

mgr inż. PIOTR KARKOSZKA

Przemysłowy Instytut Automatyki
i Pomiarów MERA-PIAP

Warszawa

STEROWANIE KĄTEM WYPRZEDZENIA ZAPŁONU W SILNIKACH SPALINOWYCH Z ZAPŁONEM ISKROWYM

W artykule omówiono analizę procesu spalania w silnikach ZI oraz możliwości pomiarów czynników kształtujących przebieg tego procesu i skutków ich wpływu. Przedstawiono propozycję zbiorów wielkości pomiarowych dla różnych koncepcji sterowania kątem wyprzedzenia zapłonu oraz przedstawiono podstawy teoretyczne tych koncepcji.

Wstęp

Kąt wyprzedzenia zapłonu jest jednym z najważniejszych czynników kształtujących przebieg spalania w silnikach spalinowych z zapłonem iskrowym (ZI). Kąt ten, obok napełnienia cylindrów i składu mieszanki paliwowo-powietrznej, ma decydujący wpływ na wartość wytwarzanego momentu obrotowego, sprawność energetyczną, zużycie paliwa oraz toksyczność spalin. Sterowanie nim wymaga bezpośredniego albo pośredniego uwzględnienia wielu dodatkowych czynników, które wpływają na prędkość zapalania i spalania mieszanki. Obecnie użytkowane systemy zapłonowe regulują wyprzedzenie zapłonu na podstawie pomiarów:

- prędkości obrotowej,
- ciśnienia (lub podciśnienia), prędkości albo natężenia przepływu powietrza w kanale dolotowym,
- składu mieszanki paliwowo-powietrznej,
- ilości recyrkulowanych spalin,
- temperatury: silnika, powietrza, niekiedy spalin.

Celem niniejszego artykułu jest przeanalizowanie procesu spalania, ocena możliwości dokonywania pomiarów wielkości kształtujących przebieg spalania i skutków ich oddziaływania, przedstawienie zbiorów wielkości pomiarowych niezbędnych dla zaprojektowania systemów zapłonowych bez sprzężenia zwrotnego i ze sprzężeniem zwrotnym oraz zaprezentowanie idei kilku metod regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu.

1. Spalanie w silniku o zapłonie iskrowym

1.1. Spalanie normalne

1.1.1. Przebieg procesu spalania

Przebieg procesu spalania od chwili pojawienia się impulsu zapłonowego do chwili otwarcia zaworu wydechowego można podzielić na trzy etapy: zapłonu, właściwego spalania oraz dopalania ładunku w cylindrze. Etap wstępny trwa od wystąpienia impulsu zapłonowego do momentu widocznego wzrostu ciś-

nienia i obejmuje opóźnienie zapłonu oraz fazę wytwarzania obszaru objętego zapłonem. Właściwe spalanie trwa od chwili wyraźnego wzrostu ciśnienia do chwili, w której ciśnienie osiąga wartość maksymalną. Przyjmuje się, że dopalanie trwa od wystąpienia szczytu ciśnienia do chwili, w której temperatura mieszanki i spalin w cylindrze osiągnie wartość maksymalną. Ostatnia granica ma charakter umowny, albowiem późniejszy spadek temperatury związany jest przede wszystkim ze wzrostem objętości przestrzeni spalania wywołanym przez ruch tłoka w kierunku DMP (dolnego martwego położenia). Niekiedy rzeczywisty czas dopalania przeciąga się aż do otwarcia zaworu wylotowego, zwłaszcza podczas spalania nadmiernie zubożonych mieszanek.

1.1.2. Zapłon mieszanki paliwowo-powietrznej

Zapłon mieszanki paliwowo-powietrznej wyjaśniają w zasadzie dwie teorie Siemienowa:

- teorią cieplną przyjmującą za podstawę stwierdzenie, że do rozpoczęcia procesu spalania niezbędna jest odpowiednio wysoka temperatura, w której częstotliwość skutecznych zderzeń między cząsteczkami jest wystarczająco duża,
- teorią łańcuchową opartą na twierdzeniu, że reakcje chemiczne, w których wywiązuje się ciepło, poprzedza wytwarzanie się wielkocząsteczkowych łańcuchów, a ich objawem są zimne płomienie we wstępnym okresie procesu spalania.

■ Zarys cieplnej teorii zapłonu.

