnętrzny

Charakterystyki (rys. 5.35 i 5.36) kąta wyprzedzenia zapłonu dotyczą tego samego systemu sterowania zapłonem, natomiast różnica jest w zasilaniu paliwem.

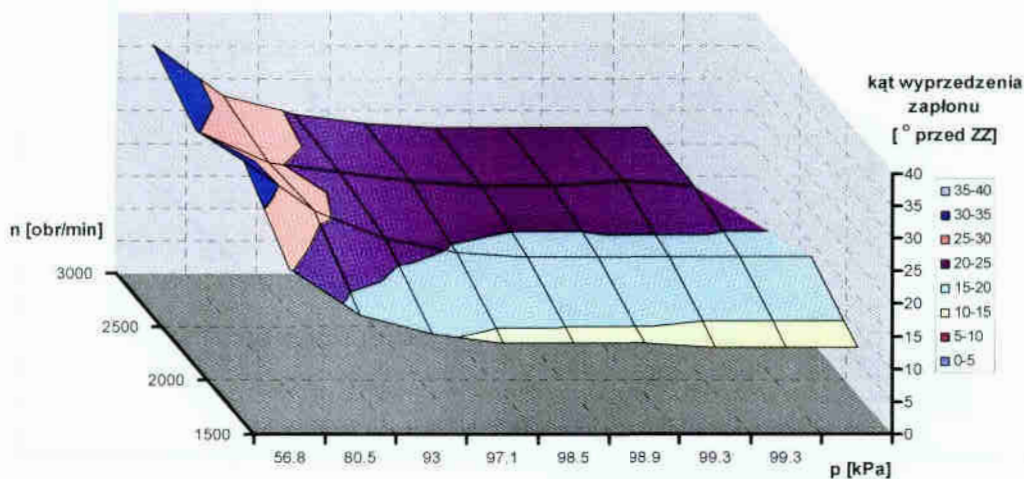


Rys.5.36. Charakterystyka powierzchniowa kąta wyprzedzenia zapłonu w zależności od zmiany prędkości obrotowej i obciążenia silnika zasilanego mieszanką propan-butan dla systemu mieszalnikowego: ZZ – zwrot zewnętrzny

Różnica w wartościach i charakteru zmian wynika z różnego ciśnienia panującego w układzie dolotowym silnika. W przypadku zasilania LPG ciśnienie jest znacznie niższe, niż w tym samym zakresie prędkości obrotowej dla zasilania benzynowego. Powodem niższego ciśnienia jest dodatkowy opór stawiany przez mieszalnik zasilania gazowego, który przyczynia się do zwiększenia oporów przepływu zasysanej mieszanki paliwowo-powietrznej. Sterownik układu zapłonowo-wtryskowego odczytuje to jako dodatkowe obciążenie silnika i zwiększa kąt wyprzedzenia zapłonu. Skutkuje to porównywalną wartością parametrów takich jak moc i moment obrotowy uzyskiwanych na wale silnika. W przypadku zwiększania otwarcia przepustnicy (powyżej 50%) ciśnienie w kolektorze wzrasta, lecz kąt wyprzedzenia maleje ze wzrostem prędkości obrotowej. Zjawisko to wpływa na zmniejszenie mocy silnika zasilanego mieszanką propan-butan. Jego pojawienie się jest wynikiem wpływu obciążenia na spalanie stukowe silnika zasilanego benzyną. Czynnikiem ten jest uwzględniony w charakterystyce wartości parametrów sterowania silnikiem, zawartej w pamięci (RAM) sterownika benzynowego. Charakterystyki te nie uwzględniają zmiany właściwości paliwa (wzrost wartości liczby oktanowej dla LPG w stosunku do benzyny). Dlatego układy benzynowe powinny uwzględniać zmianę rodzaju pa-

liwa zasilającego i dynamicznie dostosowywać charakterystykę parametrów zasilania. Rysunek 5.37 przedstawia charakterystykę w postaci zależności kąta wyprzedzenia zapłonu od prędkości obrotowej i ciśnienia w kolektorze dolotowym w przypadku zasilania silnika benzyną za pomocą układu wtrysku wielopunktowego (MPI). Tę metodę zasilania silnika cechuje znaczna różnica w wartości kąta wyprzedzenia zapłonu, w stosunku do zasilania w systemie wtrysku jednopunktowego. Wpływa to na wartość mocy i momentu obrotowego uzyskiwanego na wale silnika. Silnik zasilany tą metodą wykazuje znaczny wzrost wartości tych parametrów pracy silnika. Poziom emisji składników spalin w obu metodach nie wykazuje już tak znacznej różnicy, jak w przypadku mocy i momentu obrotowego. Metoda przygotowania mieszanki w systemie wtrysku wielopunktowego wpływa przede wszystkim na napełnienie i równomierność napełnienia cylindrów, co przekłada się na wzrost wartości mocy i momentu obrotowego silnika.

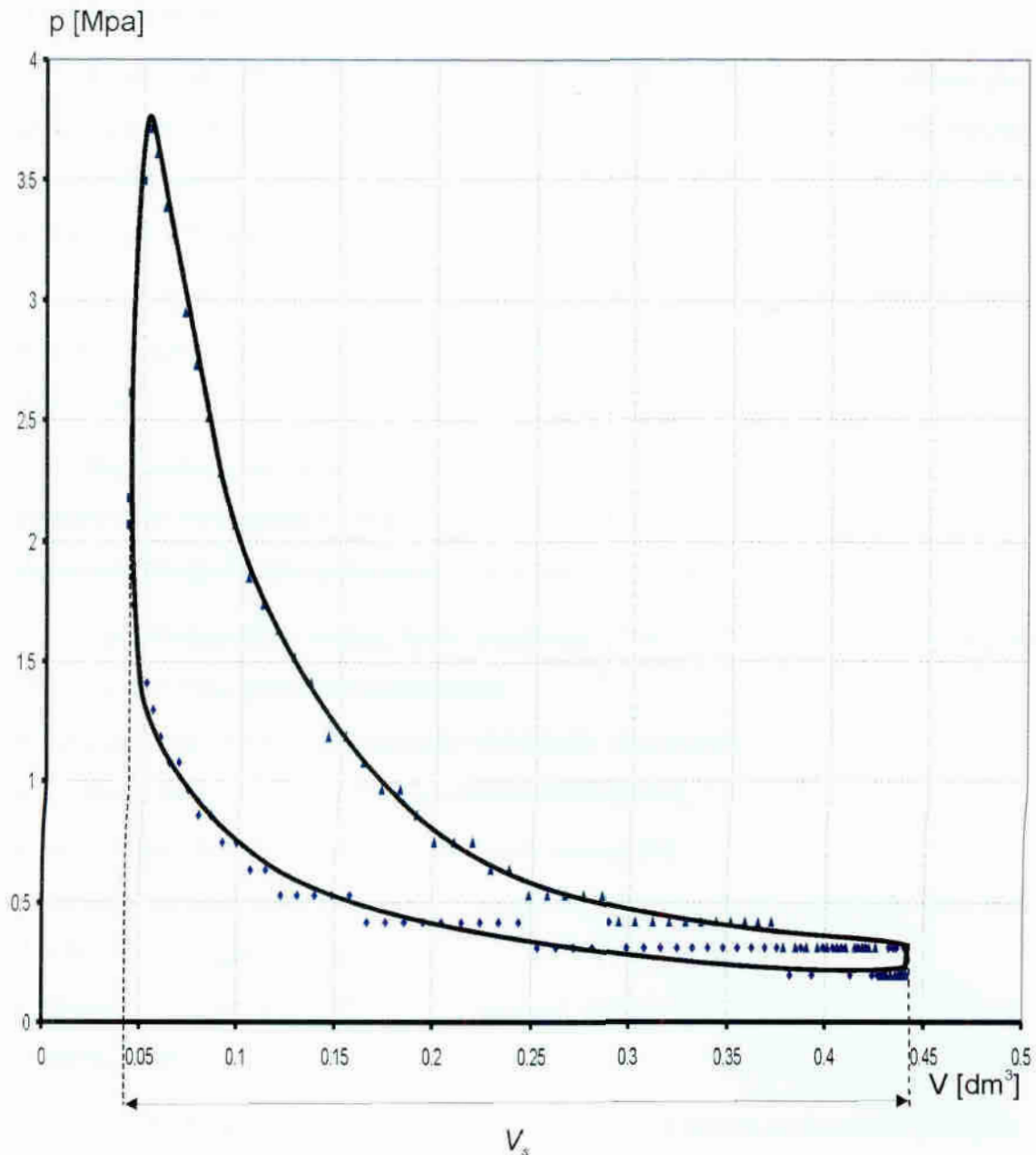
Charakterystyki przedstawione na rysunkach 5.35÷5.37 ukazują zmianę wartości kąta wyprzedzenia zapłonu od prędkości obrotowej i ciśnienia w kolektorze dolotowym w pełnym zakresie zmiany ciśnienia w kolektorze dolotowym, gdzie ograniczono prędkość obrotową do poziomu $n=3000 \text{ obr/min}$.



Rys. 5.37 Charakterystyka powierzchniowa kąta wyprzedzenia zapłonu w zależności od zmiany prędkości obrotowej i obciążenia silnika zasilanego systemem wielopunktowego wtrysku pośredniego: ZZ – zwrot zewnętrzny

5.5.5. Analiza ciśnienia indykowanego podczas roboczego cyklu pracy silnika

Kolejnym ważnym w analizie parametrem pracy silnika spalinowego jest zmiana wartości ciśnienia w funkcji obrotu wału korbowego. Na rysunku 5.38 przedstawiono przykład wykresu indykatorowego dla cylindra nr 1 silnika analizowanego w niniejszej pracy.



Rys. 5.38 Przykład wykresu indykatorowego jednego cylindra (suw sprężania i pracy) silnika FSO CE w warunkach pracy $n=2000$ obr/min, otwarcie przepustnicy 60%, zasilenie LPG w systemie drugiej generacji, V_s – objętość skokowa

Tego rodzaju badania są prowadzone w USA, Japonię, i krajach UE. Są one szczególnie ważne pod względem realizacji procesu optymalizacji układu sterowania silnikiem – zwłaszcza dla algorytmów regulacji. Ich właściwa interpretacja oraz wdrażanie uzyskanych wyników badań pozwala na określenie optymalnych wartości wskaźników pracy silnika spalinowego przyczyniając się do;

- minimalizacji zużycia paliwa,
- minimalizacji emisji substancji szkodliwych,
- maksymalizacji niezawodności i trwałości.

Każdy charakterystyczny parametr pracy silnika zależny jest od przebiegu procesu spalania, przy czym związany jest również z wielkościami opisującymi parametry przygotowania mieszanki, kształtem komory spalania oraz bieżącymi warunkami pracy silnika (temperaturą otoczenia, obciążeniu, rodzaju paliwa, itp.).

Przebieg ciśnienia w funkcji zmiany objętości (chwilowego położenia tłoka) to wiodący wielkość służący do oceny pośredniej przebiegu cyklu roboczego w silniku tłokowym.

Sporządzony na podstawie pomiarów wykres indykatorowy pracy silnika może posłużyć do wyznaczenia wartości wskaźników indykowanych (np. moc) czy też równowagowego składu podstawowych składników spalin.

Eksperymentalne wyznaczenie przebiegu zmiany ciśnienia może być jednak obarczone błędem spowodowanym przez:

- niestabilność (płynięcie) ciśnienia odniesienia (otoczenia),
- szokiem termicznym układu pomiarowego (czujnika),
- niedokładnym określeniem zwrotu zewnętrznego [2],
- błędem uśrednienia przebiegów ciśnienia ze względu na ich losowość [87, 113, 114] i jego wygładzeniem,
- błędami toru pomiarowego (rozdzielczość przetwornika analogowo-cyfrowego, próbkowanie),

Podczas badań eksperymetalnych wykonano czynności związane z przygotowaniem zarejestrowanych wartości opisujących przebiegi ciśnienia do dalszej analizy. Polegały one na przeliczeniu wartości napięcia na ciśnienie oraz wygładzeniu zarejestrowanych przebiegów.

Zmierzone parametry (np. ciśnienie w kolektorze dolotowym, ciśnienie maksymalne w komorze spalania w suwie pracy, położenie wału korbowego), posłużyły jako dane wejściowe do analizy numerycznej cyklu roboczego silnika spalinowego. Na podstawie jej wyników wnioskowano o wpływie parametrów na efektywność energetyczną pracy silnika tłokowego.

W tabelicy 5.8 przedstawiono przykładowe wyniki analizy zmian ciśnienia w komorze spalania badanego silnika zasilanego benzyną i LPG. Na podstawie wykonanych pomiarów wyznaczono:

- wartość ciśnienia p_z , przy której inicjowano zapłon mieszanki w cylindrze,
- wartość maksymalną ciśnienia p_{max} , oraz położenie wału korbowego α odpowiadające ciśnieniu maksymalnemu,
- objętość przestrzeni roboczej V , odpowiadającej wartości kąta położenia α ,
- współczynnik przyrostu ciśnienia a ,
- czas wzrostu ciśnienia t od ciśnienia p_z momentu zapłonu do uzyskania ciśnienia maksymalnego p_{max} ,
- wyznaczono współczynnik ψ przedstawiony na rysunkach 5.39÷5.42 określający szybkość wzrostu ciśnienia dla czterech badanych prędkości obrotowych silnika w zależności od stopnia otwarcia przepustnicy według poniższej zależności:

$$\psi = \frac{p_{max} - p_z}{t}, \text{ [kPa/ms]}, \quad (5.3)$$

gdzie:

p_{max} – ciśnienie maksymalne w cyklu spalania,

p_z – ciśnienie odpowiadające momentowi zapłonu,

t – czas, który upłynął od momentu zapłonu do uzyskania p_{max} .

Wprowadzono oznaczenia dotyczące metody i rodzaju paliwa zasilającego silnik:

- LPG – zasilanie mieszanką propan butan fazą ciekłą,
- SPI – jednopunktowy wtrysk benzyny,
- MPI – wielopunktowy wtrysk benzyny.

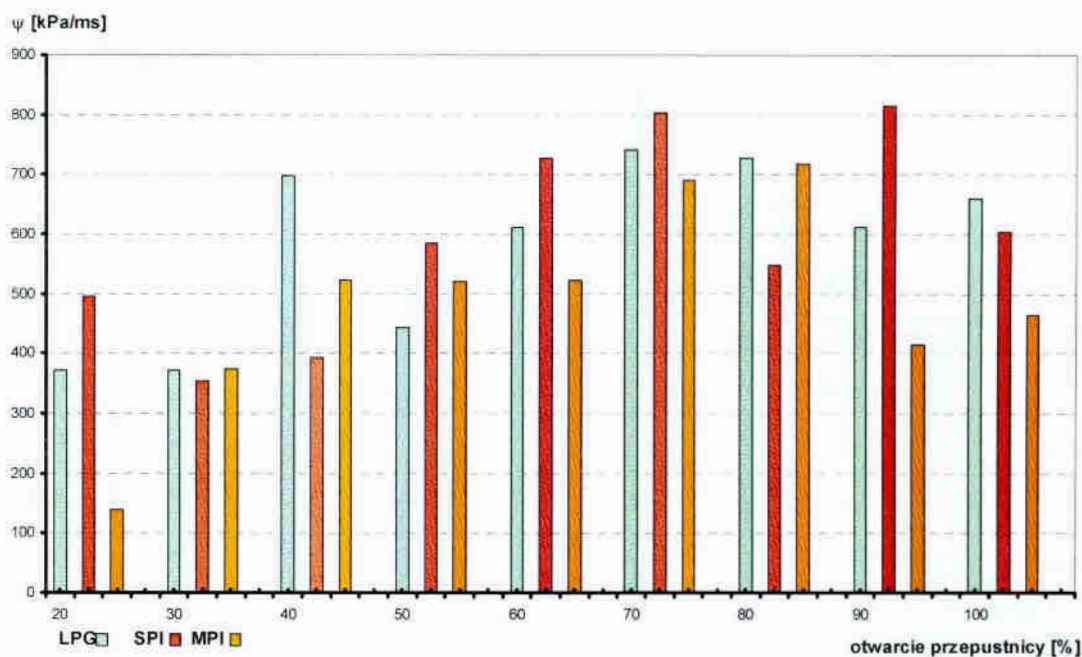
Tablica 5.8

Analiza przebiegów cykli roboczych silnika zasilanego benzyną i LPG dla $n=1500\text{obr/min}$

otw. p. [%]	n [ob./min]	1500								
		metoda	kwz [deg]	p_{\max} [kPa]	p_z [kPa]	G_e [g/s]	il.pkt	α	V [cm ³]	a [p_{\max}/p_z]
20	LPG	16,9	3013	1364	0.82	20	386	66	2.21	4.44
	SPI	16,2	3800	1711	1.1	19	382	61	2.22	4.22
	MPI	25,3	1647	877		25	380	56	1.88	5.56
30	LPG	15,5	3153	1504	1.24	20	384	64	2.10	4.44
	SPI	14,8	3600	1950	1.23	21	386	66	1.85	4.67
	MPI	18,3	3450	1709	1.04	21	380	56	2.02	4.67
40	LPG	14,8	4151	1512	1.38	17	378	54	2.75	3.78
	SPI	14,8	3605	1950	1.23	19	384	64	1.85	4.22
	MPI	15,5	3930	1840	1.18	18	376	52	2.14	4.00
50	LPG	14,8	3274	1405	1.49	19	382	61	2.33	4.22
	SPI	14,8	4160	1950	1.3	17	380	56	2.13	3.78
	MPI	14,1	3820	1624	1.22	19	378	54	2.35	4.22
60	LPG	14,8	3815	1507	1.49	17	378	54	2.53	3.78
	SPI	14,8	4490	1740	1.36	17	380	56	2.58	3.78
	MPI	14,1	4044	1950	1.24	18	378	54	2.07	4.00
70	LPG	14,8	4157	1518	1.49	16	378	54	2.74	3.56
	SPI	14,8	4709	1850	1.4	16	378	54	2.55	3.56
	MPI	14,1	4560	1950	1.24	17	376	52	2.34	3.78
80	LPG	14,8	4377	1628	1.52	17	380	56	2.69	3.78
	SPI	14,8	4050	1741	1.38	19	384	64	2.33	4.22
	MPI	13,4	4560	1850	1.33	17	378	54	2.46	3.78
90	LPG	14,8	3938	1629	1.54	17	380	56	2.42	3.78
	SPI	14,8	4820	1741	1.38	17	380	56	2.77	3.78
	MPI	13,4	3390	1730	1.35	18	380	56	1.96	4.00
100	LPG	14,8	4157	1519	1.52	18	380	56	2.74	4.00
	SPI	14,8	4160	1741	1.36	18	382	61	2.39	4.00
	MPI	13,4	3606	1850	1.36	17	378	54	1.95	3.78

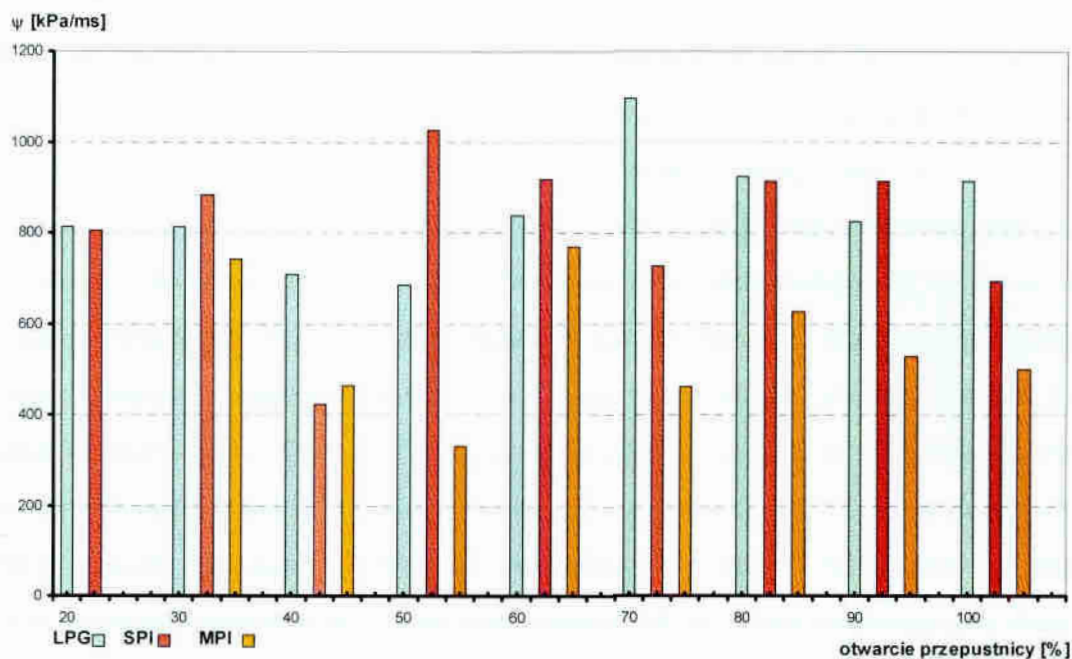
Na podstawie wyników badań podanych w tablicy 5.8 sporządzono charakterystykę, przedstawiającą współczynnika szybkości wzrostu ciśnienia w zależności od stopnia otwarcia przepustnicy dla prędkości obrotowej $n=1500\text{ obr/min}$ (rys. 5.39). W każdej metodzie zasilania oraz obu paliw występuje wyraźne ekstremum maksimum wartości współczynnika ψ dla przedziału pomiędzy 70÷80% otwarcia przepustnicy. W zakresie od 20÷70% wartość ψ wzrasta, natomiast po przekroczeniu wartości ekstremalnych gwałtownie maleje. Gwałtowny spadek spowodowany jest między innymi przez:

- spadek prędkości napływu powietrza do komory spalania,
- zmniejszenie stopnia napełnienia cylindra,
- spadek wartości współczynnika nadmiaru powietrza i zubożenie w tlen mieszanki paliwowo-powietrznej.

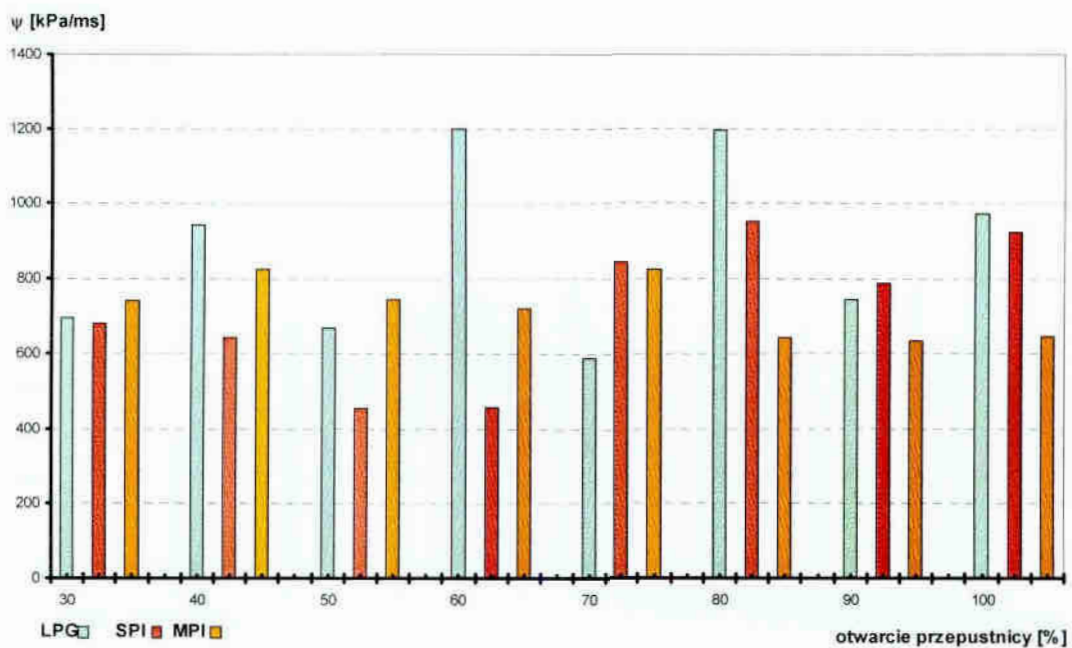


Rys.5.39. Współczynnik szybkości wzrostu ciśnienia w zależności od otwarcia przepustnicy dla stałej prędkości obrotowej $n=1500\text{obr/min}$

Przebieg zmiany współczynnika ψ od stopnia otwarcia przepustnicy przedstawiony na rysunkach 5.40 ($n=2000\text{ obr/min}$) i 5.41 ($n=2500\text{ obr/min}$) ukazuje zakres „stabilizacji” wartości szybkości wzrostu ciśnienia. Dodatkowo, wzrost prędkości obrotowej do $n=2500\text{obr/min}$ powoduje zmniejszenie współczynnika szybkości wzrostu ciśnienia. Stabilizacja wzrostu może być związana ze zjawiskami zachodzącymi w kolektorze dolotowym silnika i w komorze spalania. Zakres prędkości obrotowej wału silnika odpowiada najbardziej stabilnemu przebiegowi procesu spalania. Warunki pracy dla tego zakresu prędkości obrotowej są dla badanego silnika optymalnymi pod względem sprawności efektywnej (rys. 5.32), ponieważ w tym przedziale lub w bliskim sąsiedztwie znajdują się maksimum wartości sprawności efektywnej silnika. Podobną sytuację przedstawia rysunek 5.33, gdzie przedstawiono zmianę zawartości tlenu i dwutlenku węgla. Dla omawianego zakresu prędkości obrotowej także występują ekstrema tych składników gazów spalinowych świadczących o przebiegu procesu spalania mieszanki paliwowo- powietrznej.



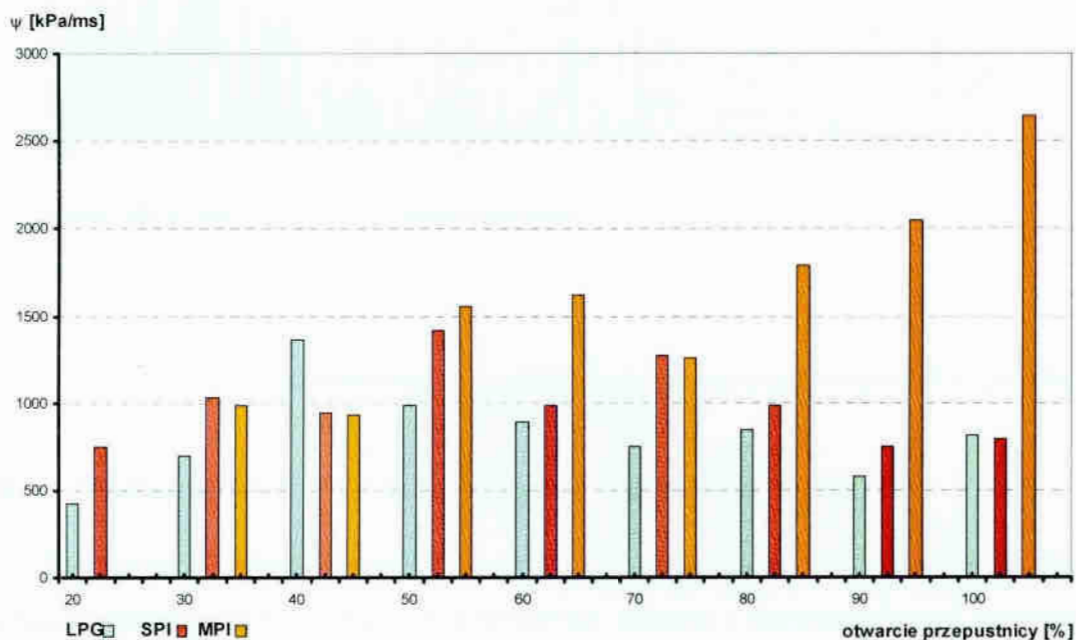
Rys. 5.40. Współczynnik szybkości wzrostu ciśnienia w zależności od otwarcia przepustnicy dla $n=2000 \text{ obr/min}$



Rys. 5.41. Współczynnik szybkości wzrostu ciśnienia w zależności od otwarcia przepustnicy dla $n=2500 \text{ obr/min}$

Rysunek 5.42 przedstawia zmianę wartości współczynnika szybkości wzrostu ciśnienia od stopnia otwarcia przepustnicy w przypadku, gdy prędkość obrotowa silnika wynosiła $n=3000 \text{ obr/min}$. Charakterystyka ta wyraźnie przedstawia tenden-

cję zmiany wartości współczynnika szybkości wzrostu ciśnienia. W przypadku zasilania benzyną (SPI) i LPG ekstrema maksima przesuwają się w stronę mniejszych wartości stopnia otwarcia przepustnicy. Wynika to z charakterystyki układu regulacji dawki paliwa i sposobu przygotowania mieszanki paliwowo-powietrznej. Zakreśla się tu także, wyraźny przyrost wartości współczynnika szybkości wzrostu ciśnienia w przypadku zasilania benzyną metodą wtrysku wielopunktowego. Ze względu na metodę i bliskość wtryskiwaczy w stosunku do komory spalania silnika, część dawki paliwa odparowuje dopiero w komorze spalania, tym samym zwiększa wartość ciśnienia indykowanego. Taki sposób podawania paliwa wpływa też dodatnio na stopień napełnienia cylindra, ponieważ paliwo odparowując tylko częściowo, nie wypiera z objętości zasysanej do cylindra powietrza co poprawia bilans tlenu w mieszance paliwowo-powietrznej w komorze spalania silnika. Taka tendencja jest szczególnie zauważalna w przypadku wzrostu dawki paliwa (powyżej 50% otwarcia przepustnicy).

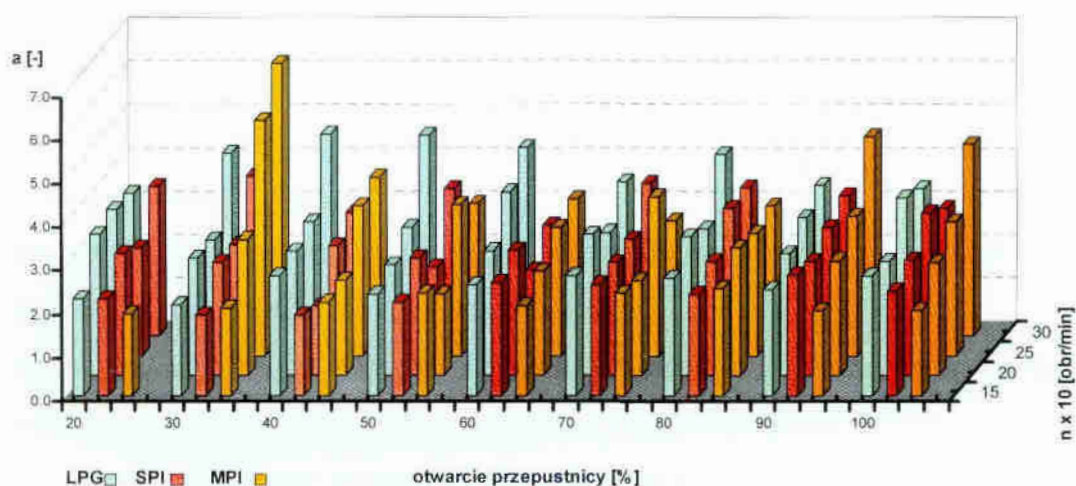


Rys.5.42. Współczynnik szybkości wzrostu ciśnienia w zależności od otwarcia przepustnicy dla $n=3000\text{obr/min}$

Rysunek 5.43 przedstawia zależność współczynnika wzrostu ciśnienia a od zmiany stopnia otwarcia przepustnicy i prędkości obrotowej n . W przypadku niskich prędkości obrotowych, w całym zakresie zmiany otwarcia przepustnicy współczynnik ten zachowuje wartość dość stabilną. Po przekroczeniu 2500obr/min pojawia się wzrost jego wartości dla LPG. Wpływ na takie zachowanie współczynnika przyrostu

ciśnienia a mają przede wszystkim właściwości paliwa gazowego i utworzonej mieszanki paliwowo-powietrznej.

Stosunkowo duże wartości współczynnika wskazują na przydatność LPG jako paliwa do silników tłokowych. Przyrost tej wielkości świadczy o możliwości zmiany parametrów zasilania LPG ze względu na dawkę paliwa, moment zapłonu oraz fazy rozrządu związane z napełnianiem przestrzeni roboczej silnika. W zakresie prędkości poniżej 2500obr/min nie ma konieczności ingerencji w wartości parametrów zasilania silnika.



Rys.5.43. Współczynnik wzrostu ciśnienia w funkcji zmiany otwarcia przepustnicy i prędkości obrotowej

5.6. Podsumowanie wyników badań eksperymentalnych

Konieczność poszukiwania alternatywnych źródeł napędu pojazdów mechanicznych pozostaje teraz i będzie w przyszłości jednym z najważniejszych priorytetów w technice samochodowej. Na podstawie przeprowadzonych badań wykazano, że bieżący okres przejściowy w zastosowaniu napędu spalinowego i elektrycznego, wypełnią układy napędowe umożliwiające wykorzystanie paliwa alternatywnego dla benzyny i oleju napędowego. Jednym z takich paliw może być mieszanka propanbutan. Silnik zasilany tym paliwem, jest w stanie konkurować z silnikami zasilanymi klasycznymi paliwami. Ponadto, ze względu na niskie koszty eksploatacji (w porównaniu z benzyną) oraz parametry pracy jednostki napędowej zasilanej LPG, z pewno-

ścią jest w stanie zastąpić lub stopniowo eliminować konwencjonalne paliwa silnikowe. Wykorzystując ciągle poszerzany stan wiedzy w zakresie adaptacji alternatywnych układów zasilania do konwencjonalnych silników tłokowych, jest w stanie osiągnąć wzrost efektywności i znacznie poprawić walory ekologiczne użytkowania pojazdu zasilanego LPG.

Podsumowując przeprowadzone badania eksperymentalne tłokowego silnika spalinowego FSO CE można postawić następujące wnioski:

- rodzaj metody zasilania ma znaczny wpływ na wartości i kształtowanie się zmian parametrów pracy silnika takich jak, np., moc użyteczna, moment obrotowy, średnie ciśnienie indykowane, sprawność, elastyczność silnika, skład spalin,
- zastosowanie paliwa gazowego w porównaniu z benzynowym powoduje zdecydowanie niższy poziom emisji składników gazów spalinowych do atmosfery, oraz zachowanie wartości mocy efektywnej i momentu obrotowego, wzrost sprawności i elastyczności silnika,
- proces spalania mieszanki gazowo-powietrznej charakteryzuje się wyższą wartością średniego ciśnienia efektywnego p_e (do 6%),
- wybór metody zasilania silnika spalinowego mieszanką propan-butan w stanie ciekłym powoduje;
 - osiągnięcie wyższej sprawności silnika (do 7%),
 - wzrost stabilności pracy silnika (mniejsza nierównomierność prędkości obrotowej, niższa emisja hałasu na biegu jałowym),
 - wzrost wartości momentu obrotowego i mocy efektywnej,
 - wzrost efektywności ekologicznej procesu spalania.

Układ zasilania i sterowania silnikiem ZI można niemal całkowicie wykorzystać jako układ sterowania silnikiem zasilanym paliwem alternatywnym (LPG). Jako układ sterujący zasilaniem LPG można wykorzystać sterownik układu benzynowego. Tory pomiarowe (czujniki) i elementy wykonawcze (wtryskiwacze) można wykorzystać zarówno do zasilania benzyną jak i LPG. Różnica pozostanie tylko w przypadku elementów składowych paliwowego układu zasilania (np. dodatkowy zbiornik paliwa LPG, przewody paliwowe). O ile ze względów oczywistych nie można wykorzystać np. zbiornika benzyny jako zbiornika LPG, o tyle wtryskiwacze benzynowe mogą także wtryskiwać LPG. Zastosowanie tego samego wtryskiwacza związane jest z utrudnieniem związanym z przełączaniem paliw. Wykorzystanie tego wtryskiwa-

cza jako wtryskiwacza LPG mogłoby być możliwe tylko wtedy, gdyby silnik był zasilany tylko tym paliwem. W przypadku określenia silnika jako dwupaliwowego należy jednak użyć dodatkowych lub dwufunkcyjnych wtryskiwaczy. Umożliwi to, zasilanie silnika benzyną oraz zamiennie LPG. W innym przypadku silnik będzie zasilany tylko jednym rodzajem paliwa. Algorytm sterowania dawką benzyny jest w pełni adoptowalny do zasilania LPG (realizacja procesu regulacji za pomocą jednego sterownika) z niezbędnym uzupełnieniem algorytmu, o korektę z uwzględnianiem właściwości LPG i ich wpływu na przebieg procesu spalania.

W przypadku badanego silnika algorytm ten mógłby być uzupełniony o system detekcji spalania stukowego, co pozwoliłoby na wzrost wartości kąta wyprzedzenia zapłonu oraz zwiększenie efektywności silnika zasilanego LPG.

Budowa i skład elementów strukturalnych układu sterowania wymaganych w przypadku adaptacji silnika do zasilania fazą ciekłą LPG jest taka sama, jak w przypadku układu benzynowego.

Ze względu na konieczność rozdzielania układów paliwowych benzyny i LPG, konieczne jest zastosowanie elementów wykonawczych (wtryskiwaczy), dostosowanych pod względem elektrycznym i mechanicznym do wtryskiwaczy układów zasilania benzynowego. Przykładem na to może być inny producent instalacji zasilania LPG w fazie ciekłej firma ICOM w systemie zasilania JTG. Wykorzystano w nim sterownik układu benzynowego do sterowania dodatkowymi wtryskiwaczami gazu, natomiast układ elektroniczny kontroli LPG ma nadzorować odpowiednie przełączanie paliw w zależności od warunków pracy silnika i woli użytkownika. Wniosek stąd taki, że parametry układu zasilania gazem i benzyną posiadają obszar wartości wspólnych. potwierdzony on został przez wyniki badań silnika zasilanego właśnie LPG w fazie ciekłej. Co ważne, także inni badacze [np. 43, 60, 72, 82, 91, 92] potwierdzają, że LPG jako paliwo alternatywne dla benzyny, stanowi niedoceniany i traktowany dość pobieżnie przez użytkowników pojazdów, źródło energii możliwe w dość prosty sposób do wykorzystania w silnikach, szczególnie benzynowych. Natomiast największe efekty uzyska się wtedy, gdy prócz zasilania LPG silnik wyposażymy w układ regulacji faz rozrządu i adaptacji zapłonu, ponieważ te układy, pozwolą pełni wykorzystać możliwości LPG jako paliwa do zasilania tłokowych silników spalinowych i to nie tylko pojazdów samochodowych, ale także jako silników napędzających urządzenia techniczne czy nawet silniki zaburtowe łodzi [71].

6. Model matematyczny

6.1. Cel modelowania

Celem opracowania modelu matematycznego jest opis procesów zachodzących w silniku spalinowym. Model służy także do analizy wpływu parametrów zasilania, takich jak; temperatura, ciśnienie, masa paliwa, współczynnik lambda, na wielkości użytkowe silnika spalinowego (t.j. moc efektywną, sprawność energetyczną, itd.).

Przedmiotem analizy modelowej jest czterocylindrowy silnik czterosuwowy o pojemności 1598 cm³ zasilany gazem LPG [23], przy zastosowaniu nowej techniki zasilania silnika - wtrysk pośredni fazy ciekłej LPG. Ze względu na zawansowanie technologiczne podobną metodę zasilania mieszanką LPG stosuje tylko kilka firm zajmujących się produkcją układów zasilania LPG (np. ICOM, VIALLE). Tylko włoski ICOM wykorzystuje sterownik układu benzynowego do bezpośredniego sterowania wtryskiwaczy gazowych zaprojektowanych i wyprodukowanych przez firmę Siemens. Wtryskiwacze te, w odróżnieniu od pozostałych, dysponują parametrami pracy (maksymalne natężenie prądu sterującego do 1A, minimalny czas wtrysku 1.5 ms) na poziomie standardowych parametrów wtryskiwaczy benzynowych.

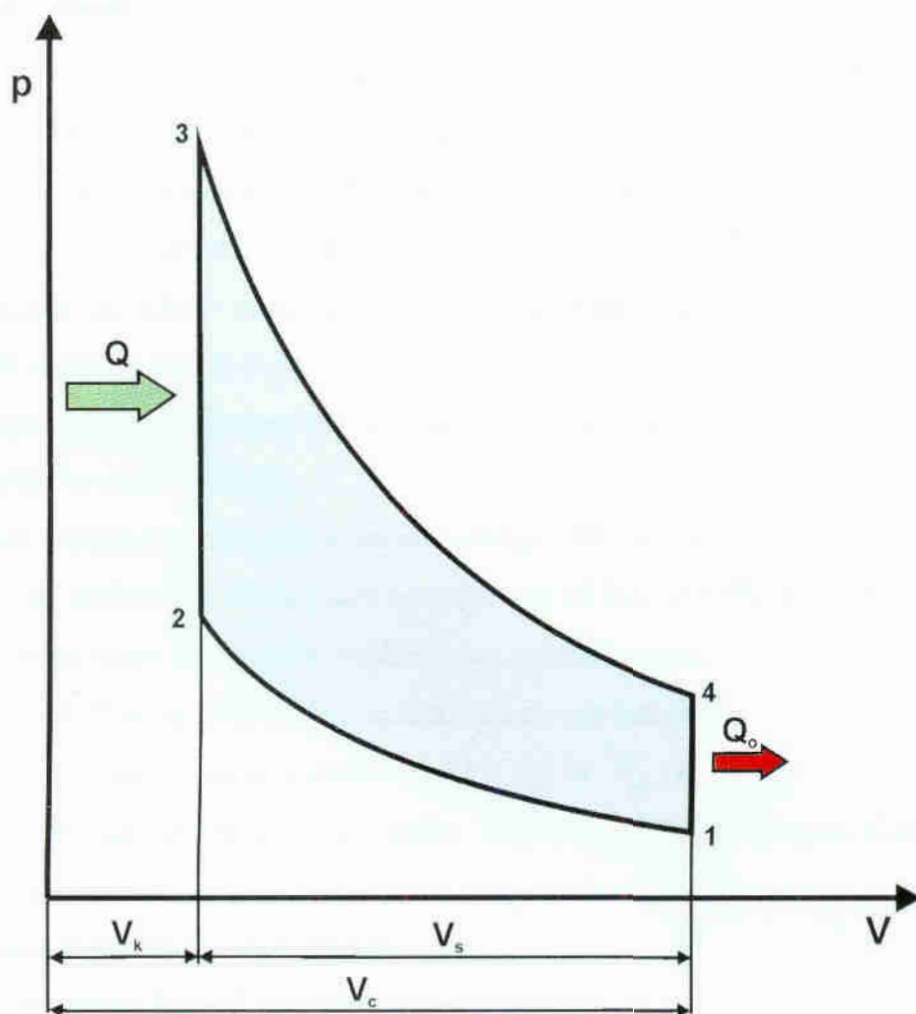
Modele matematyczne pracy tłokowego silnika spalinowego zasilanego LPG były już tematem innych opracowań wykonywanych przez ośrodki naukowo-badawcze w kraju i na świecie [m.in. 50, 118]. Jednak w dalszym ciągu poszukuje się optymalnego obszaru wartości parametrów zasilania silnika, zarówno na podstawie przeprowadzanych badań symulacyjnych, jak i ich doświadczalnych odpowiedników, wykorzystując do tego celu wszelkie dostępne techniczne metody oceny przebiegu procesu spalania [8, 22, 110].

Zmierzone parametry pracy silnika posłużą w opracowanym modelu, jako parametry wejściowe do modelu matematycznego. Model umożliwi wyznaczenie podstawowych parametrów pracy silnika, w zależności od zmiennych warunków eksploatacji oraz określenie mocy silnika. Proponowany model można zakwalifikować do zerowymiarowych (0D) modeli niekompletnych roboczego cyklu tłokowego silnika spalinowego.

6.2. Założenia modelu

W opisie pracy maszyn cieplnych rozpatruje się obiegi teoretyczne silników. Pozwalają one na ocenę podstawowych parametrów obiegu (np. stopnia sprężania czy rozprężania itd.) i przeprowadzenie analizy jakościowej obiegu, co przedstawiono w rozdziale pierwszym niniejszej dysertacji.

Innym typem są obiegi obliczeniowe, które stanowią ewolucję obiegów teoretycznych w kierunku rzeczywistych. W niniejszej pracy wzięto pod uwagę model pracy silnika czterosuwowego, którego obieg porównawczy pokazano na rys. 6.1.



Rys. 6.1. Schemat obiegu Otto implementowany do modelu obliczeniowego:

V_k – objętość komory spalania, V_s – objętość skokowa, V_c – objętość całkowita, Q – ciepło dostarczone, Q_o – ciepło wyprowadzone

Implementowany teoretyczny obieg porównawczy składa się z dwóch przemian izochorycznych przy doprowadzaniu (Q) i odprowadzaniu ciepła (Q_o) oraz

dwóch przemian izentropowych. Obieg ten jest obiegiem porównawczym dla silników spalinowych z zapłonem iskrowym. Pomimo różnic między teoretycznym obiegiem Otto, a obiegiem rzeczywistego silnika uzyskane z analizy teoretycznej wnioski, co do wpływu ciśnienia sprężania i innych parametrów mają dużą wartość praktyczną. Główna różnica polega na różnym opisie sposobu doprowadzania ciepła. W silniku rzeczywistym następuje bowiem spalanie wewnętrzne, a nie doprowadzanie ciepła z zewnątrz. Inną istotną różnicą jest również to, że w silniku zmienia się rodzaj substancji roboczej, a sprężanie i rozprężanie nie jest adiabatyczne [85], natomiast czynnik wewnątrz cylindra to nie gaz doskonały lecz mieszanina gazów, a po spalaniu - spaliny.

W związku ze skomplikowanym przebiegiem roboczego cyklu tłokowego silnika spalinowego wprowadzono następujące ograniczenia i uproszczenia:

- spalanie ładunku paliwa w cylindrze jest całkowite dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda < 1$, natomiast całkowite i zupełne dla $\lambda \geq 1$,
- rozpatruje się zakres zmian wartości współczynnika nadmiaru powietrza w przedziale wartości $\lambda = 0,8 \div 1,2$,
- pomija się straty sprawności wynikające z niecałkowitego spalania (pozostają niespalone węglowodory),
- zakres wartości kąta obrotu wału korbowego odpowiadający wystąpieniu maksymalnego ciśnienia w suwie pracy ograniczono od 360° (GMP) do 30° po GMP,
- pomija się straty napełniania wynikające z oporów ssania,
- nie uwzględnia się pozostałości spalin w komorze spalania,
- składnikami gazów spalinowych są: CO , CO_2 , Ar , N_2 , O_2 , H_2O ,
- znany jest udział objętościowy paliw węglowodorowych; propan C_3H_8 , butan C_4H_{10} i benzyna,
- pomija się pozostałe składniki paliw,
- straty ciepła do ścianek oraz spalin są pomijane,
- nie uwzględnia się właściwości zawieranego ładunku i jego wpływu na przebieg reakcji spalania,
- skład i właściwości mieszanki paliwowo-powietrznej oraz warunki spalania, przygotowania mieszanki dla każdego z cylindrów silnika są takie same,
- pomija się analizę pętli ujemnej pracy silnika związanej z napełnianiem i opróżnianiem cylindra silnika.

Równania wyjściowe modelu zerowymiarowego są takie same jak w przypadku modelu trój-wymiarowego [9]:

- równanie zachowania masy:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0, \quad (6.1)$$

- równanie zachowania pędu:

$$\frac{\partial (\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u} + p \mathbf{I}) = 0, \quad (6.2)$$

- równanie zachowania energii:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho \mathbf{u}^2}{2} + \rho e_c \right) + \nabla \cdot \left(\frac{\rho \mathbf{u}^2 \mathbf{u}}{2} + \rho e_c \mathbf{u} + \mathbf{u} p + \mathbf{q} \right) = 0, \quad (6.3)$$

- równanie zachowania składników mieszaniny:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho X_i) + \nabla \cdot [\rho X_i (\mathbf{u} + \mathbf{u}_i)] = w_i, \quad (6.4)$$

gdzie:

$i=1, 2, 3 \dots n$ – kolejny składnik mieszaniny w komorze spalania,

ρ – gęstość płynu,

\mathbf{u} – wektor prędkości,

$p \mathbf{I}$ – tensor ciśnienia,

e_c – energia wewnętrzna właściwa,

\mathbf{q} – wektor strumienia ciepła,

X_i – udział masowy i -tego składnika,

\mathbf{u}_i – wektor prędkości dyfuzji,

w_i – człon źródłowy składnika – określa kinetykę reakcji chemicznej.

Równania te, sprzężone są ze sobą przez warunki panujące na powierzchniach międzyfazowych, które odpowiedzialne są za oddziaływania pomiędzy fazami. Łączą one opis zjawisk związanych z właściwościami aerodynamicznymi cieczy, powstawaniem strugi rozpylonego paliwa, procesem parowania kropeł, mieszania i przebiegu reakcji spalania. Równania te przekształca się przez scałkowanie. W wy-

niku tej operacji otrzymuje się równania modelu zerowymiarowego, co symbolicznie można zapisać jako wyrażenie:

$$0D = \iiint_V 3D dV . \quad (6.5)$$

Model zero-wymiarowy nie uwzględnia przebiegu procesu spalania (turbulencje, zawirowania, kształt komory, itp.), natomiast szacuje wynik związany z przebiegiem tego procesu i na podstawie danych wejściowych wpływ czynników na przebieg spalania.

Równanie I Zasady Termodynamiki dla czynnika zawartego w cylindrze, w funkcji kąta obrotu wału korbowego φ przedstawia się jako zależność:

$$m \frac{de_c}{d\varphi} = \frac{dQ}{d\varphi} - p \frac{dV}{d\varphi} . \quad (6.6)$$

gdzie:

V – objętość przestrzeni roboczej,

m – masa mieszaniny paliwa i powietrza (ładunku) wewnątrz przestrzeni roboczej silnika,

Q – ciepło wydzielone podczas spalania

φ – kąt obrotu wału korbowego.

Równanie całkowitej energii wewnętrznej właściwej e_c ma postać:

$$e_c = xe_s + (1-x)e_n , \quad (6.7)$$

gdzie:

e_s – energia wewnętrzna właściwa ładunku spalonego,

e_n – energia wewnętrzna właściwa ładunku niespalonego,

x – udział masowy ładunku spalonego.

Korzystając następnie z równania zachowania masy;

$$\frac{mxR_sT_s(\varphi)}{p(\varphi)} + \frac{m(1-x)R_nT_n(\varphi)}{p(\varphi)} = V(\varphi), \quad (6.8)$$

gdzie;

x - udział masowy ładunku spalonego,

R_s – stała gazowa ładunku spalonego,

T_s – temperatura ładunku spalonego,

R_n – stała gazowa ładunku niespalonego,

T_n – temperatura ładunku niespalonego,

$V(\varphi)$ – zmiana objętości przestrzeni roboczej,

otrzymamy w wyniku kolejnych przekształceń zależność, opisującą przebieg zmiany ciśnienia w zależności od kąta obrotu wału korbowego φ w postaci:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{(k_s - 1) \frac{dQ}{d\varphi} - k_s p \frac{dV}{d\varphi} - \left[m(k_s - 1)(a_s - a_n) + mc_{vn} T_{nz} \left(\frac{p}{p_z} \right)^{k_n - 1} (k_n - k_s) \frac{dx}{d\varphi} \right]}{m(1-x) T_{nz} \frac{R_n (k_s - k_n)}{p_z k_n} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{k_n} + V}, \quad (6.9)$$

natomiast przebieg zmiany objętości przestrzeni roboczej przedstawia zależność:

$$V(\varphi) = V_c \left\{ \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \left[0,5(1 - \cos \varphi) + 0,5 \frac{l}{r} \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \right)^2 \sin^2 \varphi} \right) \right] + \frac{1}{\varepsilon} \right\}, \quad (6.10)$$

gdzie:

ε – stopień sprężania (V_c/V_k),

V_c - objętość całkowita cylindra,

r – długość ramienia wykorbienia wału korbowego,

l – długość korbowodu.

Założony udział ładunku spalonego x_s w procesie spalania zmienia się według zależności:

$$x_s = 0,5 \left[1 - \cos \left(\pi \frac{\varphi - \varphi_z}{\Delta \varphi_s} \right) \right], \quad (6.11)$$

gdzie:

φ_z - kąt obrotu wału korbowego odpowiadający początkowi spalania,

$\Delta\varphi_s$ – całkowita wartość kąta obrotu wału korbowego obejmujący cały proces spalania.

Proponowany model pozwala, na podstawie przebiegu zmian ciśnienia $p=f(V)$, wyznaczyć moc silnika (po odpowiednich przekształceniach matematycznych) z uwzględnieniem kinematyki układu tłokowo-korbowego (prędkość obrotowa, zmiana objętości, stopień sprężania, itp.).

W modelu obliczeniowym założono, następujący charakter przemian (rys. 6.1):

- 1-2 sprężanie politropowe,
- 2-3 przemiana izochoryczna,
- 3-4 rozprężanie politropowe,
- 4-1 przemiana izochoryczna,

Przemianę 2-3 jest izochoryczna, chociaż w rzeczywistych silnikach spalanie następuje zarówno przy wzrastającym ciśnieniu, i jak wzrastającej objętości.

Jako paliwo zastosowano mieszaninę propanu C_3H_8 i butanu C_4H_{10} . Założono, że w przemianie 1-2 czynnikiem roboczym jest mieszanina paliwowo-powietrzna, o znanym składzie, określonym przez współczynnik nadmiaru powietrza. W przemianach 2-3, 3-4, 4-1 czynnikiem roboczym są spaliny. Substancje robocze traktowane są jako mieszaniny gazów doskonałych. Model dotyczy jednego cylindra silnika, przy założeniu, że w pozostałych cylindrach parametry pracy są identyczne.

6.3. Masa mieszanki dostarczonej do cylindra

Masa paliwa dostarczana do jednego cylindra silnika wynosi:

$$m_{pc} = \frac{\dot{m}_p}{\frac{1}{2} \cdot z \cdot \frac{n}{60}}, \quad (6.12)$$

gdzie:

n - prędkość obrotowa silnika [obr/min],

z - liczba cylindrów,

m_{pc} - masa paliwa dostarczana do jednego cylindra [kg],

\dot{m}_p - strumień masy paliwa dla całego silnika [kg/s],

Znając współczynnik nadmiaru powietrza i rzeczywiste zapotrzebowanie na powietrze do spalania wyznacza się masę powietrza dostarczaną do jednego cylindra jako:

$$m_{ac} = m_{pc} \cdot n_{pow}^r \cdot \frac{M_a}{M_p}, \quad (6.13)$$

gdzie:

m_{ac} - masa powietrza dla jednego cylindra [kg],

n_{pow}^r - rzeczywiste zapotrzebowanie powietrza do spalania [kmol powietrza/ kmol paliwa],

M_a, M_p - masy molowe powietrza i paliwa [kg/kmol].

Zatem masa mieszanki znajdującej się w cylindrze wynosi:

$$m_{mc} = m_{ac} + m_{pc}. \quad (6.14)$$

6.4. Sprężanie ładunku mieszanki w cylindrze

6.4.1. Ciśnienie mieszanki na początku sprężania politropowego

Sprężanie ładunku rozpoczyna się w punkcie 1 (rys. 6.1) jest to sprężanie politropowe. Dla danej objętości cylindra i znanej masy mieszanki zasilającej, wartość ciśnienie na początku procesu sprężania wyznacza się z prawa Clapeyrona [53, 85]:

$$p_1 = \frac{m_{mc} \cdot R_m \cdot T_1}{V_1}, \quad (6.15)$$

gdzie:

R_m - zastępcza stała gazowa dla mieszanki paliwowo-powietrznej [J/kgK],

p_1 - ciśnienie w cylindrze na początku suwu sprężania [Pa],

T_1 - temperatura w cylindrze na początku suwu sprężania [K],

V_1 - objętość cylindra na początku suwu sprężania [m^3].

6.4.2. Ciśnienie mieszanki na końcu suwu sprężania

Dla założonego wykładnika politropy k ciśnienie końca sprężania określone jest na podstawie równania przemiany politropowej [85]:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \quad (6.16)$$

6.4.3. Praca techniczna przemiany politropowej

Znając wartości ciśnień, objętości i wykładnika politropy pracę techniczną określa się z następującej zależności [85]:

$$L_{1-2} = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (6.17)$$

gdzie:

L_{1-2} - praca techniczna przemiany politropowej [J].