Według [2] bilans energii w objętości V jednorodnej mieszanki paliwowo-powietrznej po pojawieniu się impulsu zapłonowego opisuje równanie:

$$\rho \cdot V \cdot C_v \frac{dT}{dt} = Q \cdot V \cdot k_0 \cdot C^n \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) - \alpha F \cdot (T - T_0) \quad /1.1/$$

gdzie:

$$\rho \cdot V \cdot C_v \cdot \frac{dT}{dt} = q_1 \text{ — przyrost energii cieplnej mieszanki} \quad /1.2/$$

$$Q \cdot V \cdot k_0 \cdot C^n \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) = q_2 \text{ — ciepło wydzielone w reakcji chemicznej} \quad /1.3/$$

$$\alpha F \cdot (T - T_0) = q_3 \text{ — ciepło przenikające do otoczenia} \quad /1.4/$$

ρ — gęstość mieszanki,

C_v — uśrednione ciepło właściwe mieszanki,

Q — ciepło reakcji,

E — energia aktywacji,

R — stała gazowa,

k_0 — współczynnik częstotliwości zderzeń w obszarze,

C — koncentracja paliwa w mieszance,

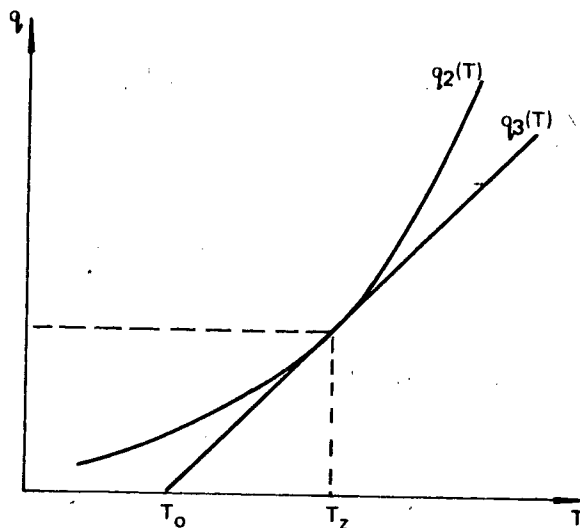
n — rząd reakcji zależny od struktury cząstek paliwa,

α — współczynnik przejmowania ciepła przez ścianki komory spalania,

F — powierzchnia przejmowania ciepła,

T_0 — temperatura początkowa.

Temperaturę samozapłonu wyznacza punkt wspólny linii danych wzorami /1.3/ i /1.4/ (rys. 1.1). W punkcie tym zachodzi równowaga termiczna. Po jego przekroczeniu następuje gwałtowne rozprzestrzenienie się frontu płomieni i spalanie prawie całej mieszanki w cylindrze.



Rys. 1.1. Wykres zapłonu na podstawie równania 1.1 [2] Z – punkt równowagi bilansu cieplnego w obszarze zapłonowym

Temperaturę samozapłonu określa w przybliżeniu wzór:

$$T_z = \frac{E}{2R} \left(1 - \sqrt{1 - 4R \frac{T_0}{E}} \right) \approx T_0 + \frac{T_0^2 R}{E} \quad /1.5/$$

Jest ona wyższa od temperatury zapłonu paliwa o 250 ... 350°C.

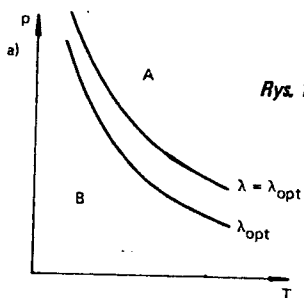
Jeśli przyjąć:

$$C^n \sim p^n \quad /1.6/$$

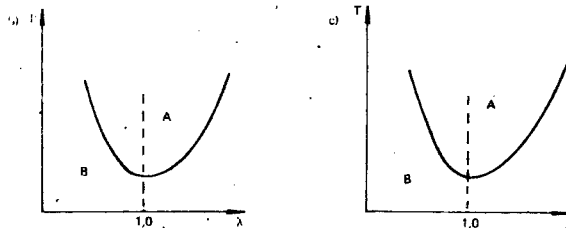
wtedy czas opóźnienia zapłonu wyniesie:

$$\tau_z \sim T^2 p^{-n} \exp \left(\frac{E}{RT} \right) \quad /1.7/$$

Charakter zmian granic samozapłonu mieszanki paliwowo–powietrznej jest przedstawiony na rys. 1.2.