Znając wartość prędkości obrotowej n i rodzaj silnika (4 suwowy) moc N_{1-2} [W] niezbędna do sprężenia mieszanki wynosi:

$$N_{1-2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{n}{60} \cdot L_{1-2}. \quad (6.18)$$

Praca techniczna politropowego sprężania wyznaczona jest ze znakiem ujemnym co oznacza, że praca jest dostarczana do układu, w odróżnieniu od przemiany politropowego rozprężania (praca dodatnia). Zatem i moc tej przemiany jest ujemna.

6.5. Spalanie

Założono że spalanie odbywa się przy stałej objętości $V_2 = V_3$, natomiast skład spalin wyznaczono w oparciu o bilans pierwiastków układu i różną reaktywność węgla i wodoru. Metoda ta, dla spalania z niedomiarem powietrza, pozwala na określe-

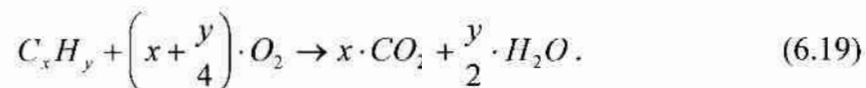
nie granicznych wartości współczynnika nadmiaru powietrza, przy których powstaje określony skład spalin, to znaczy:

- $0 < \lambda < \lambda_{gr2}$ - spaliny C, CO, H₂, N₂,
- $\lambda_{gr2} < \lambda < \lambda_{gr1}$ - spaliny CO, N₂, H₂O, N₂,
- $\lambda_{gr1} < \lambda < 1$ - spaliny CO, CO₂, H₂O, N₂,
- $\lambda > 1$ - spaliny CO₂, O₂, H₂O, N₂.

W silniku spalinowym odbywa się spalanie z niedomiarem powietrza w zakresie $\lambda_{gr1} < \lambda < 1$, stąd ograniczono się do wyznaczenia tylko λ_{gr1} .

6.5.1. Model spalania

Spalanie węglowodorów założono wg poniższego wzoru [12, 53, 79, 85]:



Spalanie odbywa się w trakcie przemiany 2-3 (rys. 6.1).

6.5.2. Teoretyczne zapotrzebowanie tlenu

Teoretyczne zapotrzebowanie powietrza wyznaczono dla paliwa LPG złożonego z propanu r_1 i butanu r_2 :

$$n'_{O_2} = \left(x_1 + \frac{y_1}{4}\right) \cdot r_1 + \left(x_2 + \frac{y_2}{4}\right) \cdot r_2 \quad [\text{kmol } O_2 / \text{ kmol paliwa}], \quad (6.20)$$

gdzie:

r_1, r_2 - objętościowe udziały składników paliwa.

6.5.3. Rzeczywiste zapotrzebowanie powietrza do spalania

$$n^r_{pow} = \frac{\lambda \cdot n'_{O_2}}{r_{O_2}} \quad [\text{kmol powietrza} / \text{ kmol paliwa}], \quad (6.21)$$

gdzie:

λ - współczynnik nadmiaru powietrza,

r_{O_2} - udział objętościowy tlenu w powietrzu.

6.5.4. Ilość pierwiastków układu reakcyjnego

Dla mieszaniny węglowodorowej propanu i butanu spalanej w osłonie powietrza (azot, tlen, argon, woda) bilans poszczególnych pierwiastków ma postać:

$$(C) = x_1 \cdot r_1 + x_2 \cdot r_2 + \lambda \cdot n'_{O_2} \cdot \frac{r_{CO_2}}{r_{O_2}} \quad [\text{kmol C/ kmol paliwa}], \quad (6.22)$$

$$(H) = y_1 \cdot r_1 + y_2 \cdot r_2 + 2 \cdot \lambda \cdot n'_{O_2} \cdot \frac{r_{H_2O}}{r_{O_2}} \quad [\text{kmol H/ kmol paliwa}], \quad (6.23)$$

$$(O) = 2 \cdot \lambda \cdot n'_{O_2} + \lambda \cdot n'_{O_2} \cdot \frac{r_{H_2O}}{r_{O_2}} \quad [\text{kmol O/ kmol paliwa}], \quad (6.24)$$

$$(N) = 2 \cdot \lambda \cdot n'_{O_2} \cdot \frac{r_{N_2}}{r_{O_2}} \quad [\text{kmol N/ kmol paliwa}], \quad (6.25)$$

$$(Ar) = \lambda \cdot n'_{O_2} \cdot \frac{r_{Ar}}{r_{O_2}} \quad [\text{kmol Ar/ kmol paliwa}]. \quad (6.26)$$

6.5.5. Wyznaczenie granicznej wartości współczynnika nadmiaru powietrza

Spalanie w silniku odbywa się głównie z niedomiarem powietrza, stąd konieczne jest wyznaczenie granicznej wartości współczynnika nadmiaru powietrza wg zależności [53]:

$$\lambda_{gr1} = \frac{(H) + (C)}{(H) + 2 \cdot (C)}. \quad (6.27)$$

W zakresie współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda_{gr1} < \lambda < 1$ w spalinach występują takie składniki jak CO, CO₂, H₂O, N₂ [53].

6.5.6. Wyznaczenie ilości składników spalin

Jeżeli współczynnik nadmiaru powietrza znajduje się w granicach $\lambda_{gr1} < \lambda < 1$, to w spalinach znajdują się następujące składniki [53]:

$$n_{CO} = 2 \cdot (C) + \frac{(H)}{2} - (O) \quad [\text{kmol CO/ kmol paliwa}], \quad (6.28)$$

$$n_{CO_2} = (O) - \frac{(H)}{2} - (C) \quad [\text{kmol CO}_2/\text{ kmol paliwa}], \quad (6.29)$$

$$n_{H_2O} = \frac{(H)}{2} \quad [\text{kmol H}_2\text{O/ kmol paliwa}], \quad (6.30)$$

$$n_{O_2} = 0 \quad [\text{kmol O}_2/\text{ kmol paliwa}], \quad (6.31)$$

$$n_{N_2} = \frac{(N)}{2} \quad [\text{kmol N}_2/\text{ kmol paliwa}], \quad (6.32)$$

$$n_{Ar} = (Ar) \quad [\text{kmol Ar/ kmol paliwa}]. \quad (6.33)$$

W przypadku, gdy $\lambda > 1$ w spalinach znajduje się tlen O_2 , a nie występuje tlenek węgla CO, zatem [53]:

$$n_{CO} = 0 \quad [\text{kmol CO/ kmol paliwa}], \quad (6.34)$$

$$n_{CO_2} = (C) \quad [\text{kmol CO}_2/\text{ kmol paliwa}], \quad (6.35)$$

$$n_{H_2O} = \frac{(H)}{2} \quad [\text{kmol H}_2\text{O/ kmol paliwa}], \quad (6.36)$$

$$n_{O_2} = \frac{(O)}{2} - (C) - \frac{(H)}{4} \quad [\text{kmol O}_2/\text{ kmol paliwa}], \quad (6.37)$$

$$n_{N_2} = \frac{(N)}{2} \quad [\text{kmol N}_2/\text{ kmol paliwa}], \quad (6.38)$$

$$n_{Ar} = (Ar) \quad [\text{kmol Ar/ kmol paliwa}]. \quad (6.39)$$

6.5.7. Udziały objętościowe składników spalin

Znając poszczególne składniki spalin wyznacza się udziały objętościowe [53]:

$$x_{CO}^{sp} = \frac{n_{CO}}{n_{CO} + n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{Ar}}, \quad (6.40)$$

$$x_{CO_2}^{sp} = \frac{n_{CO_2}}{n_{CO} + n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{Ar}}, \quad (6.41)$$

$$x_{H_2O}^{sp} = \frac{n_{H_2O}}{n_{CO} + n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{Ar}}, \quad (6.42)$$

$$x_{O_2}^{sp} = \frac{n_{O_2}}{n_{CO} + n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{Ar}}, \quad (6.43)$$

$$x_{N_2}^{sp} = \frac{n_{N_2}}{n_{CO} + n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{Ar}}, \quad (6.44)$$

$$x_{Ar}^{sp} = \frac{n_{Ar}}{n_{CO} + n_{CO_2} + n_{H_2O} + n_{O_2} + n_{N_2} + n_{Ar}}. \quad (6.45)$$

6.5.8. Temperatura końca spalania

W modelu założono spalanie przy stałej objętości, a więc nieznaną wielkością jest temperatura końca spalania T_3 (rys. 6.1).

Temperaturę końca spalania określa się z równania [79]:

$$c_{vsp} \cdot T_2 + \frac{\xi \cdot (W_d - \Delta W_d)}{\lambda \cdot L_T \cdot (1 + \gamma)} = c_{vsp} \cdot T_3 \quad (6.46)$$

gdzie:

W_d - wartość opałowa paliwa [kJ/kg],

L_T - teoretyczne zapotrzebowanie powietrza [kmol / kg paliwa],

γ - współczynnik zanieczyszczenia,

ξ - współczynnik wykorzystania ciepła.

Temperaturę T_3 należy wyznaczyć rozwiązując powyższe równanie, ponieważ ciepło właściwe spalin jest funkcją niewiadomej temperatury T_3 .

Średnie molowe ciepło właściwe powietrza przy stałej objętości dla temperatury końca sprężania politropowego [79]:

$$c_{va} = 4.185 \cdot (4.6 + 0.0006 \cdot T_2) \quad [\text{kJ/kmolK}]. \quad (6.47)$$

Średnie molowe ciepło właściwe spalin przy stałej objętości [79]:

$$c_{vsp} = 4.185 \cdot \left[(4.4 + 0.62 \cdot \lambda) + (3.7 + 3.3 \cdot \lambda) \cdot 10^{-4} \cdot T_3 \right] \quad [\text{kJ/kmolK}]. \quad (6.48)$$

Wskutek spalania paliwa z niedomiarem tlenu, pewna ilość ciepła jest tracona ponieważ w spalinach znajduje się tlenek węgla CO [79]:

$$\Delta W_d = 0.404 \cdot W_{CO} \cdot L_T' \cdot (1 - \lambda) \quad [\text{kJ/kmolK}], \quad (6.49)$$

gdzie:

L_T' - teoretyczne zapotrzebowanie powietrza [kg powietrza/kg paliwa],

W_{CO} - wartość opałowa tlenku węgla [kJ/kg].

6.5.9. Ciśnienie końca spalania

Ponieważ spalanie odbywa się przy objętości $V_2 = V_3$ ciśnienie końca spalania wyznaczamy z prawa Clapeyrona:

$$p_3 = \frac{m_{sp} \cdot R_{sp} \cdot T_3}{V_3}, \quad (6.50)$$

gdzie:

m_{sp} - masa spalin [kg],

R_{sp} - zastępcza stała gazowa spalin [kJ/kgK].

6.5.10. Praca techniczna przemiany izochorycznej

Pracę techniczną wyznacza się z następującej zależności [85]:

$$L_{t_{2-3}} = V_2 \cdot (p_2 - p_3), \quad (6.51)$$

gdzie:

$L_{t_{2-3}}$ - praca techniczna przemiany izochorycznej [J],

V_2 - objętość przestrzeni roboczej dla przemiany izochorycznej,

p_2 - ciśnienie w komorze spalania na początku przemiany izochorycznej,

p_3 - ciśnienie w komorze spalania na końcu przemiany izochorycznej.

Moc $N_{t_{2-3}}$ [W] przemiany izochorycznej wynosi:

$$N_{t_{2-3}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{n}{60} \cdot L_{t_{2-3}}. \quad (6.52)$$

Podobnie jak praca techniczna sprężania politropowego, tak i praca techniczna przemiany izochorycznej wyznaczona jest ze znakiem ujemnym.

6.6. Praca spalin w cylindrze

6.6.1. Ciśnienie i temperatura spalin w końcu procesu ekspansji

Objętość na końcu ekspansji równa jest teoretycznie objętości na początku procesu sprężania, stąd $V_4 = V_1$, zatem ciśnienie spalin można wyznaczyć z równania stanu gazu doskonałego:

$$p_4 = \frac{m_{sp} \cdot R_{sp} \cdot T_4}{V_4}, \quad (6.53)$$

gdzie:

T_4 - temperatura końca ekspansji.

Temperaturę końca ekspansji wyznacza się na podstawie równania przemiany politropowej [85]:

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} \quad (6.54)$$

6.6.2. Praca techniczna przemiany politropowej 3-4

Ekspansja spalin w cylindrze jest przemianą politropową stąd dla założonego wykładnika politropy k , praca techniczna przemiany wyznaczana jest z następującego wzoru [85]:

$$L_{t_{3-4}} = \frac{k}{k-1} \cdot p_3 \cdot V_3 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \quad (6.55)$$

gdzie:

$L_{t_{3-4}}$ -praca techniczna przemiany politropowej [J],

Moc $N_{t_{3-4}}$ [W] uzyskiwana w wyniku ekspansji spalin od ciśnienia p_3 do p_4 wynosi:

$$N_{t_{3-4}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{n}{60} \cdot L_{t_{3-4}} \quad (6.56)$$

6.6.3. Praca techniczna przemiany izochorycznej 4-1

W obiegu porównawczym kolejną przemianą po ekspansji politropowej jest przemiana izochoryczna przy stałej objętości $V_4 = V_1$, dla której dodatnią pracę techniczną wyznaczamy ze wzoru:

$$L_{t_{4-1}} = V_1 \cdot (p_4 - p_1) \quad (6.57)$$

Moc $N_{t_{4-1}}$ [W] przemiany izochorycznej wynosi:

$$N_{t_{4-1}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{n}{60} \cdot L_{t_{4-1}} \quad (6.58)$$

6.7. Moc silnika czterosuwowego

Całkowita moc silnika jest sumą mocy poszczególnych przemian wchodzących składających się na obieg porównawczy (przy czym należy uwzględnić znak tych mocy) pomnożoną przez liczbę cylindrów z .

$$N_t = z \cdot (N_{1-2} + N_{2-3} + N_{3-4} + N_{4-1}). \quad (6.59)$$

6.8. Wyniki obliczeń modelowych

Na podstawie przedstawionej analizy zależności obliczeniowych oraz parametrów wejściowych, otrzymanych w wyniku własnych badań eksperymentalnych wykonano model obliczeniowy tłokowego czterosuwowego silnika spalinowego. Model ten uwzględnia parametry geometryczne badanego silnika oraz rodzaj i skład paliwa, pod względem zawartości węglowodorów. Model umożliwia zmianę danych i na jej podstawie dokonać oceny wpływu poszczególnych parametrów na efektywność energetyczną badanego silnika. Posłużono się kodami obliczeniowymi BORLAND Delphi 3.0 Standard, Lahey Fortran 90, które umożliwiły wykonanie obliczeń wg tego modelu obliczeniowego.

Wśród parametrów wejściowych do modelu, które można bezpośrednio modyfikować z okna komunikacji są:

- prędkość obrotowa,
- współczynnik nadmiaru powietrza,
- masa paliwa,
- temperatura powietrza zasysanego,
- ciśnienie otoczenia,
- rodzaj paliwa (1-LPG, 2-benzyna),
- temperatura w komorze spalania na początku suwu sprężania,
- objętość całkowita cylindra i objętość komory spalania,
- ciśnienie maksymalne w komorze spalania podczas suwu pracy,
- objętość komory spalania odpowiadająca położeniu wału korbowego dla wartości maksymalnej ciśnienia w komorze spalania,
- średnie wykładniki politropy dla suwu sprężania i suwu pracy.

Natomiast jako parametry obliczeniowe otrzymuje się:

- masę zasysanego powietrza,
- ciśnienie w komorze spalania na początku i końcu suwu sprężania,
- temperaturę w komorze spalania w końcu suwu sprężania,
- ciśnienie na końcu suwu pracy,
- temperaturę w komorze spalania na początku i końcu suwu pracy,
- moc silnika (czterocyldrowego),
- udział objętościowy składników spalin takich jak; H₂, CO₂, H₂O, CO, Ar, O₂,
- maksymalne teoretycznie możliwe ciśnienie w komorze spalania,
- maksymalną teoretycznie możliwą temperaturę dla uzyskanego ciśnienia maksymalnego dla zadanej mieszanki paliwowo-powietrznej.

Wyniki obliczeń zapisywane są w pliku tekstowym, który następnie można importować do odpowiedniego edytora, w celu wykonania wykresów wykonanych obliczeń. Przykład okna komunikacji przedstawiono na rysunku 6.2. Pierwsza kolumna danych opisuje wartości parametrów wejściowych do procesu, określające warunki początkowe pracy silnika (zależne od modelującego). Następne dwie kolumny opisują wartości podstawowych parametrów termodynamicznych czynnika znajdującego się w cylindrze w obliczanym suwie pracy silnika (sprężanie i praca). Lewa strona tych kolumn określa wartości parametrów początkowych w danym suwie, natomiast prawa strona wartość parametrów na końcu suwu. Ostatnia kolumna danych okna dialogowego przedstawia wyniki obliczeń parametrów pracy silnika związanych z uzyskiwaną mocą oraz zawartością określanych składników spalin.

Silnik ver. 1.03									
Parametry pracy		Suw sprężania			Suw pracy			Moc silnika 13858.9 [W]	
Prędkość obrotowa	1500 n [obr/min]	p [kPa]	56.107	1164.831	p [kPa]	3800	233.702	Objętościowy skład spalin	
Wsp. nad. powietrza	1.002 lambda	v [m ³ /kg]	1.619	0.154	v [m ³ /kg]	0.205	1.619	[N ₂]	0.713
Zużycie paliwa	0.8 g _e [g/s]	V [cm ³]	434	41.34	V [cm ³]	55	434.000	[CO ₂]	0.116
Zużycie powietrza	12.605 g _p [g/s]	T [K]	323	638.744	T [K]	2659.137	1290.465	[H ₂ O]	0.162
Temp. powietrza	289 [K]	średni wykl. politropy		1.29	średni wykl. politropy		1.35	[CO]	0.000
Ciśnienie otoczenia	100.13 [kPa]							[Ar]	0.008
Rodzaj paliwa	1	Maks. temp. spalania przy V=const			2952.610 [K]			[O ₂]	0.000
		Maks. ciś. spalania przy V=const			5689.645 [kPa]				
Oblicz Zakoncz Save									

Rys. 6.2 Okno dialogowe modelu obliczeniowego silnika czterosuwowego SILNIK ver.1.03.

Właściwości paliwa i jego skład określany jest na podstawie udziałów objętościowych poszczególnych składników, definiowanych w pliku odnoszącym się do odpowiedniego rodzaju paliwa (rys. 6.3).

0.0	CH4	0.0	CH4
0.0	CO2	0.0	CO2
0.0	H2O	0.0	H2O
0.0	N2O	0.0	N2O
0.0	NO2	0.0	NO2
0.0	SO2	0.0	SO2
0.0	COS	0.0	COS
0.0	H2S	0.0	H2S
0.0	HCN	0.0	HCN
0.0	CS2	0.0	CS2
0.0	CO	0.0	CO
0.0	CN	0.0	CN
0.0	CH	0.0	CH
0.0	O	0.0	O
0.0	S	0.0	S
0.0	A - POPIOL	0.0	A - POPIOL
0.55	C3H8	0.35	C
0.0	OH	0.0	OH
0.0	NO	0.0	NO
0.0	NH	0.0	NH
0.0	CS	0.0	CS
0.0	SH	0.0	SH
0.0	SO	0.0	SO
0.0	C2	0.0	C2
0.0	H2	0.0	H2
0.0	O2	0.0	O2
0.0	N2	0.0	N2
0.0	S2	0.0	S2
0.0	C	0.0	
0.0	H	0.0	
0.0	N	0.0	N
0.0	Ar	0.0	Ar
0.45	C4H10	0.65	H
46000	Wd [kJ/kg]	42000	Wd [kJ/kg]

Rys. 6.3 Plik programu obliczeniowego SILNIK 1.03 zawierający parametry jakościowe (wartość opalowa W_d) i składowe paliwa – udziały objętościowe

6.8.1. Weryfikacja eksperymentalna modelu

Wprowadzając dane wejściowe z eksperymentu do programu obliczeniowego SILNIK 1.03 wykonano obliczenia dla charakterystyki prędkościowej mocy przy pełnym otwarciu przepustnicy badanego silnika (tab. 6.1). Następnie wykreślono charakterystykę prędkościową mocy pełnej silnika i naniesiono wyniki obliczeń w celu porównania ich wartości z wynikami pomiarów mocy wyznaczonych podczas badań eksperymentalnych. W wyniku tego otrzymano charakterystykę prędkościową mocy pełnej przedstawioną na rysunku 6.6.

Tablica 6.1

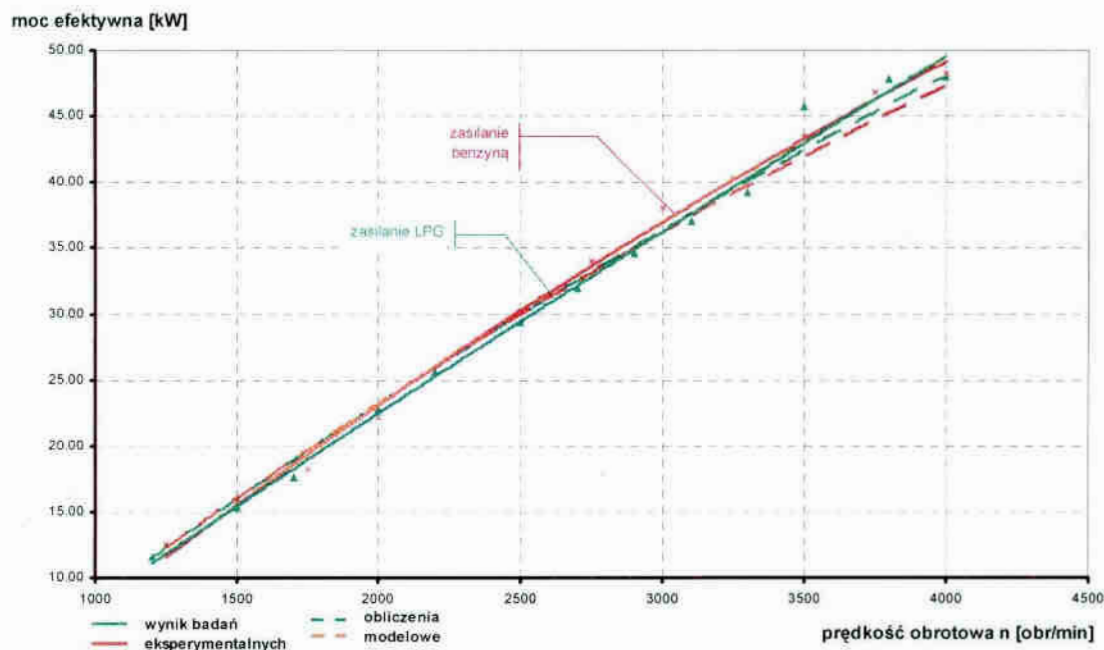
Obliczeniowe charakterystyki prędkościowej mocy pełnej przy zasilaniu LPG i benzyną

n[obr/min]	moc[W]	kW	lambda	g _e [g/s]	g _p [g/s]	N ₂ [% obj.]	CO ₂ [% obj.]	H ₂ O [% obj.]	CO [% obj.]	Ar [% obj.]	O ₂ [% obj.]	maks T [K]
1200	12842.45	12.84	0.93	0.95	13.86	0.70	0.09	0.17	0.03	0.01	0.00	2923.00
1500	15733.01	15.73	1.00	1.18	18.46	0.71	0.11	0.16	0.00	0.01	0.00	2932.00
1700	18264.19	18.26	0.99	1.36	21.06	0.71	0.11	0.16	0.01	0.01	0.00	2930.00
2000	21778.00	21.78	0.93	1.72	25.10	0.70	0.09	0.17	0.03	0.01	0.00	2923.00
2200	25151.50	25.15	0.96	2.00	30.35	0.71	0.11	0.17	0.01	0.01	0.00	2926.00
2500	30004.00	30.00	0.99	2.21	34.30	0.71	0.11	0.16	0.01	0.01	0.00	2890.00
2700	33188.66	33.19	1.00	2.34	36.69	0.71	0.12	0.16	0.00	0.01	0.00	2875.00
2900	36281.58	36.28	1.05	2.40	39.63	0.72	0.11	0.16	0.00	0.01	0.01	2844.00
3100	38187.48	38.19	1.04	2.58	42.19	0.72	0.11	0.16	0.00	0.01	0.01	2860.00
3300	39389.55	39.39	1.04	2.74	44.81	0.72	0.11	0.16	0.00	0.01	0.01	2860.00
3500	42774.60	42.77	1.04	3.08	50.37	0.72	0.11	0.16	0.00	0.01	0.01	2897.00
3800	46602.02	46.60	0.96	3.22	48.61	0.71	0.10	0.17	0.02	0.01	0.00	2830.00
4000	46894.68	46.89	1.04	3.34	54.62	0.72	0.11	0.16	0.00	0.01	0.01	2834.00
1250	13176.38	13.18	0.87	1.22	15.61	0.70	0.09	0.15	0.06	0.01	0.00	2873.00
1500	16026.27	16.03	0.88	1.48	19.23	0.70	0.09	0.15	0.05	0.01	0.00	2870.00
1750	18752.93	18.75	0.84	1.77	21.98	0.69	0.08	0.15	0.07	0.01	0.00	2883.00
2000	22443.48	22.44	0.88	2.03	26.28	0.70	0.09	0.15	0.05	0.01	0.00	2871.00
2250	26683.46	26.68	0.91	2.28	30.52	0.71	0.10	0.14	0.04	0.01	0.00	2867.00
2500	30092.59	30.09	0.93	2.48	34.08	0.71	0.11	0.14	0.03	0.01	0.00	2835.00
2750	33471.59	33.47	0.97	2.71	38.87	0.72	0.12	0.14	0.01	0.01	0.00	2826.00
3000	37022.92	37.02	0.92	3.28	44.20	0.71	0.11	0.14	0.04	0.01	0.00	2832.00
3250	39313.72	39.31	0.87	3.76	48.01	0.70	0.09	0.15	0.06	0.01	0.00	2849.00
3500	41389.59	41.39	0.83	4.38	53.35	0.69	0.07	0.15	0.08	0.01	0.00	2848.00
3750	44925.86	44.93	0.80	4.38	51.61	0.68	0.06	0.16	0.09	0.01	0.00	2876.00
4000	46923.74	46.92	0.86	4.92	62.32	0.69	0.09	0.15	0.06	0.01	0.00	2881.00

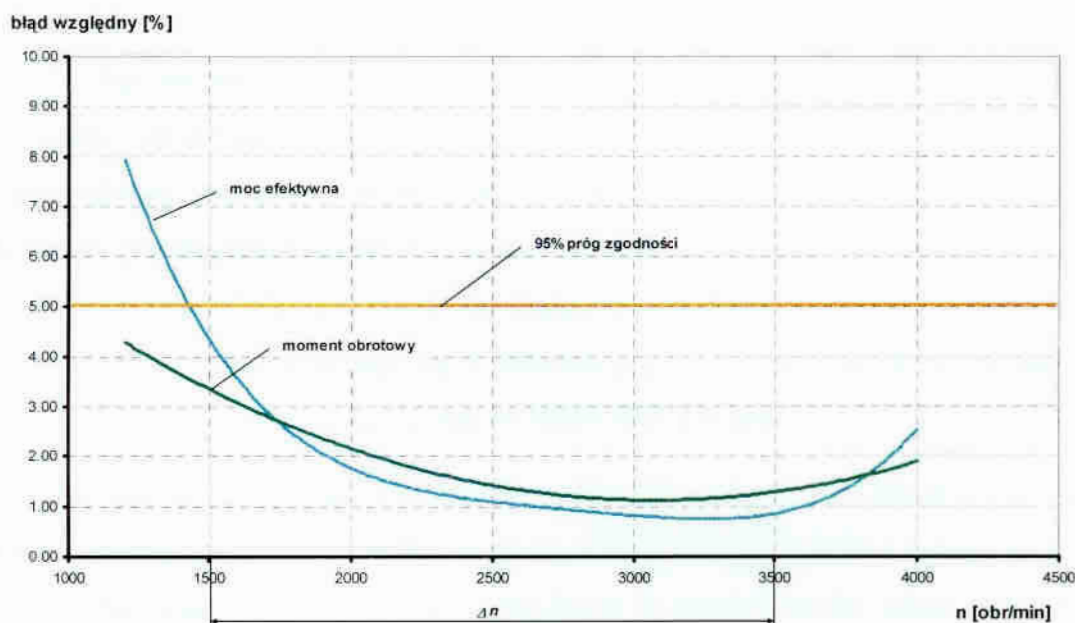
zasilanie LPG

zasilanie benzyną

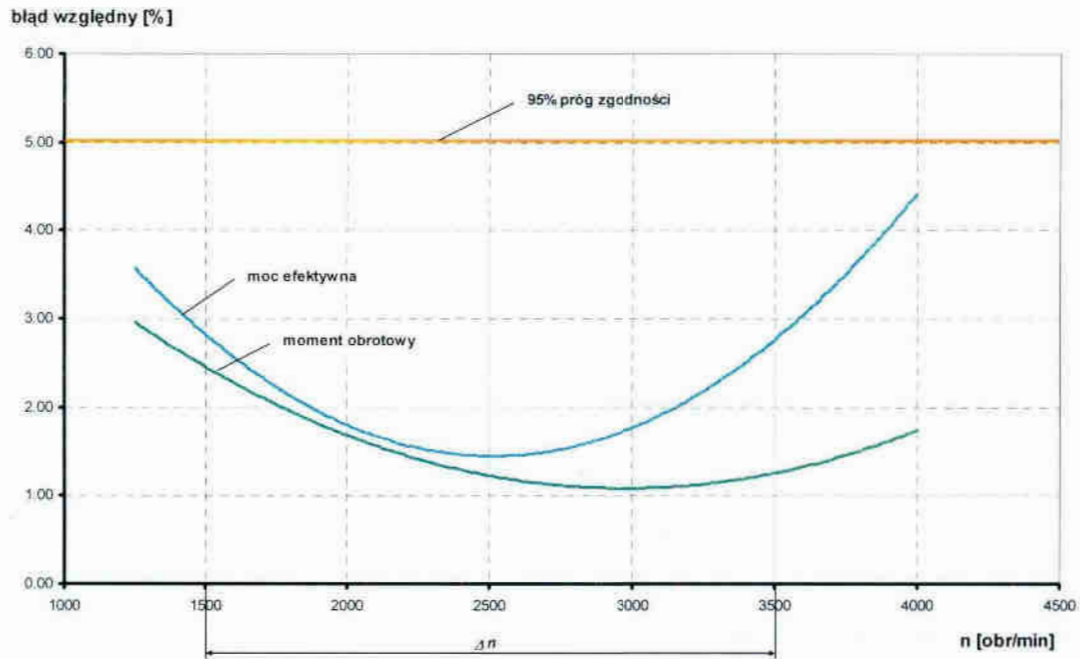
Weryfikacja modelu potwierdziła dużą zgodność wyników obliczeń teoretycznych z rzeczywistymi wartościami mocy dla zakresu wartości prędkości obrotowych 1800÷3000 obr/min (rys.6.4). W dolnym zakresie prędkości obrotowych otrzymuje się z obliczeń modelowych zawyżone wartości mocy, natomiast powyżej wspomnianego zakresu obniża jej wartość. Wykonano także analizę składników spalin silnika „obliczeniowego” i rzeczywistego. Na rysunkach 6.5 i 6.6 przedstawiono zależność błędów względnego wyznaczenia wartości momentu i mocy silnika zasilanego benzyną oraz LPG od prędkości obrotowej wału korbowego. W zakresie badanych prędkości obrotowych błąd ten nie przekraczał poziomu 5%. Obie charakterystyki (rys.6.5 i 6.6) reprezentują praktycznie dobre dopasowanie wyników obliczeń modelu w stosunku do wyników badań eksperymentalnych.



Rys. 6.4. Porównanie charakterystyki prędkościowej mocy efektywnej obliczonej i zmierzonej podczas badań eksperymentalnych



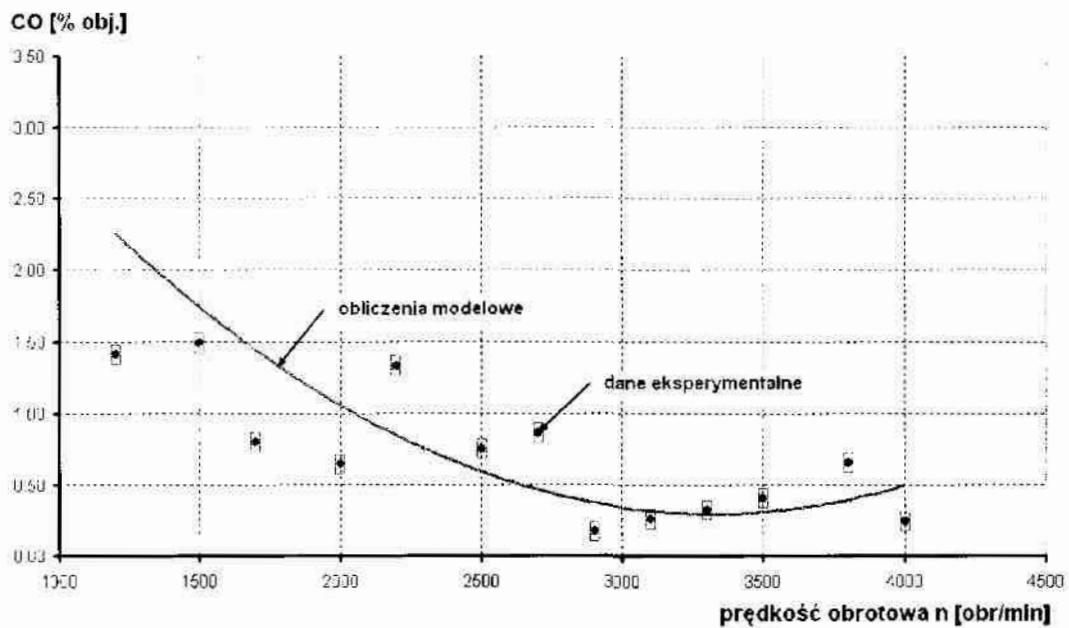
Rys. 6.5. Zależność błędu względnego wyznaczenia wartości mocy i momentu obrotowego od prędkości obrotowej silnika zasilanego LPG:
 Δn – podstawowy zakres pracy obciążonego silnika ZI



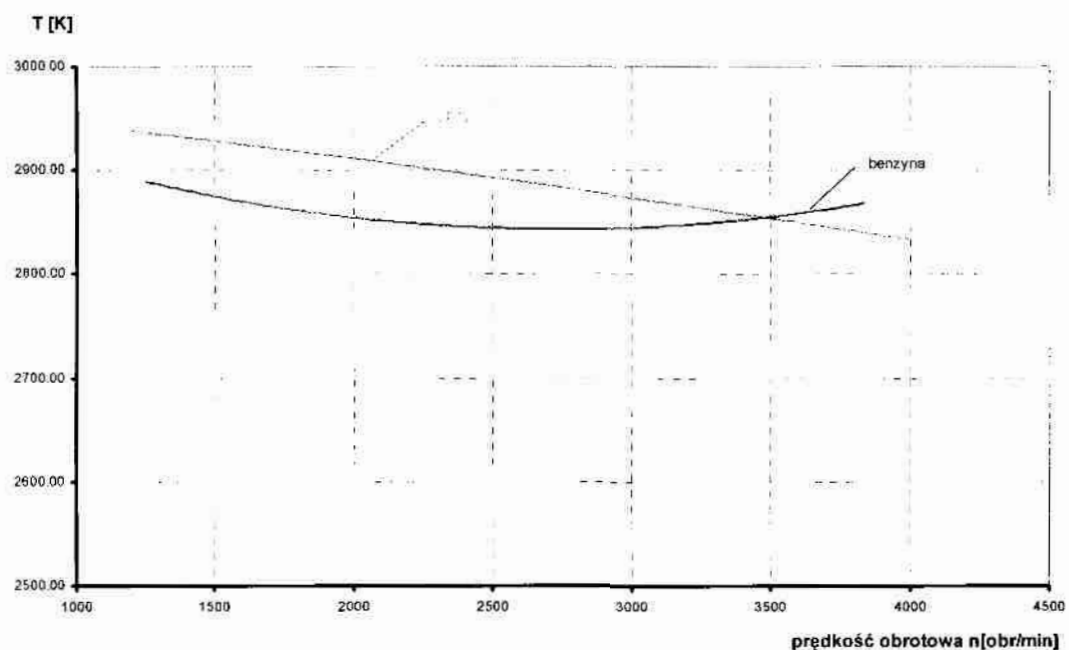
Rys. 6.6. Zależność błędu względnego obliczenia mocy i momentu obrotowego od prędkości obrotowej silnika zasilanego benzyną:
 Δn – podstawowy zakres pracy obciążonego silnika ZI

Najbardziej toksycznym spośród badanych i jednocześnie obliczanych składników spalin jest tlenek węgla, ponieważ nie uwzględnia się podmodelu powstawania węglowodorów. Zależność zmian zawartości tlenu węgla w spalinach od prędkości obrotowej przedstawia rysunek 6.7. Kształtowanie się wartości modelowanych następuje podobnie jak w rzeczywistym silniku. Największą zgodność wartości rzeczywistej z obliczoną, dostrzega się w zakresie prędkości obrotowych odpowiadającej zgodności mocy efektywnej, tj. dla $n=2000\div 3500$ obr/min.

Rysunek 6.8 przedstawia obliczoną zależność maksymalnej temperatury wewnątrz komory spalania od prędkości obrotowej dla zasilania LPG i benzyną. Charakterystyka ta także ma swoje odzwierciedlenie w rzeczywistości, gdzie wynikiem podwyższenia temperatury przy zasilaniu benzyną dla wysokich prędkości obrotowych była obserwowana zmiana koloru kolektora wydechowego silnika na czerwono-pomarańczowy.



Rys. 6.7. Zależność zmiany zawartości tlenku węgla w spalinach od prędkości obrotowej

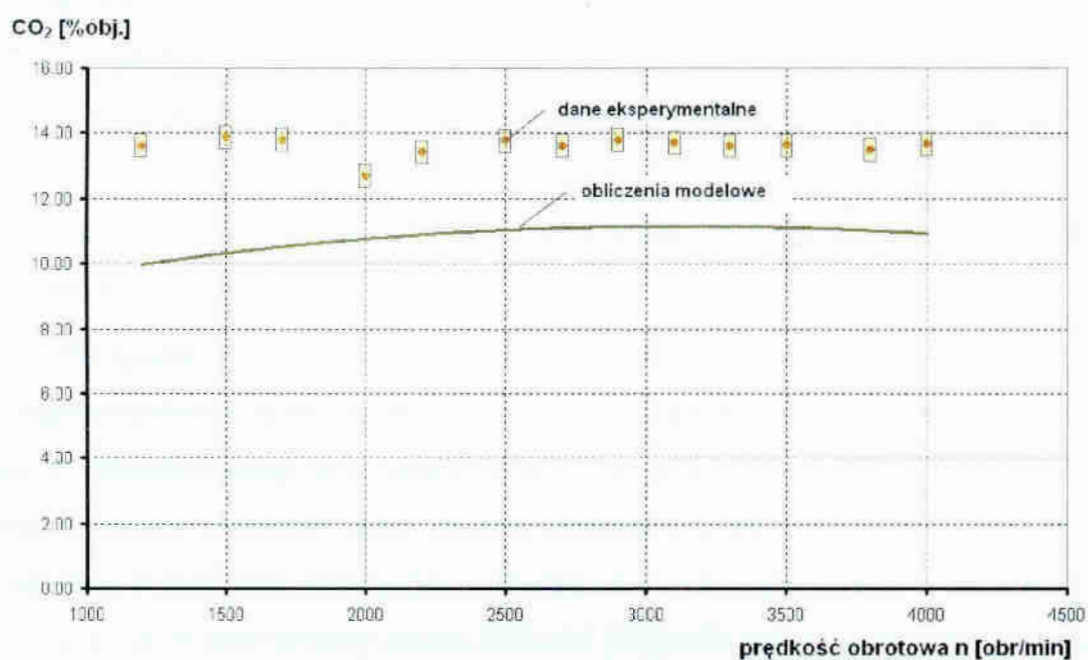


Rys. 6.8. Zależność teoretycznie maksymalnej temperatury w cylindrze podczas spalania od prędkości obrotowej silnika

Rysunek 6.9 przedstawia zależności, modelową i eksperymentalną dwutlenku węgla w spalinach od prędkości obrotowej silnika zasilanego LPG. Powstała różnica (ok. 20%) uzyskanych wartości jest wynikiem przyjętych założeń i ograniczeń modelowania oraz dodatkowych zjawisk zachodzących w układzie wydechowym silnika

poza komorą spalania. Maksymalny poziom emisji dwutlenku węgla związana jest z rzeczywistym składem chemicznym LPG. Dla założonego idealnie czystego składu chemicznego LPG model reprezentuje niższą emisję tego składnika spalin. W rzeczywistości LPG zawiera także ciężkie frakcje węglowodorowe, które zwiększają poziom emisji, lecz i tak emisja ta jest niższa niż dla zasilania benzyną.

Ze względu na pozytywną ocenę przydatności modelu w następnym etapie wyznaczono wpływ parametrów zasilania na kształtowanie zmian wartości parametrów, w tym także sprawności efektywnej silnika zasilanego LPG.



Rys. 6.9. Zależność zmiany zawartości dwutlenku węgla w spalinach od prędkości obrotowej dla zasilania LPG

6.9. Ocena wpływu parametrów zasilania na efekt pracy silnika

Ze względu na dużą ilość czynników i zjawisk, wpływających na kształtowanie zmiany wartości parametrów pracy silnika ograniczono zakres dalszej analizy do wpływu najważniejszych, to jest:

- współczynnika nadmiaru powietrza,
- temperatury powietrza zasysanego,
- wartości i położenia maksimum ciśnienia w suwie pracy w funkcji kąta obrotu wału korbowego.

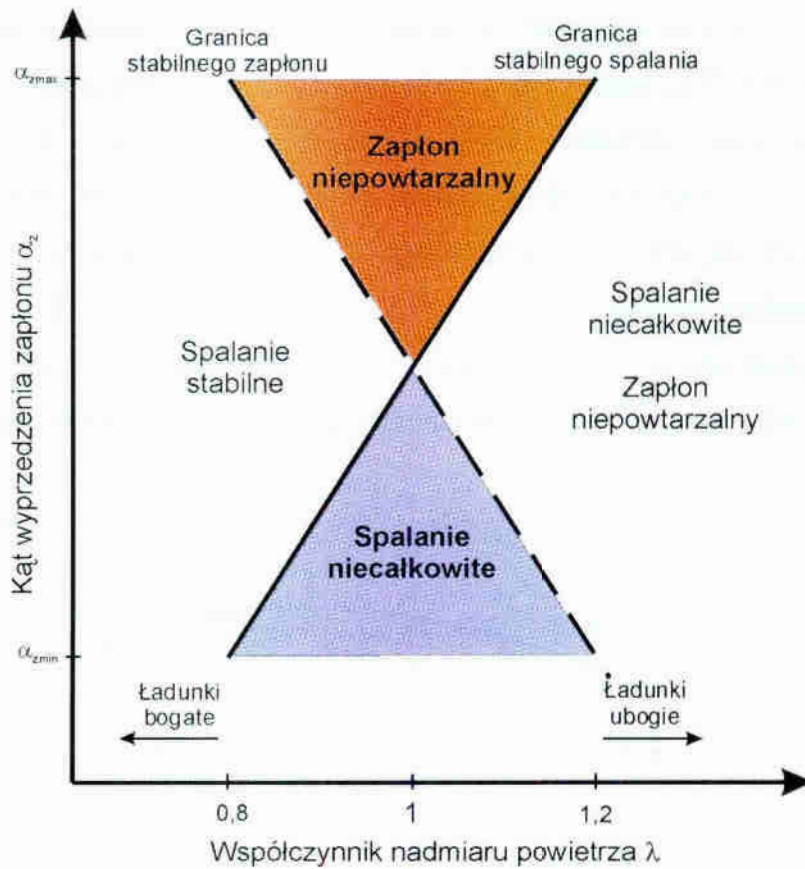
6.9.1. Wpływ zmiany wartości współczynnika nadmiaru powietrza na parametry pracy silnika

Ten parametr określa warunki podczas procesu spalania, szczególnie w przypadku silnika z zapłonem iskrowym. Jest ważnym parametrem ze względu na to, że:

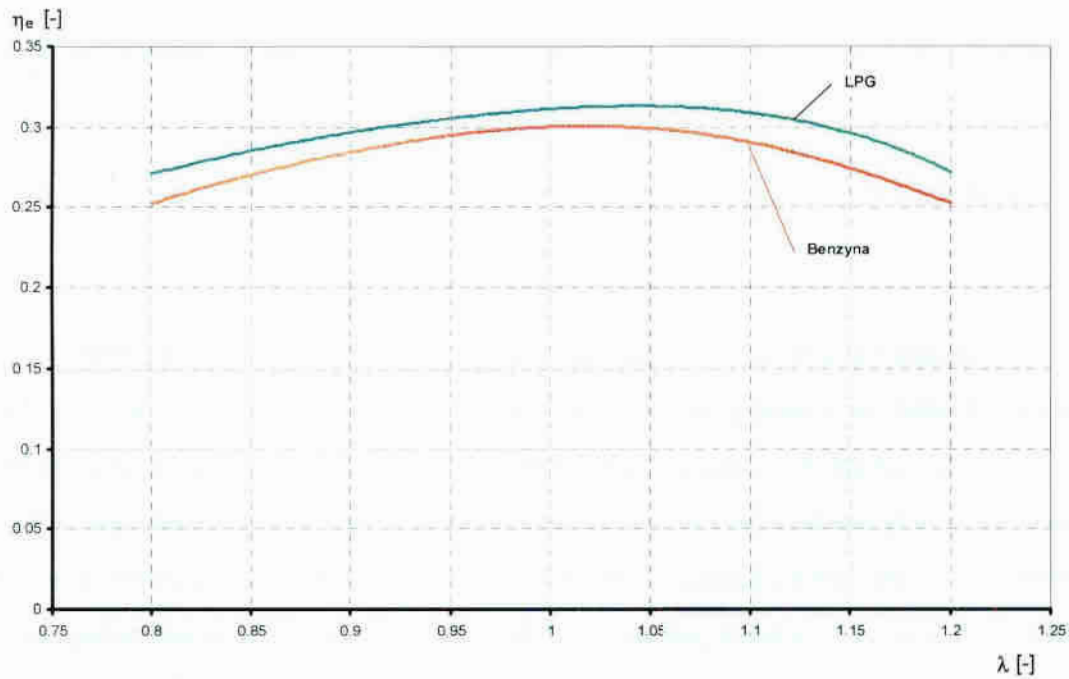
- określa granice palności mieszanki paliwowo-powietrznej,
- określa sposób spalania (zupełne, całkowite, niezupełne, niecałkowite),
- w połączeniu z wartością kąta wyprzedzenia zapłonu, decyduje o powtarzalności i stabilności procesu spalania mieszanki paliwowo-powietrznej,
- odgrywa istotny wpływ na wartość laminarnej prędkości spalania, która zmienia się w zakresie od 22÷44 cm/s, osiągając największe wartości dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda=0,89\div 1$, zależnie od rodzaju paliwa zasilającego silnik (propan, metan, metanol, izooktan, benzyna),
- jest głównym czynnikiem wpływającym na rodzaj i poziom zawartości produktów spalania.

Na rysunku 6.10 przedstawiono związek między kątem wyprzedzenia zapłonu, a współczynnikiem nadmiaru powietrza oraz ich wpływ na przebieg procesu spalania. Z przedstawionego schematu (rys. 6.10) wynika jednoznacznie, że występuje ścisły związek pomiędzy tymi dwoma parametrami pracy silnika. Należy bezwzględnie przestrzegać zależności pomiędzy nimi, ponieważ zarówno spalanie niecałkowite lub niepowtarzalny zapłon (lub oba przypadki jednocześnie) mają znaczący wpływ na proces spalania w silniku (moc, sprawność, składniki spalin).

Na rysunku 6.11 przedstawiono obliczeniową zależność sprawności efektywnej silnika w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza. W całym zakresie badany współczynnik λ ma wpływ na sprawność silnika zasilanego benzyną i LPG. Silnik zasilany paliwem gazowym dla zadanych warunków pracy (prędkość obrotowa, pełne obciążenie, warunki otoczenia, itd.) wykazuje wyższą wartość sprawności (do 9.5%). Jest to wynikiem, między innymi, lepszych właściwości tego paliwa (prężność par, wartość opałowa), co bezpośrednio wpływa na rodzaj mieszanki przygotowanej do spalania (jednorodność, stopień odparowania).

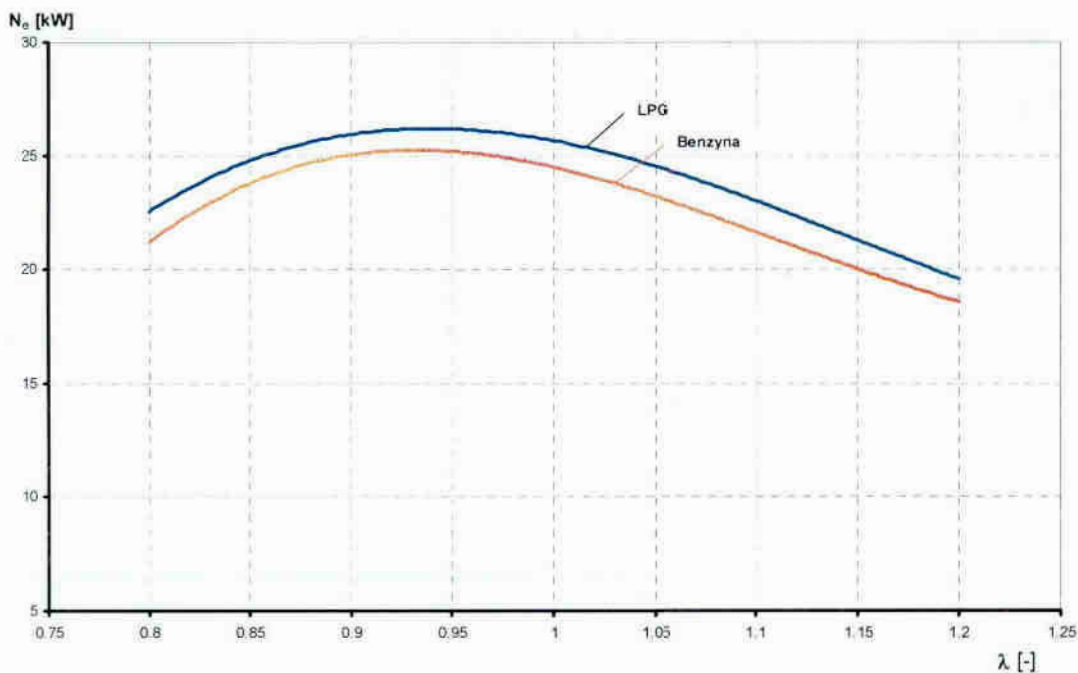


Rys. 6.10. Schemat ideowy ilustrujący wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu i współczynnika nadmiaru powietrza na przebieg procesu spalania: dla badanego silnika $\alpha_{zmin}=5^\circ$ przed ZZ, $\alpha_{zmax}=38^\circ$ przed ZZ



Rys. 6.11. Zależność sprawności efektywnej od zmiany współczynnika nadmiaru powietrza dla $n=2000$ obr/min,

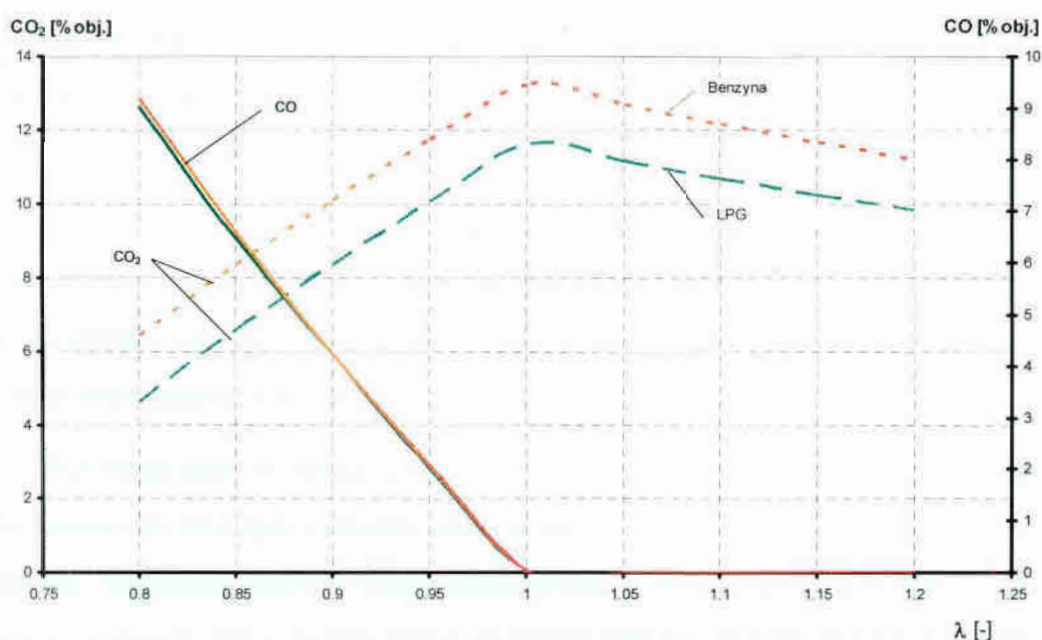
Natomiast charakter zmiany sprawności, względem wartości λ jest podobny dla obu paliw. Maksimum sprawności dla silnika zasilanego LPG uzyskuje się dla $\lambda \approx 1.05$ i wynosi ona $\eta_e = 0.32$, natomiast dla zasilania benzyną maksimum jest przesunięte w stronę zmniejszenia wartości współczynnika lambda ($\eta_{e\max} = 0.30$). Rysunek 6.12 przedstawia wpływ zmiany współczynnika nadmiaru powietrza λ na moc efektywną silnika zasilanego benzyną i LPG. Charakter zmiany wartości mocy jest podobny jak w przypadku sprawności. Maksimum mocy w obu przypadkach dla zadanych warunków uzyskuje się w przedziale mieszanek bogatych, dla $\lambda \approx 0.9 \div 0.95$.



Rys. 6.12. Zależność mocy efektywnej silnika od współczynnika nadmiaru powietrza dla $n=2000$ obr/min,

Kolejne parametry charakteryzujące przebieg i wynik procesu spalania to zawartość tlenu i dwutlenku węgla w spalinach, którą podano w funkcji zmiany współczynnika nadmiaru powietrza. Prezentowana charakterystyka na rysunku 6.13 przedstawia obliczeniowy udział objętościowy tych gazów spalinowych w stosunku do zmiany wartości λ . Ekstremum zmian zawartości układają się równolegle, zarówno dla paliw zasilających jak i obu składników spalin silnika. Natomiast charakter zmian zawartości można podzielić na dwa obszary intensywności. Wartością graniczną parametru lambda dla obu obszarów jest $\lambda=1$, co pozwala opisać skład stechiometryczny mieszanki paliwowo-powietrznej. Dla tej wartości uzyskuje się maksimum zawartości dwutlenku węgla oraz minimum zawartości tlenu węgla. Ekstre-

ma te związane są ze składem stechiometrycznym, dzięki czemu występują warunki najbardziej odpowiednie dla spalania zupełnego i całkowitego. Zakres mieszanek bogatych ($\lambda < 1$) cechuje niedostateczna zawartość tlenu w mieszance paliwowo-powietrznej. Efektem dodatkowym jest utrudniony dostęp paliwa do jonów tlenu (ze względu na ich małą ilość). Skutkuje do wzmocnieniem efektu spalania niezupełnego. Natomiast w zakresie mieszanek ubogich ($\lambda > 1$) obserwuje się mniejsze nasilenia zmian zawartości dwutlenku węgla i nie obserwuje się zawartości tlenku węgla (wynika z przyjętych założeń modelu).



Rys. 6.13. Zależność zmian zawartości tlenku i dwutlenku węgla w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza dla $n=2000$ obr/min,

Zmiana zawartości dwutlenku węgla związana jest z bezpośrednią zmianą zawartości paliwa w mieszance. Zauważalne jest w przebiegach zmian ciśnienia zjawisko zmniejszenia szybkości przyrostu ciśnienia dla mieszanek ubogich. Podobne zjawisko intensyfikacji obserwuje się w przypadku zmiany zawartości innych szkodliwych składników spalin tj. tlenków azotu i węglowodorów. Składniki te jednak nie występują w rozważanym modelu, ze względu na przyjęte założenia i ograniczenia (nie uwzględnia się podmodelu powstawania tlenków azotu).