Rys. 1.2. Granice zapłonu mieszanki paliwowo–powietrznej według teorii cieplnej, a) w funkcji temperatury przy ustalonym składzie mieszanki



Rys. 1.2. c.d. b), c) w funkcji składu mieszanki. A – obszar wybuchu termicznego, B – obszar powolnego utleniania

■ Zarys łańcuchowej teorii zapłonu

Powstawanie centrów dających początek reakcjom łańcuchowym opisuje równanie:

$$\frac{dc}{dt} = \frac{dc_i}{dt} + (\gamma - \beta) \cdot c \quad /1.8/$$

gdzie:

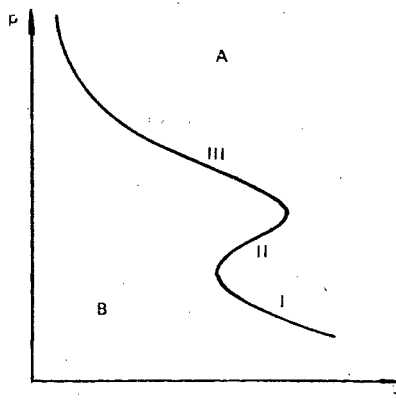
c – bieżąca koncentracja aktywnych centrów,

$\frac{dc_i}{dt}$ – szybkość powstawania aktywnych centrów w reakcjach inicjujących tworzenie łańcuchów (praktycznie nie zależy od c),

γ – prawdopodobieństwo inicjacji łańcucha,

β – prawdopodobieństwo zerwania łańcucha.

Wzrost temperatury i ciśnienia początkowego mieszanki sprzyja wzrostowi szybkości: przebiegu reakcji łańcuchowych i wytwarzania aktywnych centrów. Temperatura samozapłonu określa stan, w którym zachodzi równowaga między ilością tworzonych i zrywanych łańcuchów. Charakter zmian granic samozapłonu mieszanki według równania /1.8/ jest przedstawiony na rysunku 1.3.



Rys. 1.3. Granice zapłonu mieszanki paliwowo-powietrznej według teorii łańcuchowej, I – dolna granica samozapłonu, II – górna granica samozapłonu, III – termiczna granica samozapłonu, A – obszar wybuchu termicznego, B – obszar powolnego utleniania.

Można na tym wykresie wyodrębnić trzy granice:

- dolną – zdeterminowaną intensywnym pochłanianiem ciepła zapalanej mieszanki przez ścianę komory spalania (I),
- środkową – określoną przez reakcje w fazie gazowej przy minimalnym odbieraniu ciepła przez ścianki, w tym zakresie $p - T$ przeważają reakcje wytwarzania łańcuchów, dlatego też wywołanie samozapłonu wymaga dostarczenia większej energii (II),
- górną – związaną ze wzrostem liczby skutecznych zderzeń pomiędzy cząsteczkami, powodujących zrywanie łańcuchów, wydzielanie się ciepła i wybuchowy charakter utleniania paliwa (III).

Występowanie trzech granic zapłonu jest następstwem złożoności struktur cząsteczkowych paliwa oraz oddziaływań pomiędzy nimi. Dla lekkich węglowodorów granice te istnieją, natomiast paliwa ciężkie, na przykład oleje napędowe, mają w zasadzie tylko granicę zapłonu termicznego.

■ Granice zapłonu mieszanki paliwowo–powietrznej

Zapalenie mieszanki może dojść do skutku jedynie w pewnym ograniczonym obszarze warunków, z których najważniejsze znaczenie ma stosunek ilości powietrza do ilości paliwa. Granice zapłonu zależą ponadto od:

- początkowych wartości ciśnienia i temperatury ładunku,
- zawartości gazów obojętnych takich jak azot, spaliny itp.,
- zawartości tlenu,
- ilości domieszek wodoru, metanu i innych węglowodorów gazowych.

Rozszerzenie granic zapłonu można osiągnąć zwiększając ciśnienie i temperaturę mieszanki, dodając gazy łatwopalne, zmniejszając udział gazów obojętnych w zapalanych ładunkach.

Granice zapłonu mieszanek dwufazowych rozszerzają się w stosunku do granic charakterystycznych dla mieszanek jednorodnych tym silniej im większa jest przeciętna średnica kropelek paliwa w powietrzu. Rozbieżności te uwidaczniają się szczególnie wyraźnie w przypadku zapalania mieszanek ubogich. Wynika to z faktu, że wokół nie odparowanych kropeł powstają mikroobszary o składzie bliskim stechiometrycznemu, a więc o składzie odznaczającym się minimalnym poziomem wymaganej energii zapłonowej.

■ Zapłon mieszanki paliwowo–powietrznej

Zapalenie mieszanki (zwykle jednorodnej w obszarze oddziaływania impulsu zapłonowego) wymaga dostarczenia pewnej energii zapłonu. Jej ilość zależy od wielu czynników, wśród których dominują:

- zawartość gazów łatwopalnych,
- ilość gazów obojętnych,
- wilgotność i stopień zjonizowania powietrza dolotowego,
- charakter ruchu mieszanki w chwili zapalania,
- początkowa temperatura i ciśnienie mieszanki,
- stopień niejednorodności oraz skład mieszanki określany stosunkiem L lub liczbą λ , gdzie:

$$L = \frac{m_p}{m_q} \quad /1.9/$$

$$\lambda = \frac{m_p}{L_t \cdot m_q} \quad /1.10/$$

przy czym oznaczono przez:

m_p – masę powietrza,

m_q – masę paliwa,

L_t – stosunek masy powietrza do masy paliwa w ładunku zapewniający spalenie całej ilości paliwa przy zupełnym zużyciu tlenu w powietrzu o składzie normalnym.