Zmiana wartości współczynnika nadmiaru powietrza odgrywa także istotny wpływ na powtarzalność i stabilność zapłonu. Przyczynia się również do zmiany

ilości energii potrzebnej do zainicjowania zapłonu. Energia ta osiąga swoje ekstremum w dla składu około-stechiometrycznego po stronie mieszanek bogatych, podobnie jak ekstrema sprawności i mocy w funkcji współczynnika λ .

6.9.2. Wpływ położenia maksimum ciśnienia względem kąta obrotu wału korbowego w suwie pracy

Moment, w którym ciśnienie w komorze spalania silnika osiąga wartość maksymalną uzależniony jest od wielu czynników, z których największą rolę odgrywa:

- rodzaj paliwa,
- wartość kąta wyprzedzenia zapłonu,
- skład mieszanki paliwowo-powietrznej.

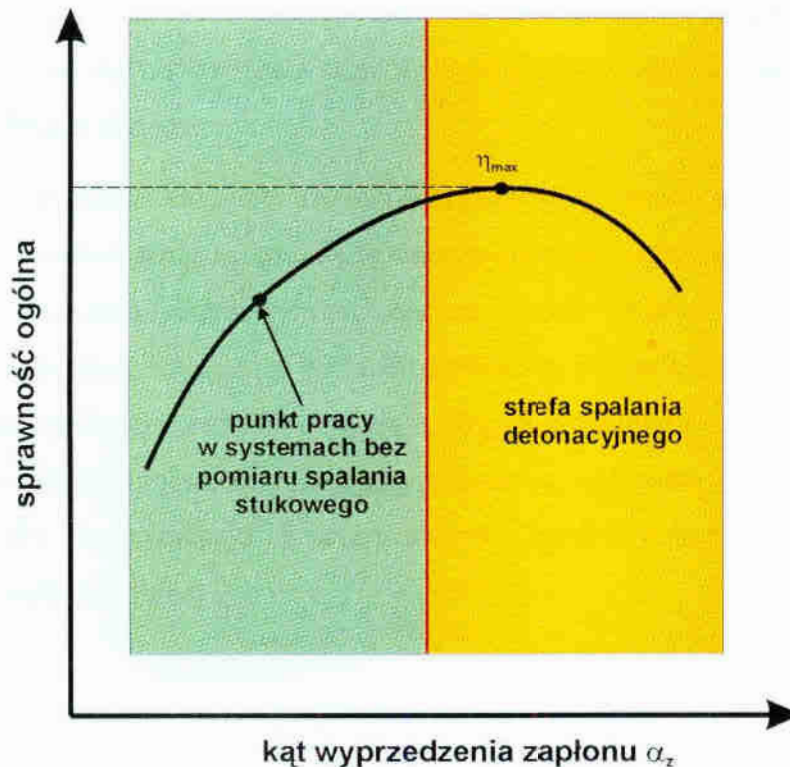
Zakładając, że dostępne jest paliwo o stałym, znanym składzie (lub zmiana składu wpływa nieznacznie na zmianę właściwości), można dla tego paliwa „przypisać” położenie wartości maksymalnej ciśnienia w cylindrze w suwie pracy, parametrowi określającemu moment zapłonu.

Położenie punktu maksimum ciśnienia jest ściśle związane ze sprawnością silnika, ponieważ znacząco i płynnie zmienia krzywą rozprężania czynnika w komorze roboczej. Charakter krzywej rozprężania (rys.6.1) wraz z punktem maksimum ciśnienia związany jest z polem pracy dodatniej silnika. Należy jednak pamiętać, że o ile maksimum wartości ciśnienia ograniczone jest możliwościami technicznymi silnika, to jego położenie jest zmienne w czasie i zależne od lokalnych warunków pracy silnika.

Głównymi czynnikami ograniczającym zakres wartości kąta wyprzedzenia zapłonu są: właściwości paliwa (liczba oktanowa LO), maksymalizacja wartości średniego ciśnienia indykowanego (lub efektywnego) oraz parametry techniczne silnika (np. stopień sprężania, doładowanie silnika, itp.).

Rysunek 6.14 przedstawia schematycznie obszar możliwej zmiany wartości kąta wyprzedzenia zapłonu oraz jego wpływu na sprawność silnika. Niestety ekstremum sprawności osiąga się w strefie spalania detonacyjnego (stukowego). Ten sposób spalania jest niekontrolowany oraz cechuje go bardzo duża szybkość spalania dochodząca do 10 m/s. Zjawisko wpływa bardzo niekorzystnie na proces eksploatacji silnika, znacząco go skracając, ze względu na „duże skoki” ciśnienia i gwałtowne

zmiany sił oddziaływujących na układ tłokowo-korbowy. Dlatego, aby zmniejszyć prawdopodobieństwo wystąpienia spalania stukowego starsze wersje układów sterowania silnikiem nie posiadały w wyposażeniu czujnik spalania detonacyjnego (tzw. *Knock sensor*). Metodą technicznej realizacji tego zabezpieczenia było ustalenie szerokiego przedziału wartości kąta, pomiędzy wartością bazową silnika, a granicą wystąpienia spalania stukowego (rys.6.14). Skutkowało to jednak zmniejszeniem sprawności silnika.



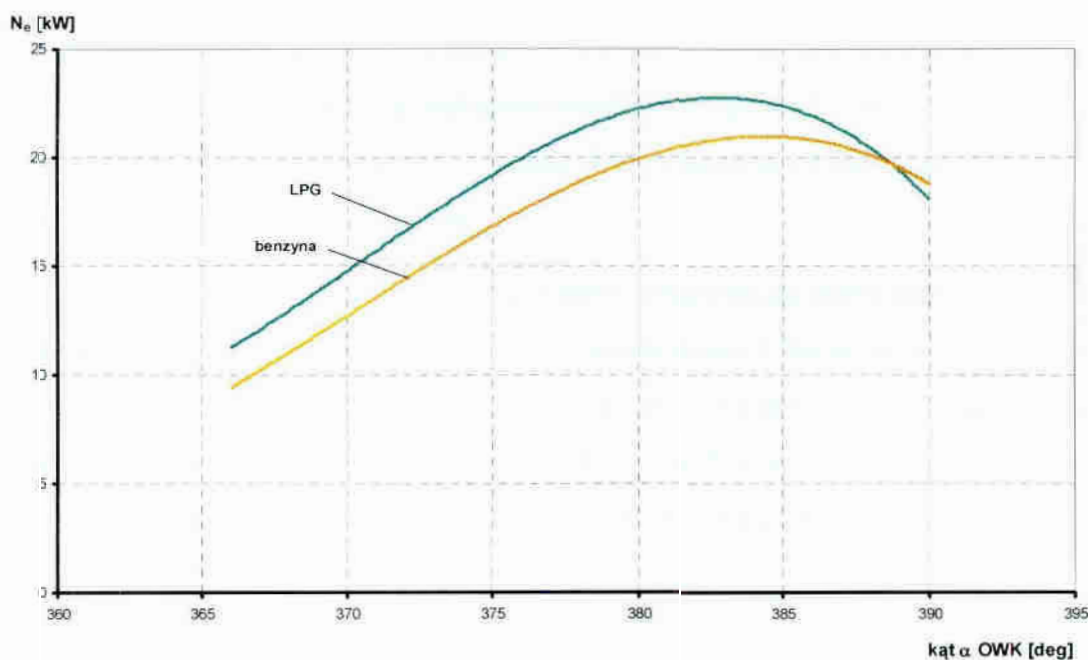
Rys. 6.14. Schemat wpływu kąta wyprzedzenia zapłonu na sprawność ogólną silnika ograniczoną możliwością wystąpienia spalania stukowego

Nowoczesne układy sterownia silnika ZI, wykorzystując czujnik spalania stukowego są w stanie tak dostosować wartość kąta wyprzedzenia zapłonu, aby nastąpił on tuż przed granicą spalania stukowego, co bezpośrednio przekłada się na wartości parametrów pracy silnika takich jak:

- moc,
- moment obrotowy,
- sprawność,
- zawartość składników spalin.

Regulację bieżącej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu we współczesnych układach sterowania realizuje się w czasie rzeczywistym za pomocą sterownika silnika (ECU lub modułu zapłonowego), w zależności od warunków chwilowych jego pracy. Regulacja ta odbywa się zawsze w ściśle ustalonym, indywidualnie dla danego typu silnika, zakresie wartości kąta wyprzedzenia zapłonu. Odnosi się to do wartości bazowej kąta wyprzedzenia zapłonu wprowadzonej do pamięci RAM sterownika. Jest ona ustalana na takim poziomie, aby uzyskać maksimum ciśnienia w zakresie $5\div 20^\circ$ obrotu wału korbowego po GMP, natomiast chwilowe zmiany wartości uzależnione są od warunków pracy silnika i są wynikiem poli-optymalizacji systemu sterowania danego silnika.

Położenie punktu ciśnienia maksymalnego względem kąta obrotu wału korbowego wpływa intensywnie na zmianę średniego ciśnienia użytecznego, które z kolei wpływa na pozostałe parametry mechaniczne silnika (moment obrotowy, moc). W niniejszym punkcie rozważono parametr wynikowy procesu, jakim jest sprawność i moc silnika wynikająca z zadanych warunków pracy. Parametry te są zależne, m.in. od wartości maksymalnej ciśnienia i jego położenia względem górnego martwego punktu (GMP). Na rysunku 6.15 przedstawiono charakterystykę mocy efektywnej poddanego analizie silnika.



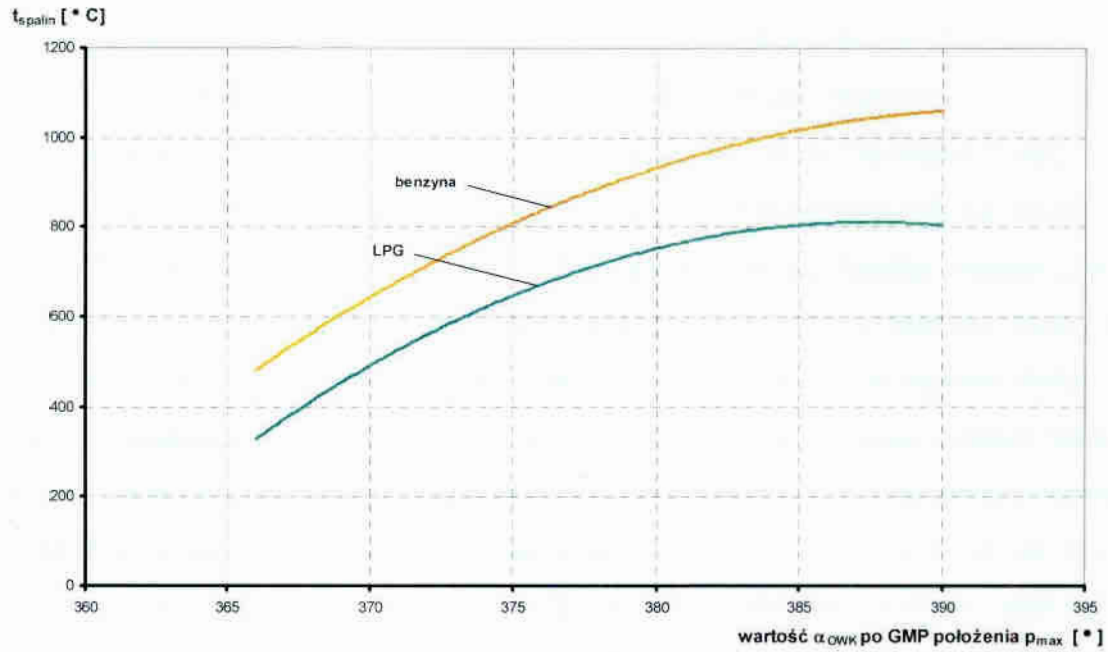
Rys. 6.15. Zależność mocy efektywnej od położenia maksimum ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego (α OWK) silnika dla: $n=2000$ obr/min, $G_e=1,8$ g/s, $\lambda=1,002$

Charakterystyka z rysunku 6.15 opisuje wpływ położenia maksimum ciśnienia względem GMP na zmianę wartości mocy, z wyraźnie zaznaczonym ekstremum mocy efektywnej. Ze względu na to, że wartości parametrów wejściowych modelu wprowadza się na podstawie wykonanego eksperymentu, wyniki modelowania dotyczą badanego typu silnika i w innym silniku mogą mieć one inne wartości.

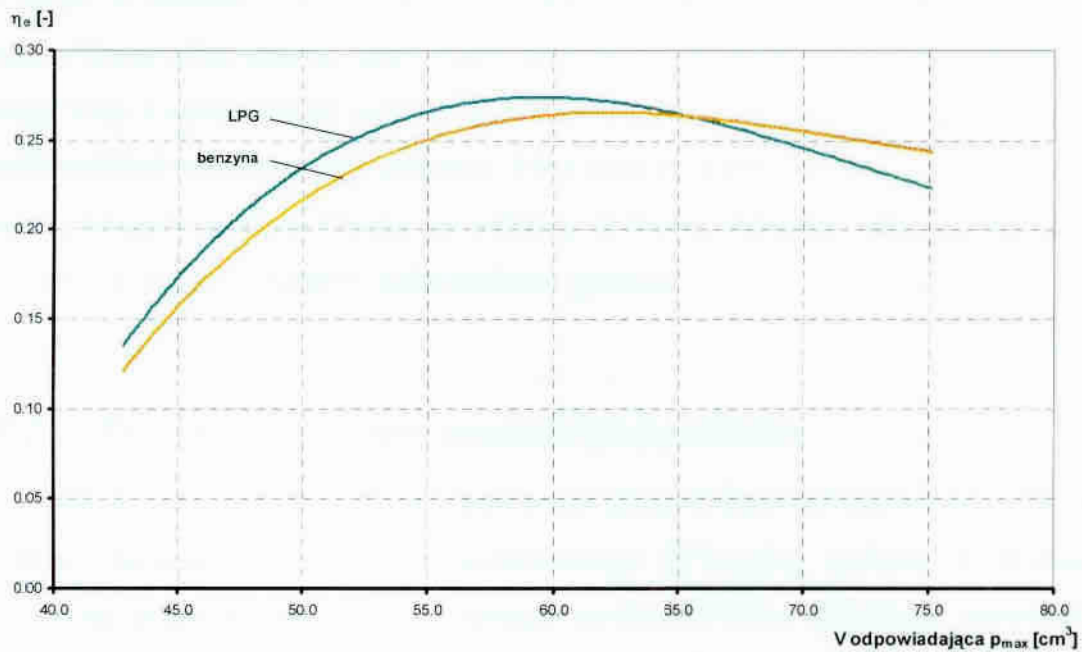
Maksimum mocy i zarazem sprawności silnika (rys.6.17), dla tak zadanych warunków pracy osiąga się w przypadku, gdy punkt maksimum ciśnienia w komorze spalania występuje w okolicy 382° OWK po GMP. W innych warunkach pracy silnika ten punkt może się przesuwać. Potwierdzone to zostało przez wykonane pomiary wartości ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego, gdzie wartości ekstremalne ciśnienia (p_{\max}) występowały dla $\alpha_{OWK}=(376\div 384)^\circ$ po GMP. Jeżeli ciśnienie maksymalne obiegu osiągnęte jest bliżej górnego martwego punktu (zapłon zbyt wczesny) to wartość ciśnienia znacznie się zmniejsza i powiększą się straty związane ze zwiększonymi oporami sprężania (rys.6.1). Jeżeli położenie maksimum ciśnienia przesunięte jest w stronę dolnego martwego punktu to wynikiem tego jest także spadek mocy (mniej intensywny). Wynika z tego, że dopalanie następuje w kolektorze wydechowym i uzyskana energia nie zostaje zamieniona w pracę techniczną, lecz tylko podnosi energię wewnętrzną spalin, co skutkuje podniesieniem ich temperatury (rys. 6.16).

Ważnym wnioskiem analizy jest to, że nieprawidłowo dobrany kąt wyprzedzenia zapłonu (położenie ciśnienia maksymalnego) może spowodować nawet dwukrotne zmniejszenie mocy i sprawności silnika. Stąd charakterystyka regulacyjna kąta wyprzedzenia zapłonu jest tak ważna.

Współczesne układy sterowania zapłonem uwzględniają różne parametry pracy silnika (np. prędkość obrotowa, obciążenie, temperatura). Charakterystyka kąta wyprzedzenia zapłonu jest z reguły charakterystyką powierzchniową (zależną od wielu parametrów stanu pracy np. ciśnienie w kolektorze dolotowym, prędkość obrotowa, masa wtryskiwanego paliwa) o bardzo skomplikowanym kształcie.



Rys. 6.16. Zależność temperatury końcowej spalin od położenia ciśnienia maksymalnego względem kąta obrotu wału korbowego silnika dla: $n=2000$ obr/min, $G_e=1,8$ g/s, $\lambda=1,002$



Rys. 6.17. Zależność sprawności energetycznej silnika od objętości przestrzeni roboczej V (dla ciśnienia maksymalnego) na dla: $n=2000$ obr/min, $G_e=1,8$ g/s, $\lambda=1,002$

Ze względu na charakter wpływu kąta wyprzedzenia zapłonu na sprawność silnika należy dążyć do tego, aby zapłon mieszanki paliwowo-powietrznej odbywał się

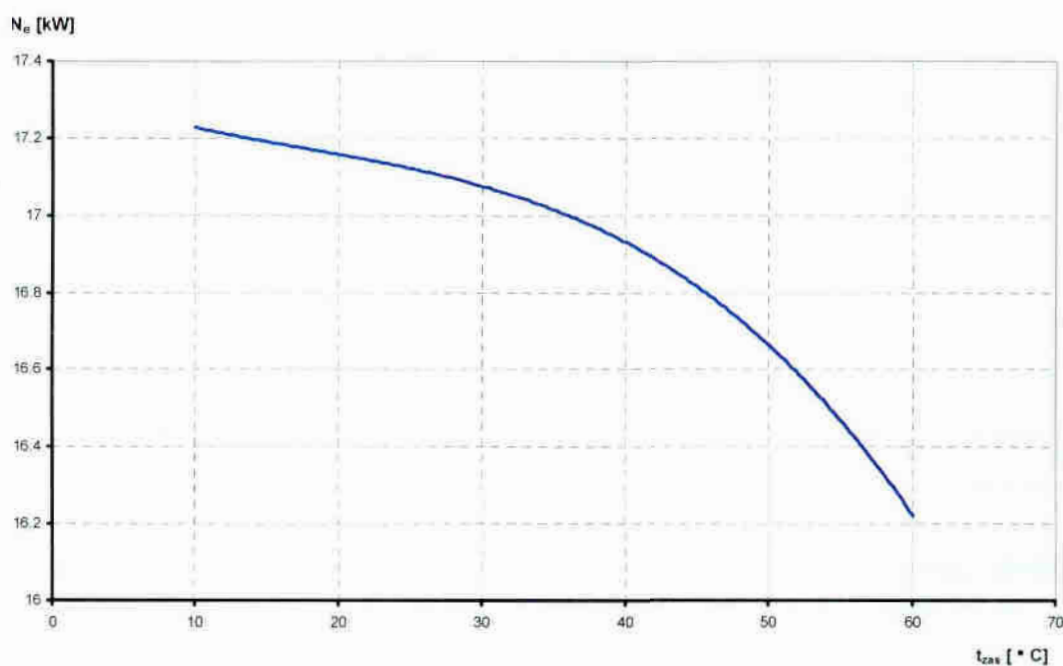
na granicy spalania detonacyjnego. Granica ta jest wyznaczona przez cechy konstrukcyjne silnika (np. stopień sprężania) i właściwości paliwa (liczba oktanowa). Ze względu na ograniczenia techniczne (wielowymiarowość problemu, założenia upraszczające itd.) obecnie funkcjonujące układy sterowania zapłonem oparte są głównie na badaniach eksperymentalnych silników przeprowadzanych na hamowniach silnikowych. Algorytmy te nie uwzględniają możliwości zmiany rodzaju paliwa, a jeżeli go realizują to tylko przez układ wykrywający spalanie stukowe. Reakcja układu jest tylko w stronę zmniejszenia wartości kąta wyprzedzenia zapłonu. Byłoby to pełni wystarczające, gdyby uwzględnić właściwości paliwa. Niestety, układy takie są opracowane dla konkretnego typu paliwa i silnika, co eliminuje ich zastosowanie w układach dwupaliwowych, w przypadku zastosowania paliw o odmiennych właściwościach (np. ze względu na liczbę oktanową). Utrzymywanie wartości kąta wyprzedzenia zapłonu na granicy spalania stukowego zwiększy sprawność silników tłokowych z zapłonem iskrowym i poprawi ekologiczne efekty procesu spalania.

Kąt wyprzedzenia zapłonu praktycznie nie wpływa na zmianę zawartości tlenu węgla w spalinach, lecz wpływa na zawartość węglowodorów i powstawanie tlenków azotu przez zmianę temperatury procesu spalania. Stężenie węglowodorów maleje wraz z opóźnianiem zapłonu do wartości granicznych, po czym gwałtownie rośnie wskutek niecałkowitego spalania. Silna wpływ na powstawanie tlenków azotu przez opóźnienie zapłonu obniża temperaturę spalania, skracając jednocześnie czas potrzebny do redukcji tlenków azotu podczas spalania.

6.9.3. Wpływ temperatury zasysanego powietrza

Temperatura powietrza zasysanego przez silnik o zapłonie iskrowym wpływa pośrednio na zmianę masy paliwa dostarczanego do komory spalania, wyliczoną najczęściej na podstawie masy zasysanego powietrza. Masa powietrza sterownik silnika określa w oparciu o wartość temperatury powietrza, natężenia przepływu objętościowego lub bezpośrednio masowego. Prócz tego, temperatura powietrza także przyczynia się do stymulacji temperatury podczas spalania w zależności wprost-proporcjonalnej. Wzrost temperatury powietrza przyczynia się do powstawania zjawiska spalania detonacyjnego i w znacznym stopniu wpływa na moc i sprawność efektywną silnika.

Rysunek 6.18 przedstawia charakterystykę mocy badanego silnika, zasilanego LPG w funkcji zmiany temperatury powietrza zasysanego. W przypadku modelowania pracy silnika dla zadanych warunków, zmiana temperatury powietrza o 50 °C powoduje spadek mocy o około 1000 W, przy czym zależność ta, nie jest liniowa. Najmniejszy wpływ na zmianę mocy obserwujemy się w zakresie do 40 C, po czym wpływ zmiany temperatury na moc jest bardziej intensywny.

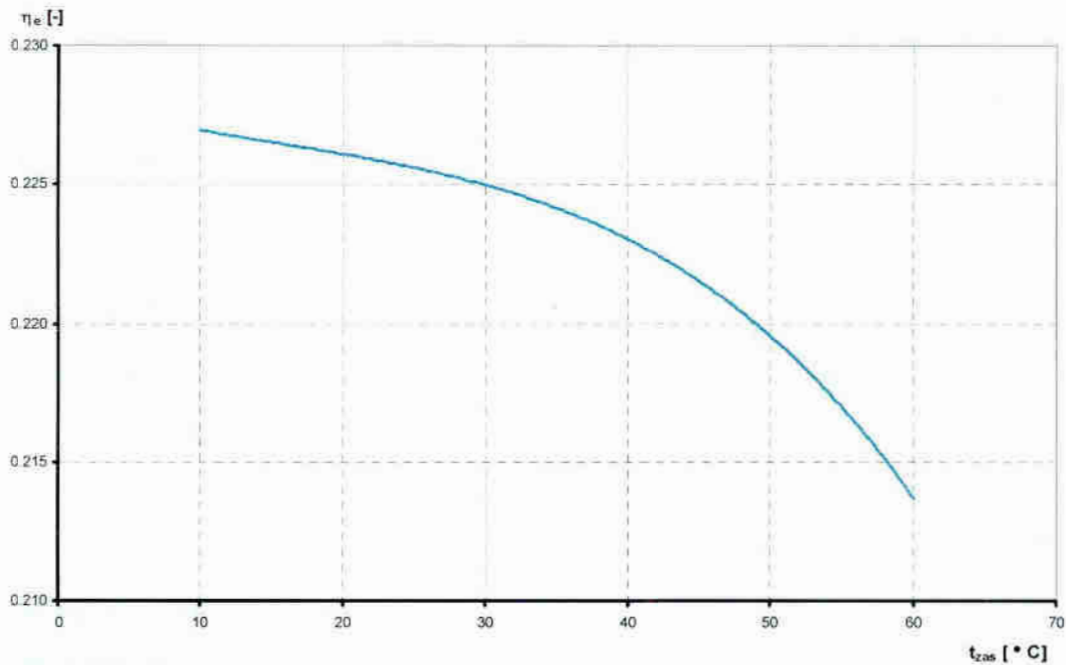


Rys. 6.18. Zależność mocy od temperatury powietrza zasysanego przez silnik zasilany LPG dla $n=2000$ obr/min, $G_e=1,65$ g/s, $\lambda=1,002$

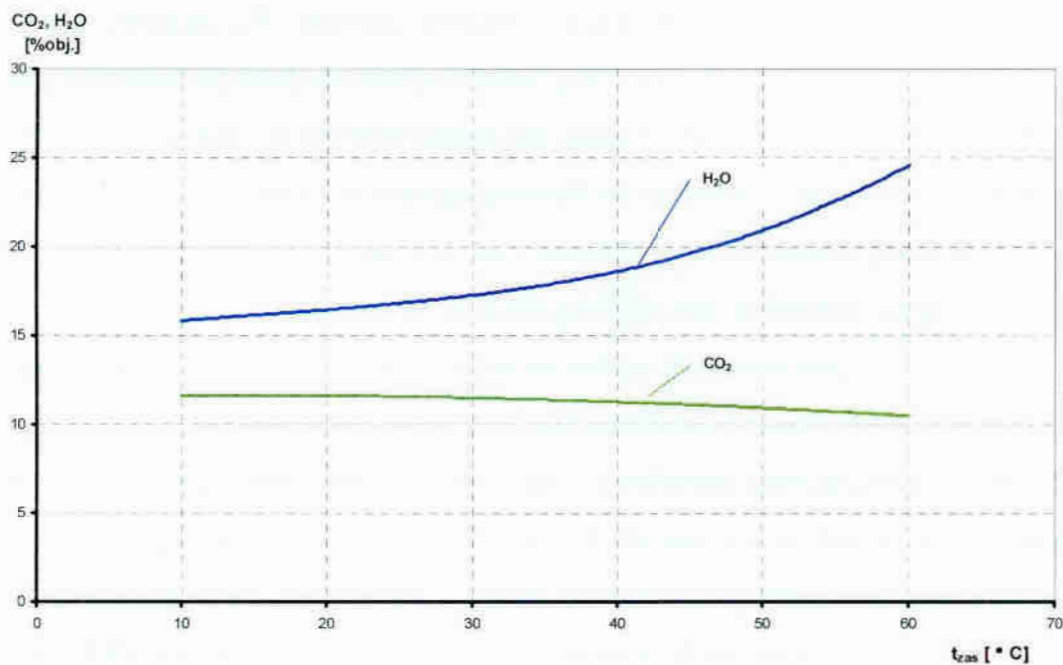
Wpływ zmiany temperatury powietrza zasysanego na sprawność efektywną silnika przedstawiono na rysunku 6.19. W przypadku wzrostu temperatury powietrza zmniejsza się masa w objętości powietrza dostarczanego do silnika, w związku z tym, zmniejsza się ilość energii chemicznej mieszanki paliwowo-powietrznej jaka zostanie zamieniona na energię cieplną, a ta z kolei na energię mechaniczną. W przypadku współczesnych układów sterowania parametr ten zostanie automatycznie skorygowany i mniejsza masa paliwa zostanie dostarczona do komory spalania silnika.

Rozpatrywany model teoretyczny zakłada, że masa paliwa nie będzie parametrem zmiennym, natomiast masa powietrza będzie funkcją temperatury i założonego współczynnika nadmiaru powietrza. Dla przyjętego współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda > 1$ w rozpatrywanym zakresie nie wystąpi tlenek węgla (wynika z założeń mo-

delowych) oraz węglowodory (brak podmodelu powstawania węglowodorów). O takim zachowaniu się tych parametrów można wnioskować na podstawie rysunku 6.20.



Rys. 6.19. Zależność sprawności efektywnej od temperatury zasysanego powietrza silnika zasilanego LPG dla $n=2000$ obr/min, $G_e=1,65$ g/s, $\lambda=1,002$



Rys. 6.20. Zależność udziału objętościowego dwutlenku węgla i pary wodnej w spalinach od temperatury zasysanego powietrza silnika zasilanego LPG dla $n=2000$ obr/min, $G_e=1,65$ g/s, $\lambda=1,002$

Przedstawiona na rysunku 6.20 zależność zmiany zawartości dwutlenku węgla i pary wodnej w spalinach silnika zasilanego LPG od temperatury powietrza zasysanego potwierdza wniosek o zmniejszeniu ilości ekspandowanej energii chemicznej mieszanki paliwo-powietrznej. Pamiętając o prostej zależności pomiędzy zmianą ilości tlenu i dwutlenku węgla w spalinach można jednoznacznie stwierdzić, że spadek mocy i zarazem sprawności silnika jest spalaniem niecałkowite i niezupełne paliwa zawartego w komorze spalania.

6.9.4. Wnioski

Podsumowując przeprowadzoną analizę wpływu wybranych parametrów zasilania można przedstawić następujące wnioski:

- temperatura spalania w silniku zasilanym LPG jest wyższa (ok. 150 °C) niż w silniku zasilanym benzyną, przy czym znaczny wpływ na kształtowanie tej wartości ma kąt wyprzedzenia zapłonu,
- parametry użytkowe silnika (moc, moment obrotowy) zasilanego wtryskowo cieplem LPG mogą być wyższe niż dla benzyny w przypadku uwzględnienia właściwości LPG w algorytmie sterowania (przede wszystkim zapłonem) (do 5%),
- wtrysk ciepłego LPG znacznie poprawia sprawność napełniania silnika, co skutkuje wzrostem sprawności energetycznej (przyrost o 6%),
- odpowiedni dobór parametrów takich jak masa paliwa, kąt wyprzedzenia zapłonu i temperatura powietrza zasysanego pozwoli na maksymalizację mocy i sprawności silnika, zarówno dla ustalonych jak i nieustalonych warunków pracy silnika,
- silnik zasilany wtryskowo ciepłym LPG pozwala nie zwiększyć objętościowego zużycia paliwa, co ma znaczący wpływ na walory ekonomiczne,
- algorytm sterowania powinien uwzględniać chwilowe warunki pracy silnika i być wynikiem kompromisu między „dynamiką”, a walorami ekologicznymi silnika,
- charakter wpływu parametrów zasilania, takich jak kąt wyprzedzenia zapłonu, współczynnik stechiometrii i temperatura powietrza zasysanego dla zasilania benzyną i LPG jest podobny, większą czułość obserwuje się dla zasilania LPG,
- uzupełnienie układu sterowania w algorytm korekty rodzaju paliwa oraz regulowane fazy napełniania (regulacja faz rozrządu) i tor detekcji spalania stukowego pozwoli w pełni wykorzystać oba paliwa jako źródła energii,

- silnik zasilany LPG cechuje się niższą emisją tlenku i dwutlenku węgla, co potęguje jego walory ekologiczne (CO do 10%, CO₂ do 20% mniej niż silnik zasilany benzyną),
- występuje możliwość pełnego wykorzystania sterownika benzynowego jako elementu sterującego układem zasilania LPG, odpowiednio modyfikując wartości bazowe i współczynniki korekcji wartości parametrów zasilania i sterowania silnika.

6.10. Kryteria adaptacji

Z względu na coraz większe zainteresowanie alternatywnymi układami zasilania silników spalinowych podjęto problem, związany z określeniem zakresu zastosowania LPG i jego wpływu na zachowanie układu zasilania i sterowania silnikiem.

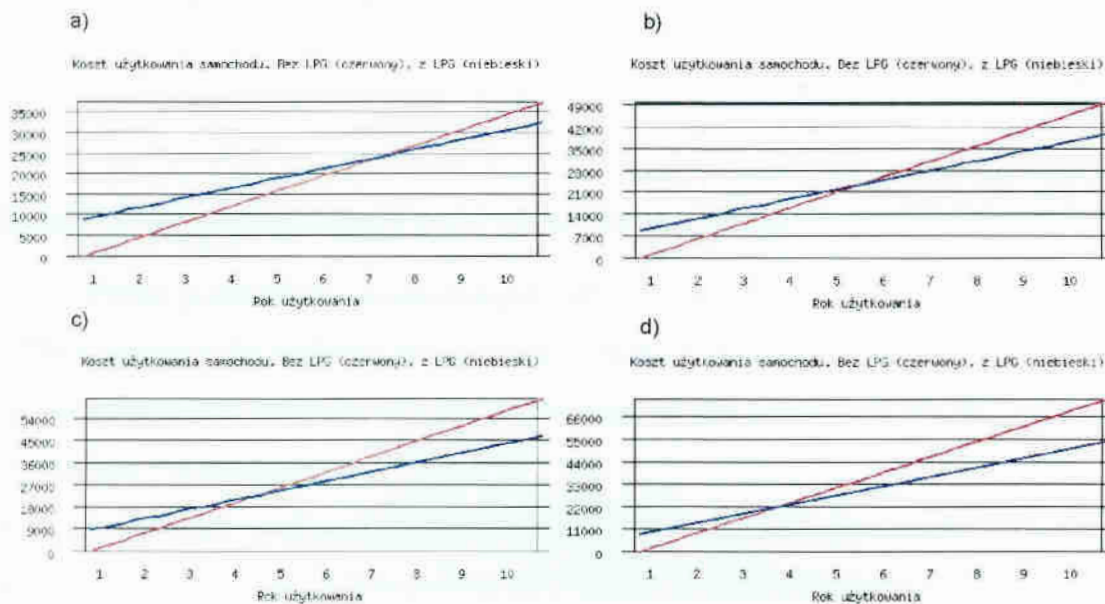
Pierwszym kryterium związanym z adaptacją silnika do zasilania LPG jest *poziom technologiczny i wymagania eksploatacyjne* bazowego układu zasilania (benzynowego). Im układ jest lepiej dopasowany (precyzyjna regulacja dawki paliwa, nadzorowanie zapłonem, wyposażenie w system OBD), tym adaptowany układ zasilania LPG musi spełniać takie wymagania, jakie spełnia układ bazowy lub wyższe. Decyduje to o tym, jakiej generacji układ zasilania LPG można adoptować. Obecnie układy zasilania i sterowania pracą silnika determinują systemy zasilania wtryskowego LPG, ponieważ tylko one, są w stanie spełnić rygorystyczne normy emisji spalin i jednocześnie zachować właściwości dynamiczne jednostki napędowej. To pierwsze kryterium przekłada się na wymiar ekonomiczny adaptacji silnika związany z kosztem instalacji i jej montażem. Pozostałe kryteria można przedstawić następująco:

- *przewidywany okres eksploatacji i przebieg pojazdu w tym okresie,*
- *koszty zużytego paliwa LPG i benzyny związane z okresem eksploatacji,*
- *tendencje zmian cen paliw na światowych rynkach,*
- *koszty związane z obsługą pojazdu w okresie eksploatacji (koszty przeglądów i badań okresowych, materiały eksploatacyjne, itp.),*
- *sposób eksploatacji pojazdu (ilość rozruchów silnika przypadający na 100 km, ruch miejski, mieszany, długie odcinki),*
- *niedogodność związana z zapotrzebowaniem miejsca na zabudowanie zbiornika LPG w pojeździe (wybór rodzaju zbiornika – np. toroidalny, walcowy),*

- *miejsce przechowywania pojazdu (garaż podziemny, parking na powietrzu).*

Czynniki te powinny pomóc w decyzji, czy można adaptację poczynić, a jeżeli tak to jaką instalację należy wybrać, aby okres zwrotu inwestycji była jak najkrótszy i dalsze eksploatacja najbardziej efektywna.

Na rysunku 6.21 przedstawiono schemat zwrotu kosztów adaptacji silnika do zasilania gazem LPG w stanie ciekłym (przy założonym koszcie inwestycji na poziomie 9000 PLN) wyliczony na podstawie kalkulatora kosztów zamieszczonego na stronie www.moto-oferty.pl. Założono także najbardziej niekorzystny wariant zużycia objętościowego paliwa. Ze względu na możliwość nieprecyzyjnej kalibracji układu zasilania gazem zwiększono objętościowe zużycie tego paliwa na poziomie $10\div 15\%$ w stosunku do zużycia benzyny.



Rys. 6.21 Schemat zwrotu adaptacji samochodu osobowego przy średnim spalaniu benzyny/LPG: w mieście 7/8 l/100km, w trasie 5,5/6,5 l/100km
 a-przebieg 15000 km/rok, b-przebieg 20000 km/rok,
 c-przebieg 25000 km/rok, d-przebieg 30000 km/rok

W przedstawionym kryterium ekonomicznym uwzględniono zwiększone koszty przeglądów i badań technicznych oraz kosztów materiałów eksploatacyjnych i koszty ubezpieczenia. Założono także, że iloraz długości drogi pokonywanej w ruchu miejski i pozamiejskim wynosi 1. Jak wynika z przedstawionych wykresów na rysunku 6.21 najważniejszym czynnikiem jest roczny przebieg i okres eksploatacji pojazdu do czasu jego zbycia. Inna tendencja jest w przypadku uwzględnienia zużycia ben-

zyny i LPG. Im wyższe zużycie benzyny i większy roczny przebieg pojazdu, tym okres zwrotu jest krótszy. Nie mniej optymalnym okresem eksploatacji pojazdu adaptowanego do zasilania LPG w fazie ciekłej to okres 48 miesięcy i średni pokonany dystans rzędu 25-30 tys. km/rok. Pozwoli on na zwrot inwestycji i osiągnięcie zysku ekonomicznego. Okres ten można znacząco skrócić przez zmniejszenie kosztów adaptacji do zasilania wtryskowego ciekłym LPG lub zastosowanie nieco „gorszej” instalacji zasilania wtryskowego LPG w stanie lotnym.

Kolejnym kryterium po wyborze rodzaju instalacji zasilania LPG jest wybór elementów składowych systemu i ich rozmieszczenie w pojeździe. Parametry te związane są z konkretnym pojazdem i muszą być dostosowane do jego wymagań z uwzględnieniem wymagań technicznych (budowa strukturalna systemu) i eksploatacyjnych użytkownika (podatność eksploatacyjna, rodzaj i wielkość zbiornika LPG).

6.11. Zakres wspólnych cech układów zasilania

Wśród podobieństw strukturalnych układu zasilania wtryskowego fazą ciekłą LPG w stosunku do zasilania benzynowego można wyróżnić:

- budowę układu zasilania w paliwo (zbiornik, zespół pompy paliwa, regulator ciśnienia, wtryskiwacz),
- układ sterujący nadzorujący pracę silnika (funkcja, sposób działania),
- algorytm sterowania dawką paliwa LPG oparty na dawce benzyny,
- podobny charakter zmian właściwości użytkowych silnika pod wpływem zmian wartości parametrów zasilania.

Obszar właściwości wspólnych układów zasilania pozwolił na postawienie tezy, związanej z wyznaczeniem granic zakresu wspólnych parametrów układów zasilania benzyną i LPG. Na podstawie wyznaczonego zakresu można by napisać algorytm sterowania, który będzie uwzględniał rodzaj paliwa zasilającego silnik. Dzięki temu można będzie w sposób najbardziej optymalny użytkować silnik zachowując minimum jednostkowego zużycia paliwa oraz znacznie ograniczyć emisję gazów spalinowych do atmosfery, zachowując jednocześnie wartości parametrów dynamicznych silnika (moc, moment, zdolność do przyspieszeń, elastyczność).

Ze względu na to, że podczas adaptacji silnika do zasilania LPG w stanie ciekłym, ingerencja w elementy strukturalne powinna być jak najmniejsza, należy maksymalnie wykorzystać elementy bazowego układu zasilania i sterowania silnikiem. Nie wykonuje się także zmian w charakterystyce mechanicznej silnika (np. różny stopień sprężania, różne fazy napełniania i opróżniania cylindrów). Dla tak przyjętych założeń parametrami, które znacząco wpływają na wartości parametrów użytkowych (moc, moment obrotowy) i poziom emisji gazów spalinowych są:

- kąt wyprzedzenia zapłonu α_z ,
- współczynnik nadmiaru powietrza λ .

Ich wpływ na zmianę wartości parametrów pracy silnika i poziom emisji przedstawiono w rozdziale 6.9 niniejszej pracy. Analiza numeryczna wpływu zmiany wartości tych parametrów została potwierdzona przez wyniki badań eksperymentalnych. Obserwowane różnice we wpływie zmian wartości tych parametrów zasilania na parametry pracy silnika mają podobny charakter, lecz różnica istnieje w wartościach tych parametrów w warunkach zachowania podobnego poziomu emisji spalin, czy wartości parametrów mechanicznych silnika. Różnica ta wynika w różnych właściwości obu analizowanych paliw, ponieważ metoda zasilania silnika jest taka sama.

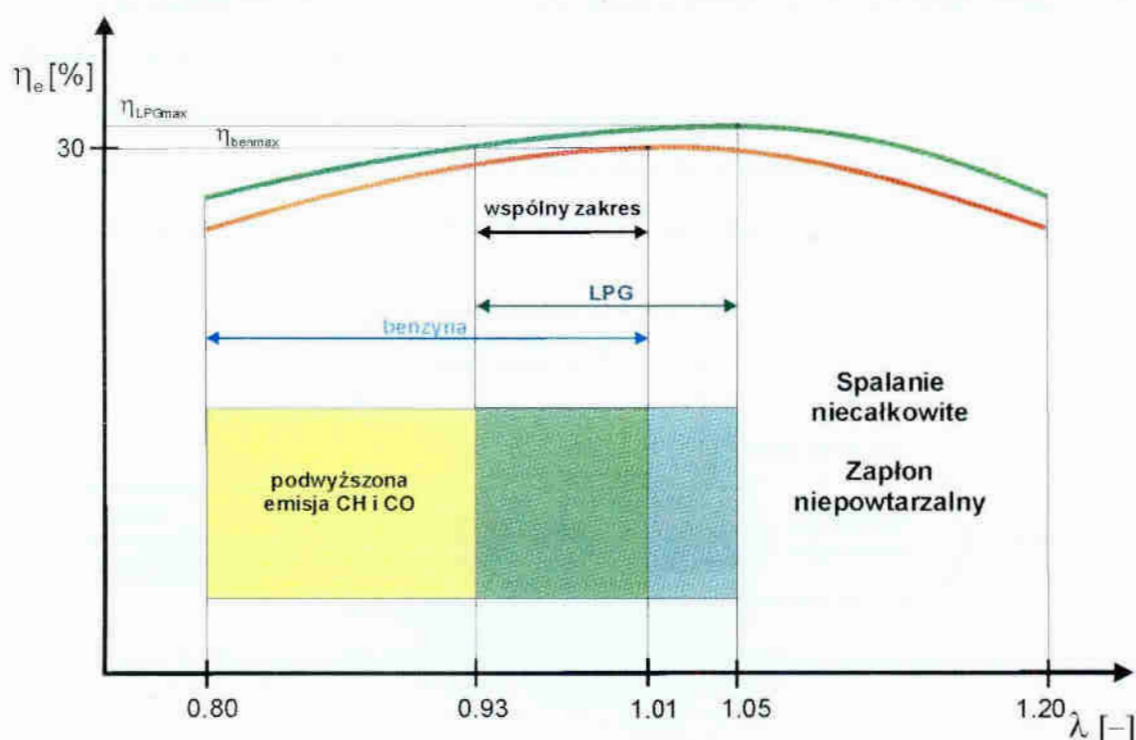
Mając na uwadze te dwa parametry postawiono problem zdefiniowania zakresu ich wartości wspólnych.

6.11.1. Wspólny zakres wartości współczynnika nadmiaru powietrza lambda

Zróznicowanie wpływu zmiany wartości współczynnika nadmiaru powietrza na parametry pracy silnika (moc, moment obrotowy, sprawność, poziom emisji) wynika z różnego składu frakcyjnego obu analizowanych paliw. Parametry te związane są z masą spalonego paliwa oraz z uzyskaną dzięki temu energią. Energia ta, jest także miarą pośrednią ilościowo-jakościową przebiegu procesu spalania.

Związek pomiędzy współczynnikiem nadmiaru powietrza, a przebiegiem i wynikiem procesu spalania jest niepodważalny. Właśnie od zapotrzebowania tlenu warunkowany jest przebieg reakcji spalania paliwa. Ma to największy wpływ na wartość uwolnionej energii chemicznej paliwa. Uproszczając, można powiedzieć, że poziom emisji spalin jest związany z przebiegiem procesu spalania i masą zużytego

paliwa, natomiast parametry mechaniczne zależą od ilości wydzielonej energii chemicznej paliwa oraz sprawności jej przetworzenia na energię mechaniczną na wale korbowym silnika. Na rysunku 6.22 przedstawiono zakres rejestrowanych wartości współczynnika nadmiaru powietrza podczas wyznaczania charakterystyk prędkościowych silnika zasilanego wtryskowo benzyną i LPG w fazie ciekłej. Wynika z niego, że występuje zakres wartości wspólnych współczynnika nadmiaru powietrza dla różnych systemów zasilania. W przypadku zasilania LPG zakres ten odpowiada maksymalnej mocy silnika, natomiast dla zasilania benzynowego reprezentuje on zakres maksymalnych sprawności energetycznych uzyskiwanych przez silnik.



Rys. 6.22. Wpływ współczynnika nadmiaru powietrza λ na sprawność energetyczną silnika zasilanego benzyną i LPG oraz wyznaczony zakres wartości wspólnych

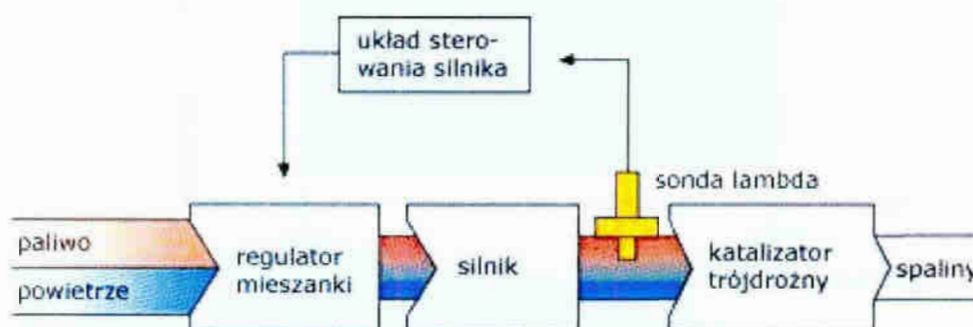
Uznanie wspólnego zakresu wartości współczynnika nadmiaru powietrza lambda za zakres najbardziej korzystny dla obu metod zasilania silnika jest uwarunkowane spełnianiem kryteriów oceny (ciśnienie efektywne, poziom emisji spalin, jednostkowe zużycie paliwa, sprawności energetycznej). Z teoretycznego punktu widzenia korzystnym byłoby uwzględnienie sumarycznego zakresu wartości współczynnika lambda jako obszaru poszerzonego. W eksploatacji konieczne jest, określenie zależności między rodzajem paliwa zasilającego oraz zakresu wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ . Inne jest jednak, teoretyczne zapotrzebowanie po-

wietrza dla składu stechiometrycznego (Air-Fuel-Ratio *AFR*) dla obu tych paliw. Dla LPG wynosi około $15,5:1$, natomiast dla benzyny około $14,7:1$.

W rozpatrywanym przypadku kryterium oceny zakresu wartości wspólnych można przedstawić jako uzyskanie:

- maksimum właściwości dynamicznych silnika z pogorszoną sprawnością i powiększonym poziomem emisji spalin,
- maksimum sprawności i zmniejszeniem właściwości dynamicznych silnika z podniesieniem sprawności i zmniejszeniem poziomu emisji spalin.

Tak określone kryterium pozwoli na wyznaczenie zakresu wartości wspólnych współczynnika nadmiaru powietrza λ jako zakresu wartości najbardziej korzystnych. Zakres ten pokrywa się w całym przedziale zmian tego parametru dla obu paliw. Jest to wynikiem określenia parametru λ . Parametry ten określany jest przez układ sterowania silnikiem na podstawie zawartości tlenu w spalinach (rys. 6.23).

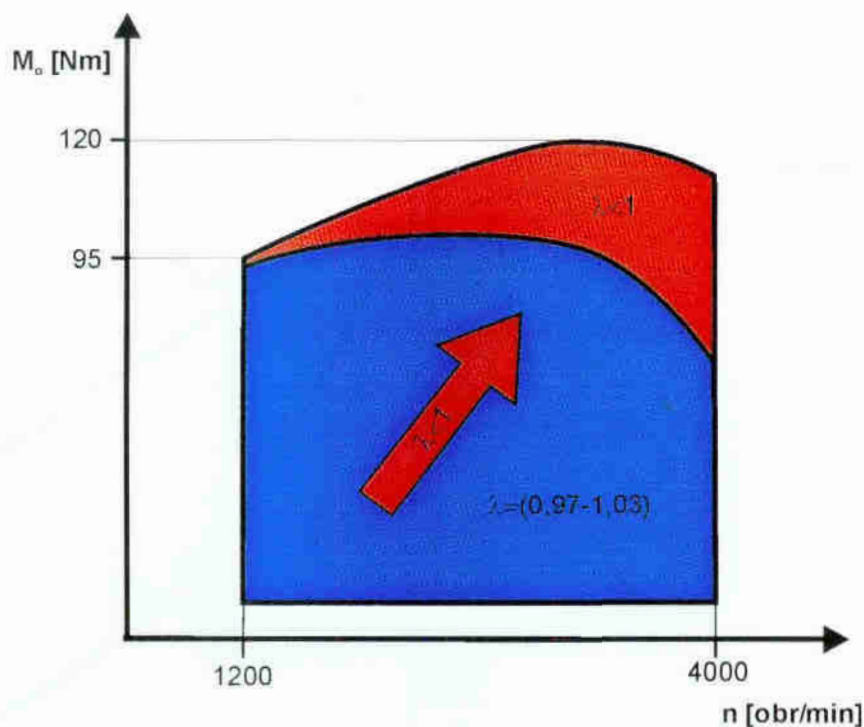


Rys 6.23 Schemat układu sterowania silnika ze sprzężeniem zwrotnym lambda

Sonda lambda (właściwie czujnik tlenu - *oxygen sensor*) służy do porównania zawartości pozostałego w spalinach tlenu w stosunku do jego ilości w powietrzu. Natomiast jego zawartość w spalinach służy do określenia składu mieszanki paliwo-powietrznej jako bogatej, normalnej (stechiometrycznej) lub ubogiej.

W praktyce układy sterowania w zakresie wolnych obrotów oraz średnich i niskich obciążeniach silnika sterują składem mieszanki na poziomie około-stechiometryczny, to znaczy, takim który będzie oscylował wokół składu stechiometrycznego w możliwie małym zakresie wartości ($\lambda=1\pm 0,03$). Pozostałość tlenu w spalinach jest parametrem uniwersalnym dla obu rozważanych paliw.

Na rysunku 6.24 przedstawiono schematycznie algorytm sterowania składem mieszanki paliwowo-powietrznej silnika ZI zasilanego wtryskowo z układem regulacji lambda oraz wyposażonego w reaktor katalityczny. W warunkach ustalonego zakresu niskich i średnich obciążeń silnika sterownik silnika ma za zadanie utrzymać skład około-stechiometryczny, który wynika z warunków optymalizacji minimum emisji spalin oraz sprawności reaktora katalitycznego (rys. 6.25).



Rys. 6.24. Ilustracja pracy układu sterowania mieszanką w różnych warunkach pracy silnika ZI zasilanego wtryskowo (bez uwzględnienia biegu jałowego)

Warunki nieustalone pracy silnika w obszarze regulacji lambda zawsze będą generować wzbogacenie lub zubożenie mieszanki w zależności od tendencji zmian obciążenia silnika. Tak wyrażony zakres optymalnej pracy reaktora (katalizatora) związany jest ze sprawnością jego pracy określaną na podstawie współczynnika konwersji katalizatora W_k :

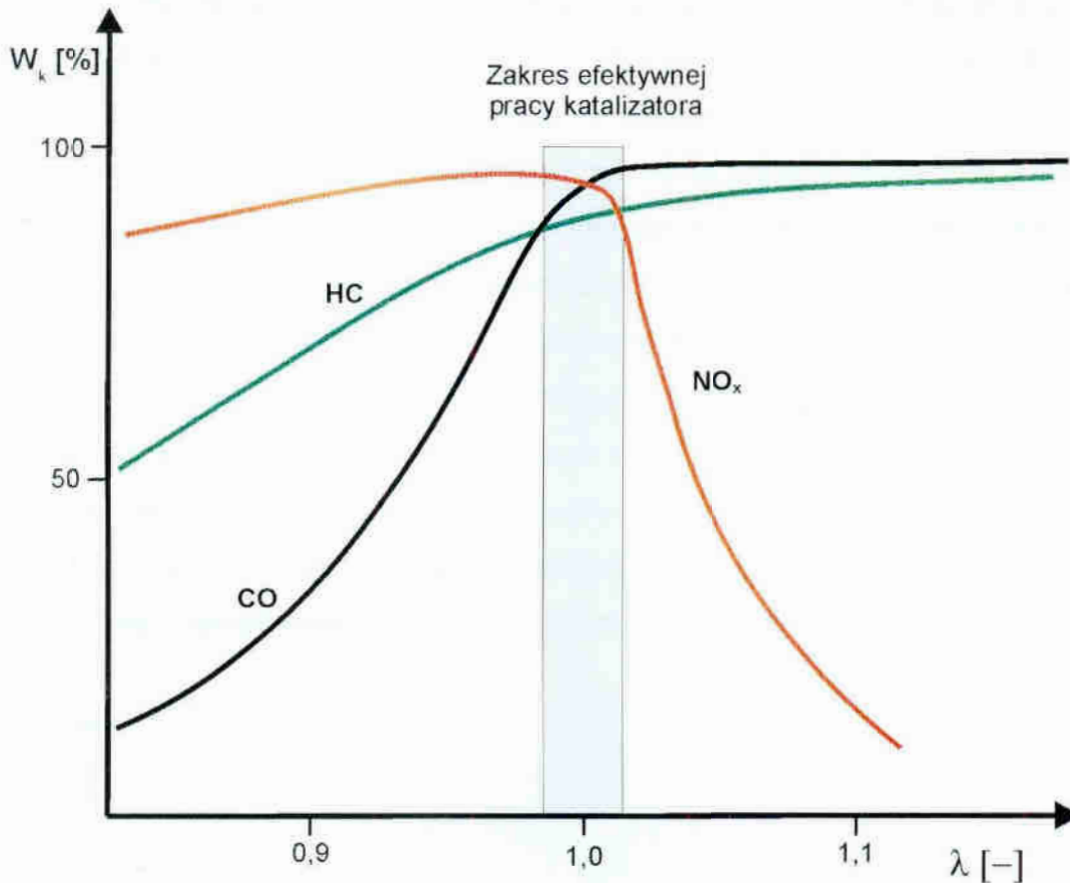
$$W_k = \frac{ZST_{PK} - ZST_{ZK}}{ZST_{PK}} \cdot 100\%, \quad (6.60)$$

gdzie:

ZST_{PK} – oznacza zawartość substancji toksycznej przed katalizatorem,

ZST_{ZK} - oznacza zawartość substancji toksycznej za katalizatorem.

Ze względu na emisję spalin oraz zdolności reaktora katalitycznego korzystnym jest utrzymanie zakresu regulacji mieszanki paliwowo-powietrznej na poziomie $\lambda=1\pm 0,02$. Rzeczywisty zakres regulacji obejmuje zakres optimum wartości współczynnika konwersji. Współczynnik nadmiaru powietrza stanowi parametr uniwersalny dla obu analizowanych paliw. Na podstawie jego wartości można dokonywać korekt chwilowego składu mieszanki paliwowo-powietrznej.