Wartość energii potrzebnej do inicjacji spalania jednorodnej mieszanki o składzie stechiometrycznym wynosi około 1 mJ. W przypadku mieszanki dwufazowej wartość energii wzrasta do 5 ... 50 mJ, zależnie od średnicy kropelek paliwa (o ile nie przekroczy ona 100 μm).

Zapłon mieszanki dwufazowej wymaga zatem wielokrotnie silniejszych impulsów zapłonowych, chociaż niejednorodność przyczynia się do rozszerzenia granic zapłonu. W skrajnych przypadkach na przykład podczas rozruchu silnika, niejednorodność ta powoduje, że zapłon może nie dojść do skutku, ponieważ energia impulsów zapłonowych jest zbyt mała. W czasie normalnej eksploatacji silnika niejednorodność mieszanki zmniejsza powtarzalność procesów spalania, wpływając dosyć niekorzystnie na sprawność energetyczną. Zapłon mieszanek dwufazowych, a w konsekwencji przebieg procesów spalania, odznacza się małą powtarzalnością, która ogranicza wpływ samego układu zapłonowego na spalanie zachodzące w cylindrach. Stąd wniosek, że sposób formowania mieszanki poważnie wpływa na pracę i osiągi silnika ZI.

Wpływ poszczególnych czynników na rozdrabnianie strugi wtryskiwanego lub pobieranego z dyszy gaźnika paliwa oraz na wymieszanie i ujednolicenie mieszanki przedstawiono w tablicy 1.1.

Tablica 1.1.

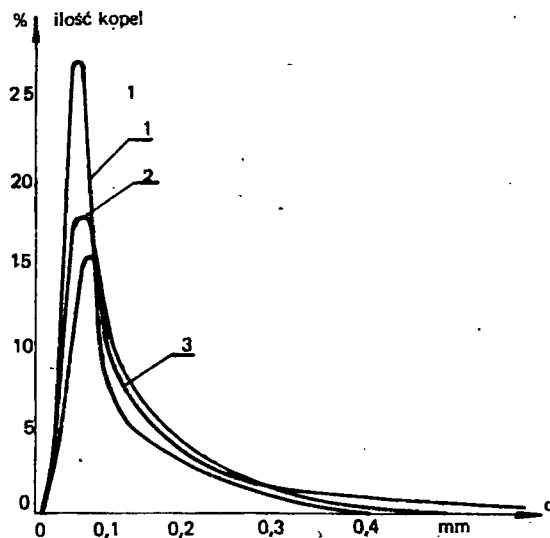
Wpływ niektórych czynników na rozpylenie paliwa oraz ujednolicenie mieszanki paliwowo–powietrznej

Przyczyna		Skutek	
		Średnica kropeł	Jednorodność
Prędkość przepływu powietrza dolotowego	↗	↘	↗
Temperatura powietrza dolotowego	↗	↘	↗
Intensywność zaburzeń strumienia powietrza dolotowego	↗	↘	?
Ciśnienie wtrysku paliwa w strumień powietrza	↗	↘	↗
Średnice otworków rozpylacza	↗	↘	↗
Lepkość paliwa	↗	↘	↗
Temperatura paliwa	↗	↘	↗
Intensywność turbulencji mieszanki	↗	↘	↗
Temperatura elementów kanału dolotowego, cylindra	↗	↘	↗
Wieloimpulsowość wtrysku pojedynczej dawki paliwa	↗	?	↗

↗ wzrost

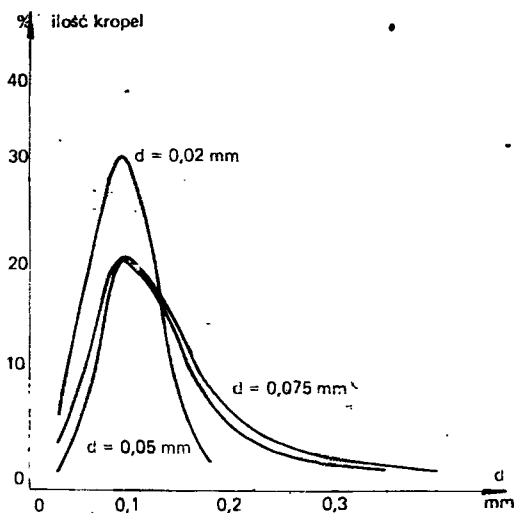
↘ spadek

Wpływ prędkości przepływu powietrza dolotowego na rozpylenie paliwa jest przedstawiony na rysunku 1.4.