Rys. 6.25 Zależność wartości współczynnika konwersji katalizatora od wartości współczynnika nadmiaru powietrza

6.11.2. Zakres wartości wspólnych kąta wyprzedzenia zapłonu

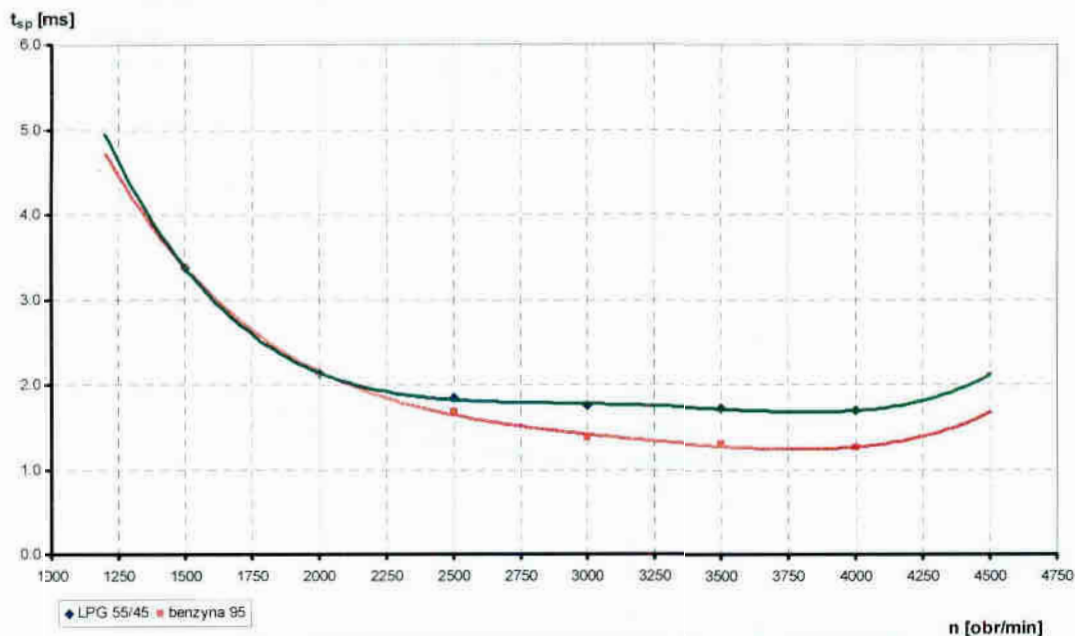
Wartość kąta wyprzedzenia zapłonu ma największy wpływ na wartość parametrów mechanicznych silnika (moc, moment obrotowy) uzyskiwanych w zadanych warunkach pracy. Jego wpływ na kształtowanie tych parametrów oraz na poziom emisji spalin wykazano w rozdziale 6.9.2.

Wartość kąta wyprzedzenia zapłonu związana jest z:

- temperaturą pracy silnika (otoczenie, stan termiczny silnika),
- prędkością obrotowej,

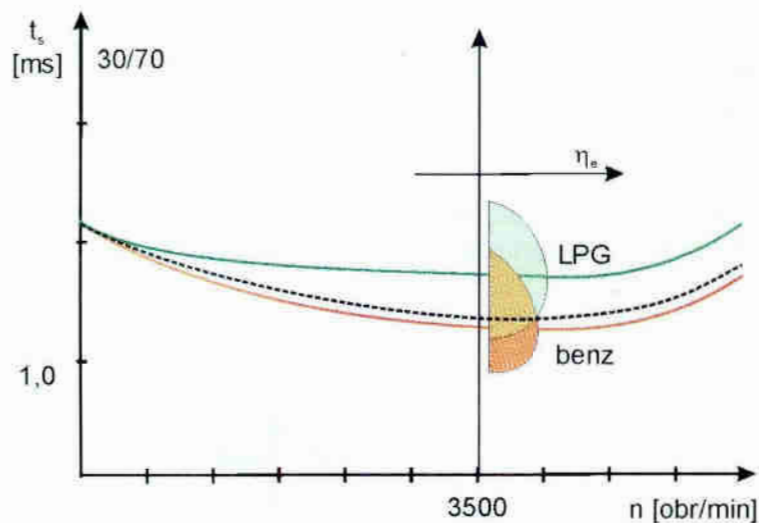
- katami fazowymi napełniania cylindra,
- rodzajem paliwa,
- wartością stopnia sprężania silnika,
- ciśnieniem doładowania,
- stopniem zawirowania ładunku w komorze spalania.

Zakładając, że warunki pracy silnika zasilanego LPG i benzyną są podobne, pozostaje zwrócić uwagę na rodzaj paliwa, (dokładniej na jego właściwości) możliwe do wykorzystania. Właściwością paliwa mającą największy wpływ na wartość kąta wyprzedzenia zapłonu jest odporność paliwa na spalania stukowe określane za pomocą liczby oktanowej badawczej lub motorycznej. Zbyt duża wartość kąta wyprzedzenia zapłonu spowoduje pojawienie się ciśnienia nad denkiem tłoka jeszcze w fazie sprężania, co przełoży się na zwiększenie pola pracy ujemnej i zmniejszenie sprawności silnika oraz jego parametrów mechanicznych. Prócz tego wartość kąta powinna być związana z czasem potrzebnym na spalanie paliwa, a to wiąże się prędkością przemieszczania się płomienia spalania i wartością współczynnika nadmiaru powietrza. Na rysunku 6.26 przedstawiono czas spalania mieszanki gazowo-powietrznej i benzynowo-powietrznej w zależności od prędkości obrotowej silnika.

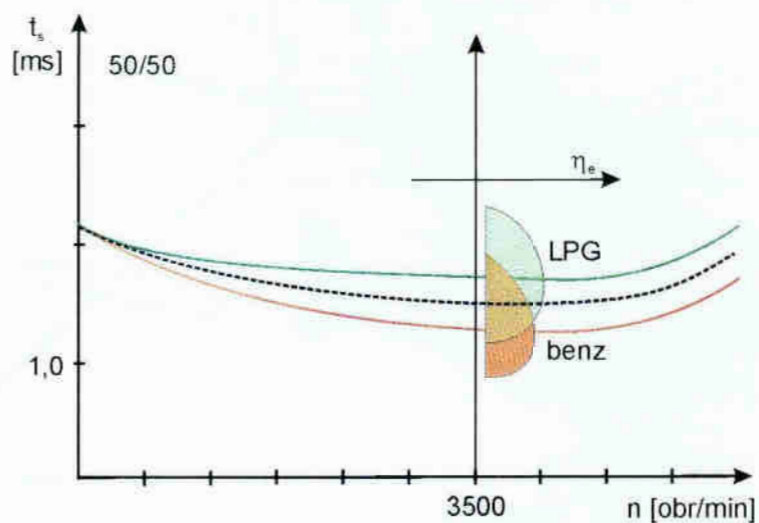


Rys. 6.26. Zależność czasu spalania od prędkości obrotowej silnika zasilanego benzyną oraz mieszanką propan-butan o składzie 55/45

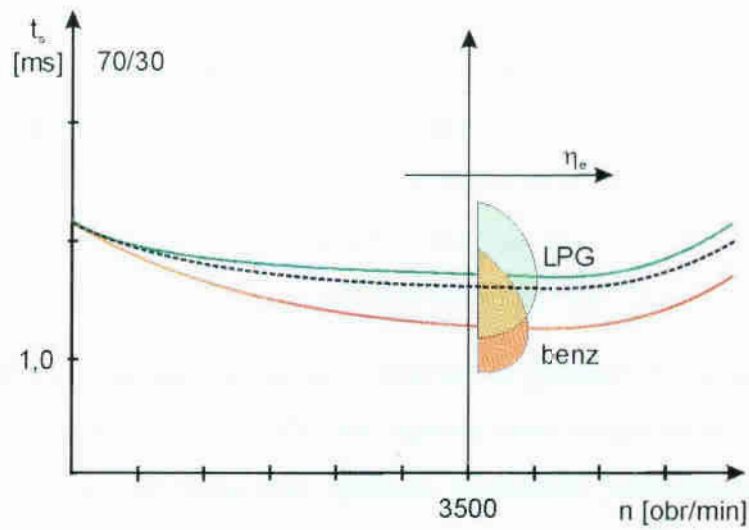
Czas spalania wpływa także na położenie maksimum ciśnienia w komorze spalania względem GMP, co przekłada się na wartość parametrów użytkowych silnika. Ze względu na właściwości rozpatrywanych paliw, należy tak dobierać wartości kąta wyprzedzenia zapłonu i tak sterować mieszanką paliwowo-powietrzną, aby uzyskać najlepsze efekty pod względem chwilowych warunków pracy silnika i czasu zasilania danym paliwem podczas eksploatacji pojazdu. Do analizy przyjęto udział zasilania silnika w cyklu mieszanym w proporcjach 30/70, 50/50 i 70/30 przedstawione na rysunkach 6.27÷6.30.



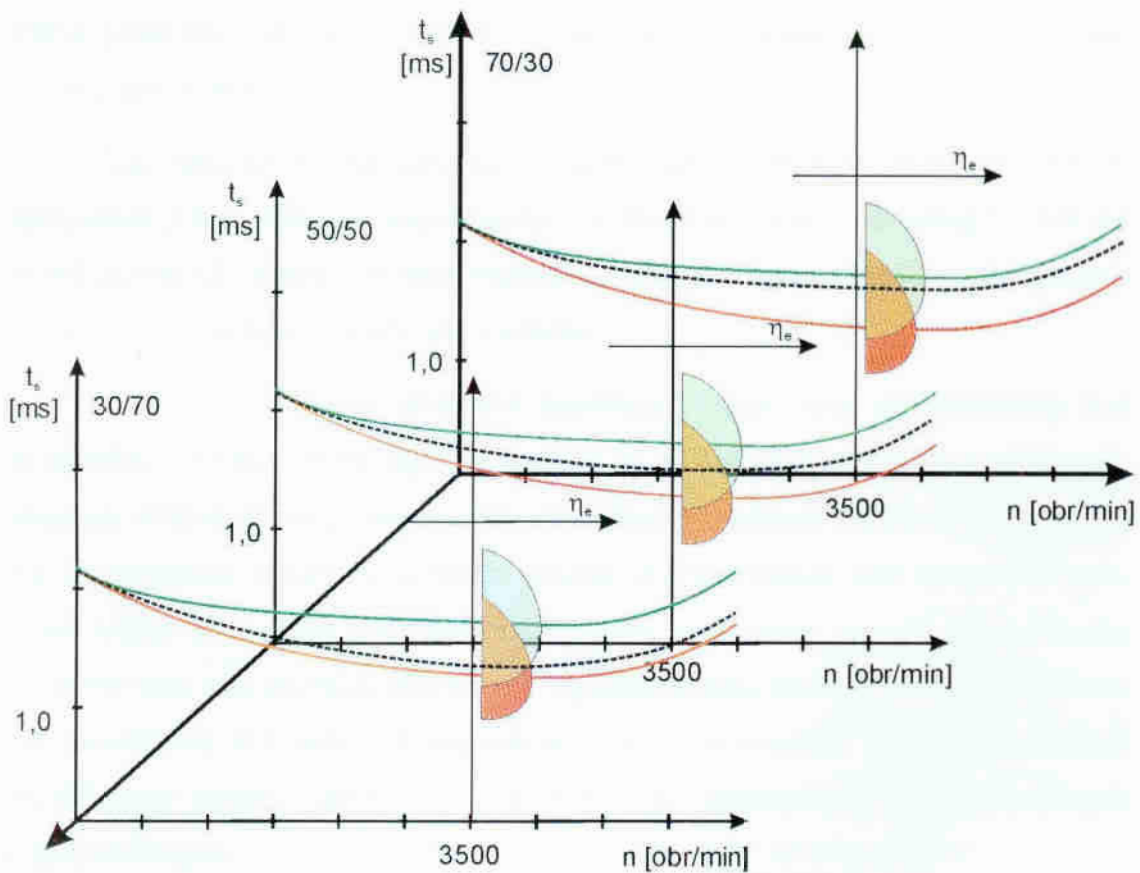
Rys. 6.27. Schemat do analizy związku czasu spalania i sprawności energetycznej silnika od prędkości obrotowej uwzględniający czas użytkowania silnika zasilanego LPG (dla przypadku 30% w odniesieniu do czasu całkowitego) dla mieszanego cyklu jazdy



Rys. 6.28. Schemat do analizy związku czasu spalania i sprawności energetycznej silnika od prędkości obrotowej uwzględniający czas użytkowania silnika zasilanego LPG (dla przypadku 50% w odniesieniu do czasu całkowitego) dla mieszanego cyklu jazdy



Rys. 6.29. Schemat do analizy związku czasu spalania i sprawności energetycznej silnika od prędkości obrotowej uwzględniający czas użytkowania silnika zasilanego LPG (dla przypadku 70% w odniesieniu do czasu całkowitego) dla mieszanego cyklu jazdy



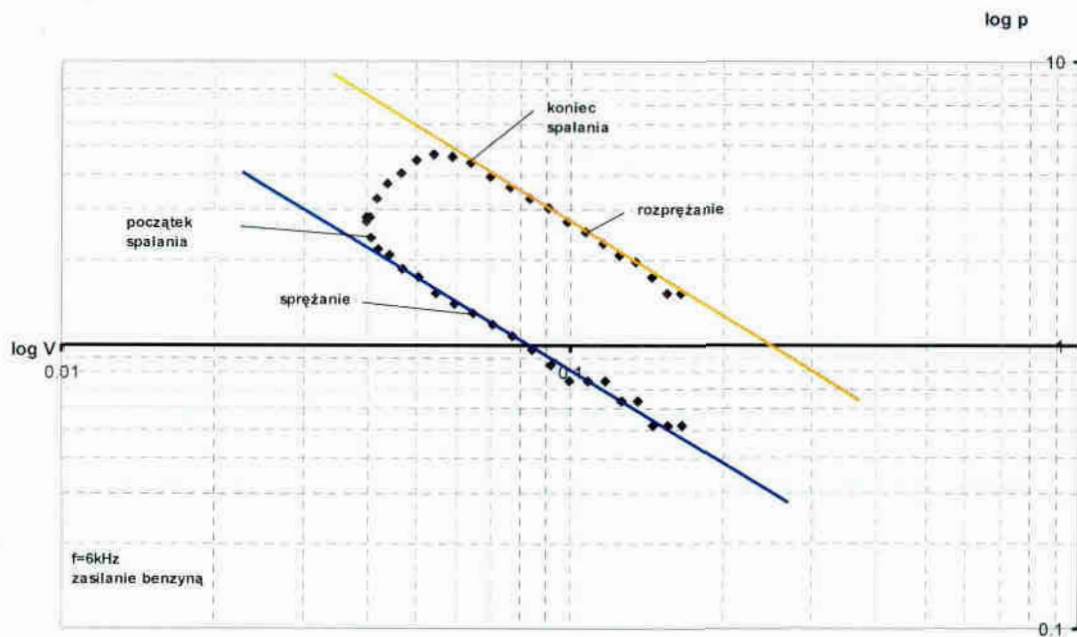
Rys. 6.30. Schemat zbiorczy do analizy związku czasu spalania i sprawności energetycznej silnika od prędkości obrotowej dla różnych czasów użytkowania silnika zasilanego LPG w mieszanym cyklu jazdy

Analizując przedstawione zależności sprawności efektywnej silnika od stosunku, okresu (przebiegu) użytkowania silnika (zasilanego LPG i zamiennie benzyną) i czasu spalania stwierdzono, że istnieje potrzeba wprowadzenia korekty w algorytmie sterowania silnikiem. Dotyczy to zwłaszcza zakresu poza obszarem wartości wspólnych związanych z czasem spalania. Badany silnik pracuje najbardziej efektywnie, gdy ciśnienie wewnątrz przestrzeni roboczej osiągnie maksymalną wartość w zakresie kąta obrotu wału korbowego α_{pmax} między $376 \div 384^\circ$ po GMP.

Na zmianę położenia maksimum ciśnienia w przestrzeni roboczej wpływają najbardziej efektywnie kąt wyprzedzenia zapłonu oraz współczynnik nadmiaru powietrza (który istotnie zmienia czas spalania mieszanek paliwowo-powietrznych). Czynniki te determinują także na wartości parametrów pracy silnika takich jak moc, moment obrotowy oraz poziom emisji spalin. Jeżeli czas użytkowania silnika zasilanego LPG przekracza 30% czasu całkowitego, wówczas zachodzi potrzeba zmiany wartości parametrów zasilania silnika tak, aby uwzględnić właściwości danego paliwa w algorytmie sterowania silnikiem. Wprowadzenie zmiany w algorytmie sterowania silnikiem musi być związana z chwilowymi warunkami pracy silnika (obciążeniem, temperaturą).

Czas spalania wyznaczono na podstawie wykresów indykatorowych $p=f(V)$ sporządzonych w układzie współrzędnych logarytmicznych ($\log p=f(\log V)$). Dla tak przedstawionych zmian ciśnienia wewnątrz cylindra można określić czas spalania paliwa w zadanych warunkach pracy silnika.

Politropowy charakter procesów sprężania i rozprężania interpretowany jest w układzie współrzędnych logarytmicznych w postaci linii prostych o nachyleniu równym wykładnikowi politropy. Początek i koniec spalania określany jest graficznie na podstawie punktu końcowego prostej, reprezentującej suw sprężania, natomiast koniec jako punkt początkowy na prostej rozprężania (pracy). Znając liczbę punktów oraz czas próbkowania można wyznaczyć czas spalania mieszanki paliwowo-powietrznej dla zadanych warunków pracy. Na rysunku 6.31 przedstawiono przykładowy wykres ciśnienia w funkcji objętości sporządzony we współrzędnych logarytmicznych.



Rys. 6.31 Wykres indykatorowy silnika zasilanego benzyną sporządzony we współrzędnych logarytmicznych

Zależność (rys. 6.26) czasu spalania od prędkości obrotowej silnika wynika między innymi z wpływu prędkości obrotowej na:

- jednorodność mieszanki paliwowo-powietrznej,
- nasilenie turbulencji wewnątrz komory spalania,
- napelnienie cylindra.

Czas przebiegu procesu spalania ulega skróceniu ze wzrostem prędkości obrotowej silnika. Intensywność tej zmiany jest zależna od rodzaju paliwa (jego właściwości). Czas spalania związany jest także ze współczynnikiem nadmiaru powietrza i szybkością spalania, która silnie go dyskretyzuje.

Czas spalania LPG oraz benzyny w zakresie prędkości obrotowych poniżej 2000 obr/min jest na tym samym poziomie wartości. Powodem tego jest wydłużony okres parowania kropelek benzyny, który przedłuża czas spalania, natomiast LPG stwarza mieszkankę bardziej jednorodną, o znikomej ilości kropelek niezgazowanego paliwa.

Analizując powyższe (rys. 5.39÷5.43, 6.15÷6.17, 6.26 oraz właściwości paliw) można stwierdzić, że wymagana jest zmiana wartości kąta wyprzedzenia zapłonu dla większych prędkości obrotowych, tzn. powyżej 2000 obr/min. Wymagany przyrost

względny wartości kąta wyprzedzenia zapłonu $\Delta\alpha_z$ w stosunku do zasilania benzyną wynosi:

$$\Delta\alpha_z = \frac{t_{LPG} - t_b}{t_b} \cdot 100\%, \quad (6.61)$$

gdzie;

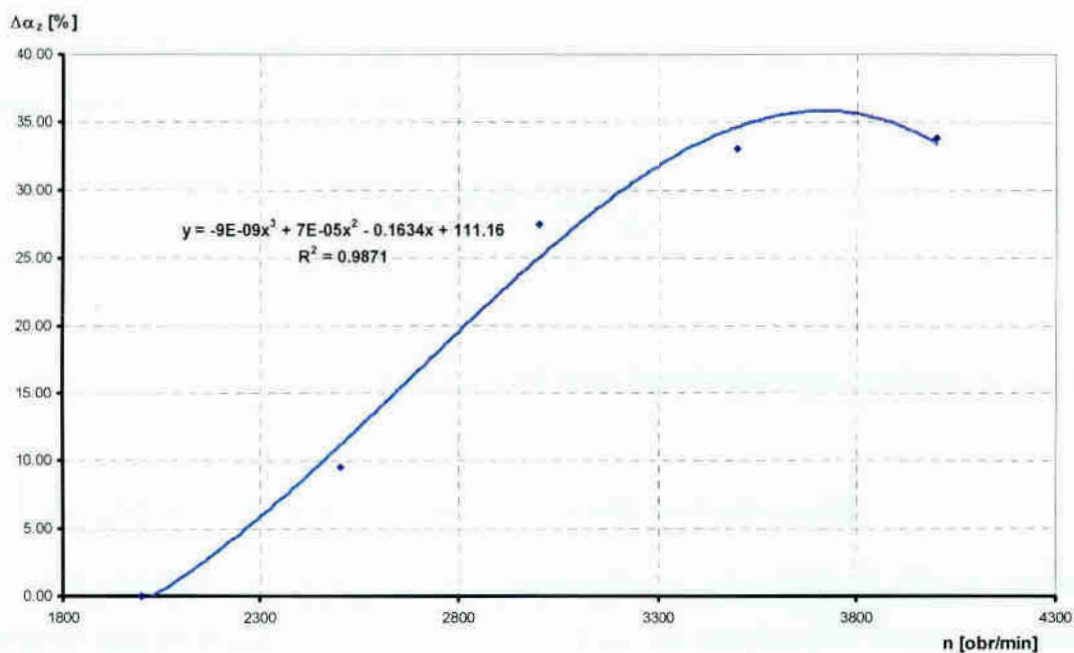
t_{LPG} – czas spalania mieszanki LPG-powietrze,

t_b – czas spalania mieszanki benzynowo-powietrznej,

Dla badanego typu silnika zależność (6.61) można opisać wielomianem w postaci:

$$\Delta\alpha_z = a_1 + a_2x + a_3x^2 + a_4x^3, \quad (6.62)$$

gdzie, współczynniki a_n przedstawiono w tabelicy 6.2, natomiast ilustracja graficzna w postaci zależności współczynnika przyrostu wartości kąta wyprzedzenia zapłonu od prędkości obrotowej wału korbowego (rys. 6.32).



Rys 6.32 Charakterystyka prędkościowa współczynnika względnego przyrostu wartości kąta wyprzedzenia zapłonu dla silnika FSO CE zasilanego wtryskowo benzyną i fazą ciekłą LPG wyznaczona na podstawie wykresów indykatorowych we współrzędnych logp-logV

Współczynniki wielomianu aproksymującego przyrost $\Delta\alpha_z$

współczynnik	a_1	a_2	a_3	a_4
wartość	111.16	-0.1634	7.00E-05	-9.00E-09

W przypadku innych jednostek napędowych należy przeprowadzić badania czasu spalania tych paliw i na podstawie tego wyznaczyć odpowiednie wartości współczynników wielomianu aproksymującego.

Czas spalania t_c , oprócz związku z właściwościami paliwa i współczynnikiem charakteryzującym skład mieszanki (AFR, λ, Φ), zależy od:

- właściwości układu dolotowego danego silnika (intensyfikacja turbulencji, prędkości przepływu),
- kształtu i położenia komory spalania,
- umiejscowienia zaworów dolotowych i wylotowych,
- położenia elektrod świecy zapłonowej w objętości komory spalania,

Całkowity czas spalania t_c zależy także od wykładnika politropy rozprężania. Dla silników ZI zawiera się w przedziale;

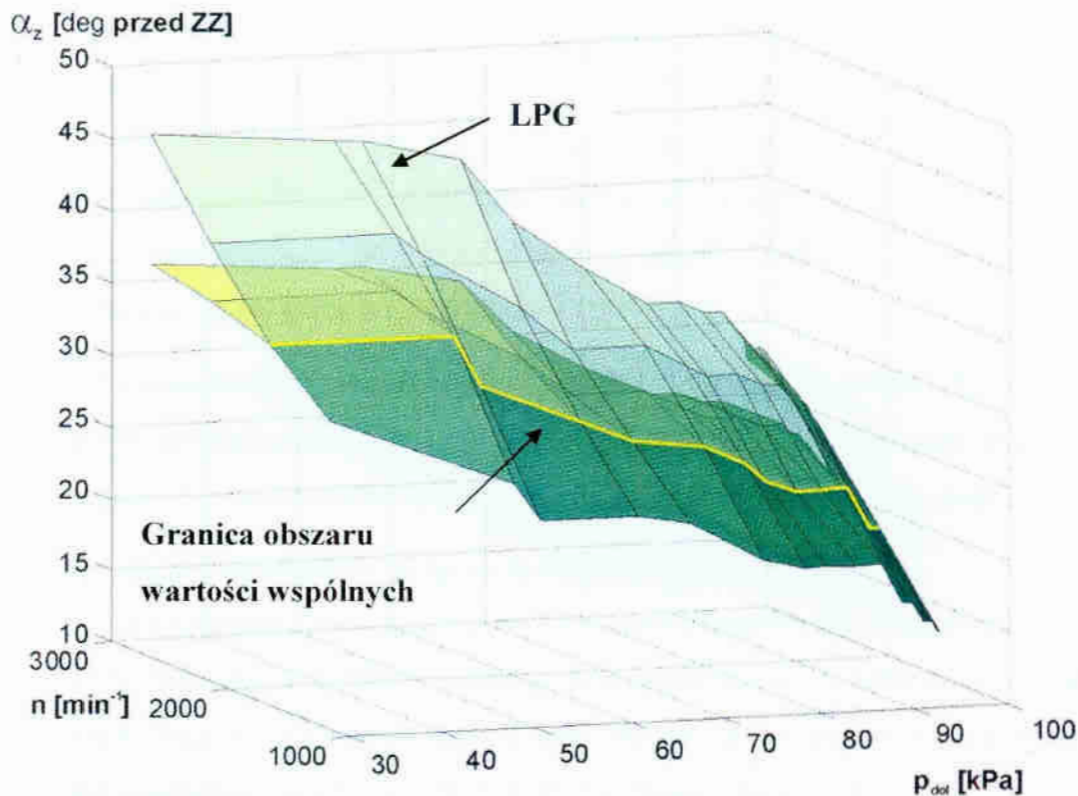
$$t_c \in (0,29 \div 1,04) \frac{l}{S_n}, \quad (6.63)$$

gdzie:

l – odległość pomiędzy punktem zapłonu a najodleglejszym punktem w komorze spalania,

S_n – prędkość przemieszczania się strefy reakcji chemicznych.

Na rysunku 6.33 przedstawiono wprowadzony proponowany zakres zmiany wartości kąta wyprzedzenia zapłonu w zależności od chwilowych warunków pracy silnika (prędkość obrotowa, ciśnienie w kolektorze dolotowym) w badanym zakresie prędkości obrotowych n silnika. Charakterystyka poniżej, odnosi się do zasilania benzyną, natomiast górna wykreśla korektę wartości kąta α_z ze względu na zmianę paliwa zasilającego (LPG).



Rys. 6.33. Charakterystyka powierzchniowa zależności kąta wyprzedzenia zapłonu (α_z) od prędkości obrotowej (n) i ciśnienia w kolektorze dolotowym (p_{dol}) silnika zasilanego benzyną i alternatywnie LPG

7. Wnioski dotyczące badań modelowych

Na podstawie analizy wyników obliczeń modelowych można przedstawić następujące wnioski:

Analizując wyniki obliczeń modelowych można przedstawić następujące wnioski:

1. Proponowany przez autora model obliczeniowy wykazał zadowalającą zgodność obliczeń z wynikami badań eksperymentalnych, w zakresie wartości prędkości obrotowych $n=1500\div 3500$ obr/min, z błędem względnym poniżej $\pm 5\%$.
2. Stwierdzono, że istnieje obszar wartości wspólnych parametrów zasilania silnika z zapłonem iskrowym, pracującym na paliwie LPG w stanie ciekłym i benzynie, opisany za pomocą współczynnika nadmiaru powietrza oraz kąta wyprzedzenia zapłonu.

3. Silnik zasilany benzyną alternatywnie LPG uzyskuje w zakresie wartości współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda=0,93\div 1,01$ maksymalne wartości mocy. W obszarze zbliżonym do górnej granicy współczynnika $\lambda=1,01$ uzyskuje się przy zasilaniu benzyną maksimum sprawności energetycznej silnika zasilanego benzyną ($\eta_{emax} - 30\%$), natomiast przy zasilaniu LPG maksymalną sprawność $\eta_{emax}=34\%$ silnik uzyskał dla $\lambda=1,05$.
4. W rozszerzonym zakresie współczynnika λ , to znaczy $\lambda=0,93\div 1,05$ silnik może uzyskać maksimum sprawności energetycznej lub maksimum mocy zależnie od rodzaju paliwa zasilającego i parametrów pracy silnika, przy czym:
 - a. dla $\lambda < 1$ pozwoli na osiągnięcie maksymalnych mocy,
 - b. dla $\lambda \geq 1$ umożliwi uzyskanie maksymalnych sprawności energetycznych.
5. Proponuje się, aby zakres regulacji składu mieszanki w ustalonych warunkach pracy silnika i przy średnim jego obciążeniu obejmował wyższe wartości wspólnego zakresu współczynnika nadmiaru powietrza λ .
6. Na podstawie badań modelowych stwierdzono, że dla prędkości obrotowej do 2000 obr/min występuje wspólny zakres wartości kąta wyprzedzenia zapłonu ($\alpha_z=5\div 34^\circ$ przed GMP) pozwalający na korzystną pracę silnika przy zasilaniu benzyną lub alternatywnie LPG. Wartość kąta wyprzedzenia zapłonu ma istotny związek ze współczynnikiem nadmiaru powietrza wpływając na prędkość przemieszczania się strefy reakcji spalania, a to z kolei na całkowity czas spalania.

8. Podsumowanie

Wnioski końcowe dotyczące rozprawy:

1. Wybór metody zasilania ma znaczący wpływ na zmiany takich jego parametrów jak: moc użyteczna, moment obrotowy, średnie ciśnienie indykowane, sprawność energetyczną, skład spalin, przy czym:
 - a. zastosowanie paliwa gazowego (w porównaniu z benzynowym) powoduje zdecydowanie niższy poziom emisji szkodliwych substancji do atmosfery objawiający się spadkiem poziomu emisji: CO do 72 %, CO₂ do 15 %, CH do 70 %,
 - b. zasilanie silnika spalinowego mieszanką propan-butan w stanie ciekłym powoduje wzrost następujących wskaźników:
 - sprawności energetycznej silnika do 15% (w porównaniu z benzyną),
 - wartości momentu obrotowego i mocy efektywnej do 20% w stosunku do układu zasilania drugiej generacji LPG,
 - efektywności ekologicznej procesu spalania.
2. Niewłaściwy dobór kąta wyprzedzenia zapłonu może spowodować nawet dwukrotny spadek mocy i sprawności silnika. Wartość kąta wyprzedzenia zapłonu zależna jest od warunków pracy silnika, przy czym:
 - a. wartość maksimum ciśnienia oraz jego położenie względem kąta obrotu wału korbowego jest ściśle związane z parametrami użytkowymi,
 - b. występuje znaczny wpływ wartości kąta wyprzedzenia zapłonu na temperaturę spalin (im bardziej opóźniony zapłon, tym wyższa temperatura)
 - c. nie wpływa na zmianę zawartości tlenku węgla w spalinach, lecz wpływa na zawartość węglowodorów i powstawanie tlenków azotu przez zmianę temperatury procesu spalania,
 - d. ma wpływ na powstawanie tlenków azotu przez opóźnienie zapłonu obniża temperaturę spalania, skracając jednocześnie czas potrzebny do redukcji tlenków azotu podczas spalania.
3. Parametry użytkowe silnika (moc, moment obrotowy) zasilanego wtryskowo ciekłym LPG mogą być wyższe niż dla benzyny, znacznie poprawia sprawność napełniania silnika, co prowadzi do wzrostu mocy i momentu obrotowego o 5÷7% w stosunku do układów benzynowych i czwartej generacji LPG.
4. Zastosowanie zasilania silnika ciekłym paliwem LPG pozwala na zwiększenie wartości stopnia sprężania, wpływa to na wzrost sprawności energetycznej silnika. Przy wtryskowym zasilaniu ciekłym gazem nie zwiększa się prak-

tycznie zużycie paliwa (w stosunku do benzyny), przez co nie wzrastają również koszty jego eksploatacji.

5. Opracowany przez autora model obliczeniowy, zweryfikowany badaniami eksperymentalnymi, pozwolił na określenie wspólnego obszaru parametrów zasilania silnika z zapłonem iskrowym przy zasilaniu benzyną i ciekłym LPG. Stwierdzono, że w zakresie współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda=0,93\div 1,05$ uzyskuje się maksymalną sprawność energetyczną $\eta_{\text{max}}=30\div 34\%$ dla obu rodzaju paliw. W obszarze prędkości obrotowej do 2000 obr/min występuje wspólny zakres wartości kąta wyprzedzenia zapłonu wynoszący od $5\div 34^\circ$ przed GMP i obejmujący pracę silnika przy zasilaniu benzyną i alternatywnie LPG.
6. Na podstawie przeprowadzonych badań i obliczeń wykazano, że wektor sterowania układem zasilania silnika powinien być wynikiem kompromisu między „dynamiką” a wskaźnikami ekologicznymi silnika (w tym poziom emisji spalin), z uwzględnieniem chwilowych zmian warunków pracy. Uzupełnienie układu sterowania w algorytm korekty rodzaju paliwa oraz regulowane fazy rozrządu i toru detekcji spalania stukowego pozwala w pełni wykorzystać oba paliwa jako źródła energii.
7. Ze względu na spełnienie kryterium (mocy lub sprawności) dobór wartości kąta wyprzedzenia zapłonu dla zadanej wartości współczynnika nadmiaru powietrza wynika z kompromisem pomiędzy parametrami mechanicznymi a ekologiczno-ekonomicznymi i jest zależny od właściwości paliwa.
 - Dla zasilania LPG, $n=2000$ obr/min:
 - parametry maksymalnej mocy $\lambda=0,94$, $\alpha_{\text{wz}}=19,7^\circ$ przed GMP,
 - parametry maksymalnej sprawności $\lambda=1,05$, $\alpha_{\text{wz}}=20,4^\circ$ przed GMP.
 - Dla zasilania benzyną, $n=2000$ obr/min:
 - parametry maksymalnej mocy $\lambda=0,92$, $\alpha_{\text{wz}}=19,7^\circ$ przed GMP,
 - parametry maksymalnej sprawności $\lambda=1,01$, $\alpha_{\text{wz}}=22,5^\circ$ przed GMP.

8. Dobór wartości parametrów zasilania poza obszarem wartości wspólnych powinien wynikać z proporcji pomiędzy czasem (lub przebiegu) eksploatacji pojazdu zasilanego benzyną lub zamiennie LPG.
9. Zakładając użytkowanie pojazdu podczas jazdy cyklu mieszanym w proporcji 30/70 zasilania silnika LPG/benzyna należy dokonać korekty algorytmu sterowania silnika, przystosowując go do właściwości paliwa propan-butan. Wprowadzając korektę, uzyska się wzrost efektywności energetycznej silnika oraz obniżenie poziomu emisji spalin. W przypadku większego udziału użytkowania pojazdu zasilanego LPG można traktować zasilanie benzyną jako dodatkowe.

W podsumowaniu wyników badań autor stwierdza, że postawione tezy pracy znalazły pełne uzasadnienie i zostały w rozprawie udowodnione.

Proponowane kierunki dalszych badań układów zasilania LPG i kierunki rozwoju źródeł napędu pojazdów samochodowych

Kolejne etapy badań alternatywnego układu zasilania LPG tłokowego silnika spalinowego powinny objąć:

- modernizację modelu fizycznego i matematycznego pracy silnika,
- wprowadzenie dodatkowych pod modeli opisujących uwzględniane zjawiska i przemiany,
- wykonanie obliczeń symulacyjnych uzupełnionego modelu,
- modernizację układu sterownia silnika, wynikającą z wniosków wyprowadzonych na podstawie obliczeń modelowych i ich weryfikacja na stanowisku badawczym.

Przyszłościowe kierunki badań układów zasilania silników spalinowych zasilanych paliwami alternatywnymi i alternatywnych układów napędowych, winny być skierowane w kierunku;

- stopniowej eliminacji wagi układu zasilania benzyną w zasilaniu silnika spalinowego na rzecz układu zasilania paliwem alternatywnym,
- stopniowemu skracaniu czasu użytkowania silnika spalinowego zasilanego benzyną na rzecz zasilania paliwem alternatywnym lub alternatywnego układu napędowego (np. elektrycznego),
- wnioski z wyników badań procesów spalania powinny kształtować algorytm sterowania dawką LPG,
- dobór geometrii układu dolotowego i komory spalania silnika do właściwości paliwa zasilającego pozwoli na maksymalizację osiągnięć mechanicznych i ekologicznych pracy tłokowego silnika spalinowego.

Uwzględnienie właściwości paliw w algorytmach sterowania silnikiem spalinowym pozwoli na optymalizację wartości parametrów zasilania w warunkach pracy silnika, szczególnie nieustalonych, które najczęściej są wynikiem aproksymacji wyników otrzymanych w zadanych punktach pola pracy silnika spalinowego. Ze względu na cechy silnika spalinowego, jego możliwości mechaniczne i możliwe do osiągnięcia sprawności osiągają już granicę możliwości technicznych. Zmiana rodzaju paliwa i układu sterowania zasilaniem silnika spalinowego pozwoli na podwyższenie tych parametrów, bez szkody dla jego wytrzymałości mechanicznej.

Literatura

- [1] Andrews G.E., Pradley D., Lwakabamba S.B., *Turbulence and turbulent flame propagation – a critical appraisal*, Combustion and Flame 1975, nr 24 str. 285-304,
- [2] Ambrozik A.: *Ocena wpływu wilgotności powietrza na wskaźniki roboczego cyklu silnika ZS*, Prace Naukowe Katedry Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Politechniki Szczecińskiej, Szczecin 1999
- [3] Aslam M.U., Masjuki H.H., Kalam M.A., Abdesselam H., Mahlia T.M.I., Amalina M.A.: *An experimental investigation of CNG as an alternative fuel for retrofitted gasoline vehicle*, Fuel nr 85, 2006,
- [4] AVL Consulting & Information: *Current and future exhaust emissions legislation*, AVL List GmbH, Graz 2001,
- [5] Baczewski K.: *Tribologia i płyny eksploatacyjne. Cz. 2. Płyny eksploatacyjne*, WAT Warszawa 1994,
- [6] Baczewski K., Kałdoński T.: *Paliwa do silników o zapłonie iskrowym*, WKŁ Warszawa 2005
- [7] Blevins L.G., Gore J.P.: *Computed structure of low strain rate partially premixed CH₄/air counterflow flames: implications for NO formation*, Combustion and Flame nr 116, 1999,
- [8] Badr O., Alsayed N., Manaf M.: *A parametric study on the lean misfiring and knocking limits of gas-fueled spark ignition engine*, Applied Thermal Engineering vol.18 nr 7 str. 579-594,
- [9] Badur J., *Numeryczne modelowanie zrównoważonego spalania w turbinach gazowych*, Wydawnictwo IMP Gdańsk 2003
- [10] Badur J., Topolski J., *Optymalna krotność recyrkulacji w palenisku z atmosferycznym złożem fluidalnym*, Prace IMiUE Politechniki Śląskiej 2002, Energetyka 129,
- [11] Bayraktar H., Durgun O.: *Investigating the effects of LPG on spark ignition engine combustion and performance*, Energy Conversion and Management 46, 2005,
- [12] Bernhardt M.: *Silniki samochodowe*, WKŁ Warszawa 1988,
- [13] Bielaczyc P., Brodziński H., Szczotka A., *O emisji związków szkodliwych spalin z za samochodów zasilanych paliwem gazowym LPG lub NG. Analiza wymagań homologacyjnych*, Archiwum spalania nr 1, Warszawa 2003,
- [14] Blizard N.C., Keck J.C., *Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines*, SAE Paper 1983 nr 831035,

- [15] Blumberg P.N., Lavoie G.A., Tabaczyński R.J., *Phenomenological models for reciprocating internal combustion engines*, Prog. Energy Combust. Sci. 1979 vol 5, str. 123-167,
- [16] Blumberg P., Kummer J.K., *Prediction of NO formation in spark-ignited engines – an analysis of methods of control*, Comb. Sci. and Techn. 1971,
- [17] Blumberg P.N., *Nitric oxide emissions from stratified charge engines: Prediction and control*, Comb. Sci. and Techn. 1973 nr 8 str. 5,
- [18] Borgnakke C., Martin J.K., Witze P.O., *Turbulent combustion rate in spark ignition engine – some comparisons between model predictions and experiment*, Sandia Report 1982 nr 82-8798,
- [19] Borman G.L. *Modeling Flame Propagation and Heat Release in Engine – An Introductory Review*, Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Plenum Publishing Corporation, New York 1980
- [20] Brandstetter W.R., *Modeling of stratified-charge engine with an unscavenged prechamber*. Combustion modeling in reciprocating engines, Plenum Publishing Corporation, New York 1980,
- [21] Bubnovich V., Toledo M., Gonzalez H., Salas R.: *Finite differences study of ignition in methane-air mixture flow*, International Journal of Solids and Structures 40, 2003,
- [22] Chen Z., Konno M., Goto S.: *Study on homogenous premixed charge CI engine fueled with LPG*, JSAE Review nr 22/2001, str 265-270,
- [23] Certyfikat jakości paliwa LPG Shell Gas 1/2006,
- [24] Calibration Certificate No.1862.01 PCB Piezotronics,
- [25] Davis G.C., Krieger R.B., Tabaczyński R.J., *Analysis of the flow and combustion processes of a three-valve stratified charge engine with a small prechamber*, SAE Paper 1974 nr 741170,
- [26] Dąbrowska D., Rdzanek G.: *Wodór - nieograniczone źródło energii*. www.wsip.pl,
- [27] Dietrich M.: *O modelowaniu w budowie maszyn*. Mechanika teoretyczna i stosowana., 1983 nr 21-4,
- [28] Divaker R., Anderson J.D., Griffin M.D., Jones E., *Inviscid solutions of the flowfield in internal combustion engine*, AIAA Journal 1976, vol. 14,
- [29] Dokumentacja techniczna i instrukcja obsługi sterownika AMX211 firmy AUTOMEX,
- [30] Dokumentacja techniczna i instrukcja obsługi sterownika AMX212F firmy AUTOMEX,

- [31] Duggal V.K., Kuo T.W., Mukerjee T., Przekwas A.J., Singhal A.K., *Three dimensional modeling of in-cylinder process in D.I. diesel engines*, SAE Paper 1984, nr 840227,
- [32] Eberle M.K., Klomp E.D., *An evaluation of the potential performance gain from leakage reduction in rotary engine*, SAE Paper 1973 nr 730117,
- [33] Flekiewicz M.: *Instalacje zasilania gazem*, Wyd. Instalator Polski nr 1/2004,
- [34] Groff E.G., Matchunas F.A., *The nature of turbulent flame in a homogenous spark-ignited engine*, SAE Paper 1980 nr 800133,
- [35] Goto Y., Narusawa K.: *Combustion stabilization of a spark ignition natural gas engine*, JSAE 9631669,
- [36] Herner A.: *Kfz-Elektronik*, Würzburg, Vogel 1999,
- [37] Herner A., Richl H.J.: *Der sichere Weg zur Meisterprüfung im Kfz-Techniker-Handwerk Elektrik*, Elektronik, Vogel Buchverlag 2001,
- [38] Heywood J.B., Higgins J.M., Watts P.A., Tabaczyński R.J., *Development and use of a cycle simulation to predict SI engine efficiency and NO_x emissions*, SAE Paper 1979 nr 790291,
- [39] Heywood J.B., Mathews S.M., Owen B., *Prediction of nitric oxide concentrations in a spark ignition engine compared with exhaust measurements*, SAE Paper 1971 nr 710011,
- [40] Hires S.D., Ekchian A., Heywood J.B., Tabaczyński R.J., Wall J.C., *Performance and NO_x emissions modeling of a jet ignition prechamber stratified charge engine*, SAE Paper 1976 nr 760161,
- [41] *Installing and Operating Manual 422 in-line charge amps by PCB Piezotronics*,
- [42] Jarnicki R.: *Analiza teoretyczna intensyfikacji procesu spalania w silniku ZI za pomocą strugi gazu*, Rozprawa Doktorska, Politechnika Warszawska 2001,
- [43] Johnson E.: *LPG: a secure, cleaner transport fuel? A policy recommendation for Europe*, Energy Policy nr 31/2003, str. 1573-1577,
- [44] Jurczak U. Red. Techn., Romańska M. Red. Meryt.: *Układy wtryskowe benzyny*, tom 6, Wyd. Auto, Warszawa 1998,
- [45] Ju Y., Matsumi H., Takita K., Masuya G.: *Combined effects of radiation, flame curvature, and stretch on the extinction and bifurcations of cylindrical CH₄/air premixed flame*, Combustion and Flame nr 116 1999,
- [46] Kasedorf J., Woisetschläger E.: *Układy wtryskowe benzyny*, WKŁ Warszawa 2003,

- [47] Kee R.J., Rupley F. M., Miller J.A. Chemikin-II; *A Fortran Chemical Kinetics Package for the of Gas-Phase Chemical Kinetics*, Sandia Report 1989,
- [48] Kihara Y., Sukegawa Y., Nogi T.: *Numerical analysis for mixture formation in direct fuel injection spark ignition engines*, JSAE Review 21, 2000,
- [49] Kneba Z., Makowski Sł.: *Zasilanie i sterowanie silników*, WKŁ Warszawa 2004,
- [50] Kojima T., Nishiwaki K.: *Modeling of flame-wall interaction for combustion and heat transfer in SI engines*, JSAE Review nr 18/1997 str. 11-17,
- [51] Kośmicki T.: *Kształtowanie procesu spalania w silniku tłokowym o zapłonie iskrowym za pomocą wtrysku strugi gazu*, Rozprawa Doktorska, Politechnika Warszawska 1996,
- [52] Kowalewicz A.: *Pojazd a oszczędność zasobów energetycznych i ochrona środowiska.*, Motoryzacyjny Kwartalnik Naukowo-Techniczny, nr 2/1992,
- [53] Kozaczka J.: *Procesy spalania*, AGH Kraków 1993,
- [54] Kuroda H., Nakajima Y., Sugihara K., Takagi Y., *Potentiality of the modification of engine combustion rate for NO_x formation control in the premixed SI engine*, SAE Paper 1975 nr 750353,
- [55] Lavoie G.A., Blumberg P.N., *A fundamental model for predicting fuel consumption, NO_x, and HC emissions of the conventional spark-ignited engine*, Comb. Sci. and Techn. 1980 nr 21 str. 225-258,
- [56] Lavoie G.A., Blumberg P.N., *Measurements of NO emissions from a stratified charge engine: Comparison of theory and experiment*, Comb. Sci. and Techn. 1973 nr 8 str. 25,
- [57] Lavoie G.A., Heywood J.B., Keck J.C., *Experimental and theoretical study of nitric oxide formation in internal combustion engines*, Comb. Sci. and Techn. 1970, vol. 1 str. 313-326,
- [58] Lenz H.P. At all: *Mixture formation in Spark-Ignition engines*, SAE-Springer Verlag, Wien-New York 1992,
- [59] Lewandowski W.M.: *Proekologiczne źródła energii odnawialnej*, WNT Warszawa,
- [60] Lim McKenzie C.K., Ayoko G.A., Ristovski Z.D., Jayaratne E.R., Morawska L, Kokot S.: *A comparative study of the elemental composition of the exhaust emissions of cars powered by liquefied petroleum gas and unleaded petrol*, Atmospheric Environment nr 40/2006, str. 3111-3122,
- [61] Lotko W.: *Zasilanie silników spalinowych paliwami alternatywnymi*, Wydawnictwo WSI w Radomiu 1995,

- [62] Lotko W.: *Zasilanie silników wysokoprężnych paliwami węglowodorowymi i roślinnymi*, WNT Warszawa 1997,
- [63] Lucas G.G., Varde K.S., *Analysis of nitric oxide formation in spark ignition with heat transfer and effect of ignition point*, SAE Paper 1976 nr 740189,
- [64] Luft Sł.: *Podstawy budowy silników*, WKŁ Warszawa 2003,
- [65] Majerczyk A., Taubert Sł.: *Układy zasilania gazem propan-butan*, WKŁ Warszawa 2003,
- [66] Mattavi J.N., Groff E.G., Lienesch J.M., Matekunas F.A., Noyes R.N., *Engine improvements through combustion modeling. Combustion modeling in reciprocating engines*, Plenum-Press New York-London 1980,
- [67] McCuiston F.D., *An analytical evaluation of the effect of leakage on NO emission from a rotary engine*, SAE Paper 1975 nr 750023,
- [68] Merkisz J., Mazurek St.: *Pokładowe systemy diagnostyczne pojazdów samochodowych*, WKŁ Warszawa 2004,
- [69] Michałowska J.: *Paliwa, oleje, smary*. WKŁ Warszawa, 1983
- [70] Morita K.: *Automotive power source in 21st century*, JSAE Review 24/2003,
- [71] Murillo S., Miguez J.L., Porteiro J., Lopez Gozales L.M., Granada E., Moran J.C.: *LPG: Pollutant emissions and performance enhancement for spark-ignition four stroke outboard engines*, Applied Thermal Engineering nr 25/2005, str 1882-1893,
- [72] Murugkar P.M., Jones N.W., Shokrollahi K., Potokar T.S., Drew P.J., Dickson W.A.: *Hand burns sustained whilst refueling car with LPG (liquefied petroleum gas)*, Case report, Burns nr 32/2006 str. 515-516,
- [73] Muzio L., Starkman E.S., Caretto L.S., *The effect of temperature variations in the engine combustion chamber on formation and emission of nitrogen oxides*, SAE Paper 1971 nr 71058,
- [74] materiały informacyjne firmy ELPIGAZ z Gdańska,
- [75] materiały informacyjne umieszczone na stronie www.bmw.de,
- [76] materiały informacyjne umieszczone na stronie www.h2cars.de,
- [77] materiały informacyjne www.automex.pl/prod/ham/amx201.php,
- [78] materiały inf. www.automex.pl/old/produkty/hamownie/amx212f.html,
- [79] Niewiarowski K.: *Tłokowe silniki spalinowe*, WKŁ Warszawa 1983,
- [80] Novak J.M., Blumberg P.N., *Parametric simulation of significant design on operating alternatives affecting and emissions of spark-ignited engines*, SAE Paper 1978 nr 780943,

- [81] Oppenheim A.K.: *The future of combustion in engines*, International Conference on Combustion in Engines, Londyn 1992,
- [82] Price P., Guo Sh., Hirschmann M.: *Performance of an evaporator for a LPG powered vehicle*, Applied Thermal Engineering nr 24/2004, str. 1179-1194,
- [83] Piątkowski P.: *Zasilanie ciekłym gazem – czy to tylko ekonomia?*, red. Bohdal T. Koszalin 2005
- [84] Piątkowski P., Lewkowicz R., Bohdal T.: *Układ zasilania LPG drugiej generacji w silniku o zapłonie iskrowym z jednopunktowym wtryskiem benzyny*, mat. konf. IX Słupskiego Forum Motoryzacji, Słupsk 2006,
- [85] Pudlik W.: *Termodynamika*, PG Gdańsk 1988,
- [86] Ramos J.I., Humphrey J.A.C., Sirignano W.A., *Numerical prediction of axisymmetric laminar and turbulent flows motored, reciprocating internal combustion engine*, SAE Paper 1979, nr 790356,
- [87] Roberts J.B., Peyton-Jones J.C., Landsborough K.J.: *Cylinder Pressure variations as a stochastic process*, SAE Technical Paper 1997; 970059,
- [88] Różycki A.: *Analiza wpływu zasilania silnika o zapłonie iskrowym ubogimi mieszkankami paliwowo-powietrznymi na niepowtarzalność kolejnych cykli pracy*, Praca doktorska, Politechnika Radomska 1999,
- [89] Rychter T., Teodorczyk A., *Modelowanie matematyczne roboczego cyklu silnika tłokowego*, PWN Warszawa 1990,
- [90] Rychter T. Teodorczyk A.: *Teoria silników tłokowych*, WKŁ. Warszawa 2006,
- [91] Ristovski Z.D., Jayaratne E.R., Morawska L., Ayoko G.A., Lim M.: *Particle and carbon dioxide emissions from passenger vehicles operating on unleaded petrol and LPG fuel*, Science of the Total Environment nr 345/2005, str. 93-98,
- [92] Ristovski Z.D., Morawska L., Bofinger N.D., Hitchins J.: *Emissions of submicrometer particles from spark ignition vehicles*, J.Aerosol Sci. nr 29/1998 str. 1001-1002,
- [93] Sakai Y., Miyazaki K., *The effect of combustion chamber shape on nitrogen oxides*, SAE Paper 1973 nr 730154,
- [94] Seifert U., Walzer P.: *Automobiltechnik der Zukunft*. VDI Verlag Duesseldorf 1989,
- [95] Shipinsky J., Uyehara O.A., Mayers P.S., *Experimental Correlation between Rate-Of-Injection and Rate-Of-Heat Release in Diesel Engine.*, ASME Paper 1968,

- [96] Shudo T., Nabetani S., Nakajima Y.: *Influence of specific heath on indicator diagram analysis in a hydrogen-fueled SI engine*, JSAE nr 22/2001,
- [97] Silva C.M., Costa M., Farias T.L., Santos H.: *Evaluation of SI engine exhaust gas emissions upstream and downstream of the catalytic converter*, Energy Conversion and Management 47, 2006,
- [98] Singh T., Surakomol K., *Mathematical modeling of combustion process in spark-ignition engine*, SAE Paper 1979, nr 790354,
- [99] Sirignano W.A., *One-dimensional analysis of stratified, two-phase Wankel engine combustion*, Comb. Sci. and Techn. 1973, vol.7 str. 99-108,
- [100] Strange F.M., *An analysis of the ideal Otto cycle, including the effect of heat transfer, finite combustion rates, chemical dissociation and mechanical losses*, SAE Progress in Technology Series 1964, vol. TO-7,
- [101] Szelichowski S. *Już jeżdżą*, Auto Technika Motoryzacyjna nr 1/2001,
- [102] Tabaczyński R.J., Ferguson C.R., Radhakrishnan Krisna A., *Turbulent entrainment model for spark-ignition combustion*, SAE Paper 1977 nr 770647,
- [103] Teodorczyk A., Rychter T., *Mathematical model of NO_x formation in SI Piston engines*, J. Tech. Phys. 1978 vol. 27 str. 47-66,
- [104] Topolski J., *Diagnozowanie spalania w układach gazowo-parowych*, Rozprawa Doktorska, IMP PAN 2002,
- [105] Topolski J., Badur J., *Comparison of the combined cycle efficiencies with different heat recovery stream generators*, Transactions of IFFM 111, 2002,
- [106] Trzeciak K. Red.: *Układy paliwowe systemów wtryskowych silników ZI*, Wyd. Instalator Polski nr 1/2002,
- [107] Varde K.S., Lucas G.G., *Effect of pressure variation and combustion duration on the emission of hydrocarbons and nitric oxide*, SAE Paper 1976 nr 760142,
- [108] Wajand J.A., Wajand J.T.: *Tłokowe silniki spalinowe średnio- i szybkoobrotowe*, WNT Warszawa 1997,
- [109] Wendeker M.: *Adaptive fuelling of the SI engine*, Communications – Scientific Letters of the University of Žilina nr 1/2004,
- [110] Wendeker M.: *Combustion control using an advanced fiber-optic sensor system*, materiały konferencyjne IX Konferencji Naukowej pt. "Światłowody i ich zastosowania", Krasnoblód 2003,
- [111] Wendeker M., *Zastosowanie sztucznych sieci neuronowych do sterowania wtryskiem benzyny w silniku o zapłonie iskrowym*, Horyzonty Dopravy nr 4/2003,

- [112] Wendeker M., Czarnigowski J.: *Hybrid air/fuel ratio control using the adaptive estimation and neural network*, SAE Paper 2000-01-1248,
- [113] Wendeker M., Czarnigowski J., Litak G., Szabelski K.: *Chaotic combustion In spark ignition engine*, Chaos, Solitons and Fractals 2003,
- [114] Wendeker M., Litak G., Czarnigowski J., Szabelski K.: *Nonperiodic oscillations of pressure In a spark ignition combustion engine*, Bifurcation and Chaos in Applied Sciences and Engineering nr 2160-100203, 2003,
- [115] Wendeker M., Niewczas A., Hawryluk B.: *A stochastic model of the fuel injection of the Si engine*, SAE Paper 2000-01-1088,
- [116] Williams F.A., *Combustion theory*, Reading Mass; Addison-Wesley 1965,
- [117] Wolański P.: *Jet ignition for control of the exothermic process of combustion in IC engines*, Akapit, Kraków 1998
- [118] Yang W., Blasiak W.: *Numerical simulation of properties of LPG flame with high-temperature air*, International Journal of Thermal Science nr 44/2005 str. 973-985,
- [119] Young M.B., Lienesch J.H., *An Engine Diagnostic Package (EDPAC) – Software for analyzing cylinder pressure-time data*, SAE Paper nr 770028, 1978,
- [120] Zittel W., Wurster R.: *Wasserstoff in Energiewirtschaft*. www.hydrogen.org
- [121] www.auto-online.pl/serwis/poradnik/elek_autom/teoria/az_oper1.html