Rys. 1.4. Wpływ prędkości przepływu powietrza dolotowego na rozpylenie paliwa w gaźniku [2] : 1 - $v_p = 53,30 \text{ m/s}$, 2 - $v_p = 37,15 \text{ m/s}$, 3 - $v_p = 28,30 \text{ m/s}$

Zależność rozpylenia paliwa od wielkości otworków rozpylacza przy ustalonym wtrysku przedstawiono na rysunku 1.5.



Rys. 1.5. Wpływ średnicy otworu rozpylacza jednootworowego wtryskiwacza paliwa na rozpylenie przy ciśnieniu wtrysku 260 atmosfer [2]

Zależność ta dotyczy co prawda rozpylania oleju napędowego, niemniej można sądzić, że w przypadku wtryskiwania benzyn przez wtryskiwacze umieszczone w kanale dolotowym charakter wpływu efektywnej średnicy otworu oraz ciśnienia wtrysku (tutaj wielokrotnie mniejszego) będzie podobny. Ogólną zasadą zasilania silników ZI paliwem i powietrzem powinno być dążenie do uzyskania w każdych warunkach jednorodnej mieszanki w chwili poprzedzającej zapłon. W rezultacie tych zabiegów następuje wydajne skrócenie czasu zapłonu, zwiększenie powtarzalności spalania, a tym samym poprawienie charakteru zależności przebiegu procesu spalania od kąta wyprzedzenia zapłonu.

1.1.3. Spalanie mieszanki paliwowo-powietrznej

Spalanie mieszanki trwa w zasadzie najkrócej. W tym czasie wydzielą się około 90 ... 95% całej energii, czemu towarzyszy gwałtowny wzrost ciśnienia od kilkunastu do kilkudziesięciu atmosfer. W trakcie spalania wał korbowy wykonuje obrót o 10 ... 30° OWK, a przemieszczenie tłoka jest niewielkie (w porównaniu z całkowitym jego przesunięciem od GMP do DMP). Dąży się do tego, aby szczytowa wartość ciśnienia spalania wypadła w punkcie zawartym w przedziale 5 ... 15° za GMP, to jest w początku właściwego suwu pracy. Wówczas silnik rozwija największy moment obrotowy oraz największą moc. Tym samym jego sprawność jest maksymalna. Zapłon przedwczesny spowoduje wzrost strat energetycznych wywołanych sprężaniem płonącej mieszanki, prowadząc do nadmiernych obciążeń zespołu przetwarzającego ruch tłoków na ruch obrotowy i może wywołać niepożądane spalanie stukowe. Zapłon opóźniony wydłuża czas spalania ładunku. Bezpośrednią przyczyną będzie w tym przypadku nadmierne rozrzedzenie mieszanki podczas ruchu tłoka do DMP. W konsekwencji ciśnienie robocze w cylindrze osiągnie wartość szczytową poza optymalnym przedziałem kątowym, temperatura spalin uchodzących do kolektorów wylotowych wzrośnie, efektywny moment obrotowy zmaleje, a więc obniży się sprawność silnika. Dodatkowym skutkiem może być przegrzanie się elementów komory spalania, szczególnie świecy i zaworu wylotowego, prowadzące w rezultacie do niekontrolowanych zapłonów termicznych.

Szybkość spalania zależy od jego składu i jednorodności, prędkości obrotowej silnika, wilgotności i stopnia jonizacji powietrza, zawartości spalin i innych składników obojętnych, charakteru ruchu w momencie zapalania oraz od początkowych wartości ciśnienia i temperatury w komorze spalania. Zarówno ciśnienie jak i temperatura początkowa mieszanki w chwili wystąpienia impulsu zapłonowego są uzależnione od stopnia sprężania, prędkości sprężania, temperatury powietrza i paliwa przed wymieszaniem, wielkości dławienia przepływu powietrza, a więc do napełnienia cylindra, temperatury elementów kanału dolotowego i komory spalania.

Charakter spalania jest kształtowany przede wszystkim przez ruch mieszanki w obrębie obszaru zapłonowego i w jego sąsiedztwie. Impulsem wymuszającym turbulencję jest ruch tłoka podczas suwu sprężania. Intensywność turbulencji reguluje się ponadto kształtem dna tłoka i samej komory oraz kształtem kanału przelotowego między zaworem a gniazdem zaworowym.

Prędkość spalania zależy bezpośrednio od prędkości laminarnego oraz turbulentnego rozprzestrzeniania się frontu płomieni. Zależność prędkości spalania laminarnego od składu i temperatury mieszanki pokazano na rysunku 1.6. Na prędkość spalania laminarnego wpływają ponadto: jednorodność mieszanki, wilgotność i stopień jonizowania powietrza, zawartość spalin i innych gazów obojętnych, zawartość gazów łatwopalnych oraz w pewnej mierze ciśnienie sprężanego ładunku.

Prędkość spalania turbulentnego uzależniona jest głównie od prędkości obrotowej, ciśnienia i temperatury mieszanki w trakcie jej spalania. Charakter tej zależności opisują wzory:

$$W_T \sim W' \sim n \quad /1.11/$$

$$W_T \sim T^{0,8} \quad /1.12/$$

$$W_T \sim p^k$$

/1.13/

gdzie:

W_T – prędkość spalania turbulentnego,

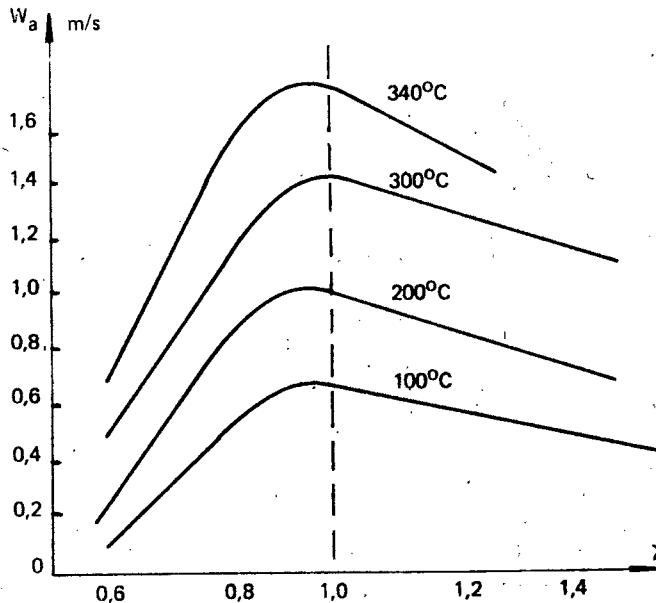
W' – średnia kwadratowa pulsacja turbulentna,

n – prędkość obrotowa,

T – temperatura bezwzględna,

p – ciśnienie,

k – wykładnik zależny od prędkości obrotowej, zmieniający się w zakresie 0,35 ... 0,55 ze wzrostem tej prędkości.



Rys. 1.6. Prędkość spalania laminarnego w zależności od składu mieszanki paliwowo-powietrznej i jej temperatury początkowej [2].

Pomiędzy prędkością spalania turbulentnego W_T a prędkością spalania laminarnego zachodzi zależność:

$$W_T = W_n \sqrt{1 + D_T/D_M} \quad /1.14/$$

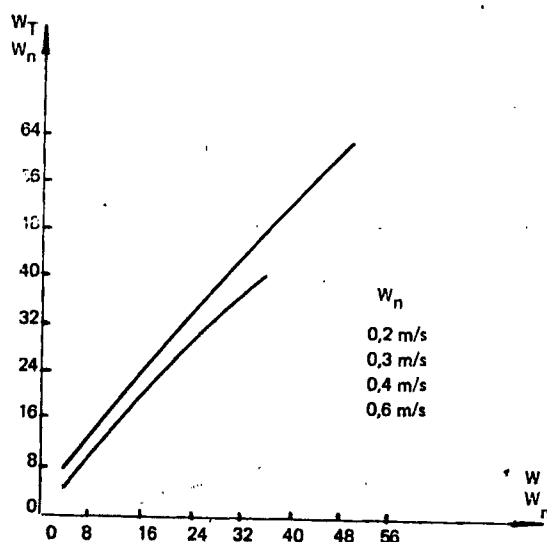
gdzie:

D_T – współczynnik dyfuzji turbulentnej,

D_M – współczynnik dyfuzji molekularnej,

W_n – prędkość spalania laminarnego,

Zależność między W_T/W_n a względną prędkością pulsacji turbulentnej W'/W_n przedstawia rysunek 1.7. Jeśli przyjąć, że W_n zmienia się podczas spalania w niewielkim zakresie, a W' jest proporcjonalna do n , to charakterystyka na wykresie 1.7. jest w rzeczywistości zależnością pomiędzy W_T a n .



Rys. 1.7. Charakterystyka W_T/W_n w funkcji względnej prędkości pulsacji turbulentnej W'/W_n [2].

1.1.4. Dopalenie mieszanki paliwowo-powietrznej

Dopalenie mieszanki jest konsekwencją nie całkowitego spalania paliwa podczas przejścia frontu płomieni (zwłaszcza paliwa w postaci kropelek) oraz rozpadu tego frontu pod koniec okresu spalania, czemu towarzyszy szybkie zmniejszenie się intensywności reakcji termicznych. Zazwyczaj dąży się do tego aby front płomieni przechodził od obszarów najgorętszych do obszarów chłodniejszych, to jest tych, które przylegają bezpośrednio do ścianek komory. W pobliżu tych ścian dochodzi do intensywnego wygaszania. Jeśli komory są płaskie lub nieregularne, wygaszanie spalania następuje stosunkowo wcześnie. Jeśli natomiast komory są zwarte, najkorzystniej kuliste, wygaszanie zachodzi później, gdy praktycznie całe paliwo ulegnie spalaniu. Chwila wygaszania decyduje w głównej mierze o wielkości emisji węglowodorów w spalinach. Intensywność wygaszania płonącej mieszanki w obszarze przylegającym do ściany komory spalania zależy od jej składu i od temperatury ściany. Odległość wygaszania wynosi około 0,05 ... 0,1 mm.

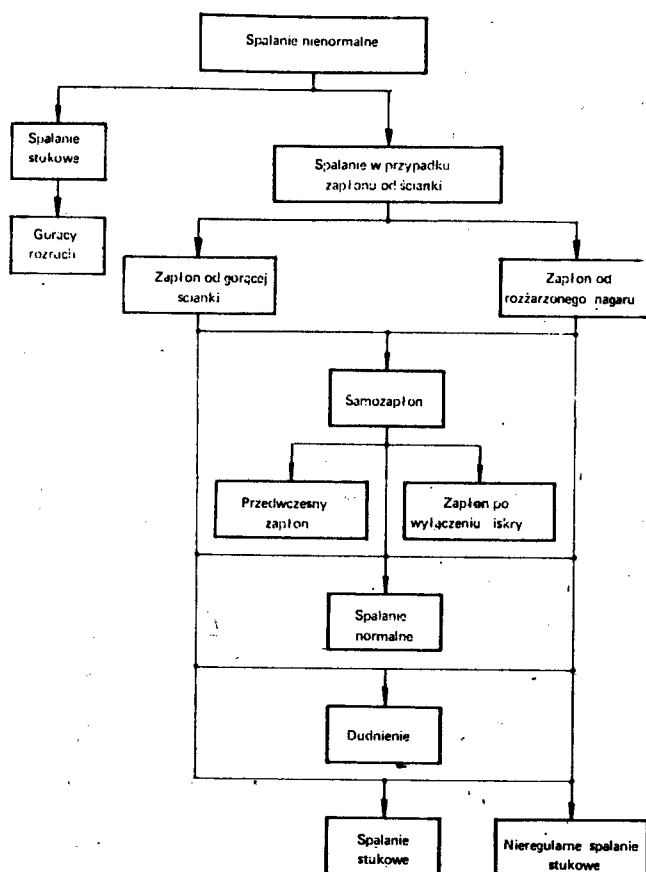
1.2. Spalanie nieprawidłowe

Spalanie nienormalne w silniku ZI może mieć różny charakter zależnie od przyczyn, które je wywołują. Obecnie przyjmuje się klasyfikację tych zjawisk zgodną z klasyfikacją podaną na rysunku 1.8. Najczęściej spotykanym rodzajem nieprawidłowego spalania jest spalanie stukowe. Wywołane jest bezpośrednio powstaniem nowego (lub nawet kilku) ośrodka spalania w nie spalonym jeszcze ładunku. Czoło drugiego frontu płomieni rozchodzi się w przeciwnym kierunku do frontu pierwotnego. Skutkiem jest gwałtowny przyrost ciśnienia. Zderzeniu frontów towarzyszy wytwarzanie uderzeniowych fal ciśnienia wraz z nagłym przyspieszeniem prędkości spalania. Mechanizmy silnika są przeciążone. Sprawność energetyczna spada, ponieważ nadmierny wzrost temperatury wewnątrz cylindra zwiększa intensywność przenikania ciepła do otoczenia.

Objawy spalania stukowego są dwojakie:

— powstaje sygnał akustyczny podobny do metalicznego stuk,

— wskutek interferencji fal ciśnienia w cylindrze w przebiegu ciśnienia indykowanego pojawiają się składowe o częstotliwości 1 ... 10 kHz zależnej od prędkości obrotowej. Interferencja ta przyczynia się do silnego wzrostu intensywności drgań całego silnika a zwłaszcza głowicy.



Rys. 1.8. Klasyfikacja nienormalnych procesów spalania

Dodatkowe skutki spalania stukowego to: zwiększone drgania układów korbowych, wzrost szczytowego ciśnienia spalania i związany z tym wzrost maksymalnej chwilowej wartości momentu obrotowego, wzrost temperatury silnika, spadek temperatury spalin.

Analiza produktów reakcji wstępnych, poprzedzających rzeczywisty zapłon mieszanki, pozwala stwierdzić, że powstawanie wtórnego ośrodka zapłonu poprzedzają reakcje charakterystyczne dla wielostopniowego samozapłonu paliwa w silnikach wysokoprężnych (faza niebieskich płomieni, występowanie związków aldehydowych). Bezpośrednie zapobieganie spalaniu stukowemu polega zatem na opóźnianiu i przedłużaniu reakcji typowych dla fazy zimnych płomieni. Zwykle osiąga się to poprzez dodawanie

inhibitorów, między innymi czteroetylku ołowiu, pięciokarbonylku żelaza lub węglowodorów aromatycznych. Inne sposoby sprowadzają się do takiego kształtowania warunków spalania mieszanki, aby te nie sprzyjały intensywnemu zachodzeniu reakcji wielostopniowego samozapłonu. Spośród nich należy wymienić obniżanie stopnia sprężania, zwiększanie intensywności zawirowań sprężonego ładunku, umieszczanie w ścianach komory spalania wkładek o zwiększonej przenikalności cieplnej, na przykład z miedzi lub mosiądzu (obecnie zarzucone), optymalizację kształtu komory spalania, centralne umieszczanie świec zapłonowych, kierowanie płomieni w stronę obszarów chłodniejszych czy wreszcie antystukową korekcję kąta wyprzedzenia zapłonu. Wymienione sposoby należy jednak stosować rozważnie, gdyż mogą wpływać niekorzystnie na przebieg spalania. W tablicy 1.2. przedstawiono wpływ poszczególnych czynników na zapłon, spalanie i skłonność do spalania stukowego.

Tablica 1.2.

Wpływ niektórych czynników na przebieg procesu spalania i na prawdopodobieństwo wystąpienia spalania stukowego.

Przyczyna		Skutek			
		Wymagana energia zapłonu	Średni czas zapalania	Średni czas spalania	Prawdopodobieństwo wystąpienia spalania stukowego
Ciśnienie początkowe	↗	↘	↘	↘	↗
Temperatura początkowa	↗	↘	↘	↘	↗
Intensywność turbulencji	↗	↗	↗	↗	↘
Skład mieszanki λ	↗ do 1 ↘ powyżej 1	↗	↗	↗	↗
Jednorodność mieszanki	↗	↘	↘	↘	↘
Dostarczana energia zapłonu	↗		↘	↘	
Względna wilgotność powietrza	↗	↗		↘	
Stopień jonizacji powietrza	↗	↘	↘	↘	↗
Zawartość gazów obojętnych	↗	↗	↗	↗	↘
Kąt wyprzedzenia zapłonu	↗			↘	↗
Prędkość obrotowa	↗	↗		↘	↘

↗ — wzrost
↘ — spadek

Należy zaznaczyć, że wpływy czynników wymienionych w tej tablicy na przebieg spalania i skłonność do stuku nie są między sobą porównywane. Ogólnie można stwierdzić, że na długotrwałość zapalania ładunku oddziałują przede wszystkim ciśnienie i temperatura początkowa, skład i jednorodność ładunku oraz stopień jego rozcieńczenia spalinami. Czas spalania jest uzależniony głównie od intensywności

ności turbulentnego ruchu ładunku i charakteru rozprzestrzeniania się płomieni. Z kolei prawdopodobieństwo spalania stukowego wzrasta przede wszystkim ze wzrostem ciśnienia i temperatury początkowej mieszanki oraz ze wzrostem kąta wyprzedzenia zapłonu, natomiast maleje przy narastaniu zaworowań. Pozostałe źródła niekontrolowanych procesów spalania to przegrzane elementy cylindra i rozżarzony nagar. Powodują one pracę silnika nawet po wyłączeniu układu zapłonowego.

Podsumowanie

Przedstawiona analiza wpływu różnorodnych czynników na spalanie ujawnia kilka możliwości modyfikowania jego przebiegu między innymi przez: skracanie zapalania mieszanki, optymalizację czasu trwania spalania oraz maksymalne ograniczenie oddziaływania wszystkich tych zjawisk, które sprzyjają spalaniu stukowemu — najprościej ujmując, przez wydłużenie czasu trwania reakcji charakterystycznych dla samozapłonu wielostopniowego. Niektóre możliwości zapobiegania są uwidocznione w tablicy 1.2.

2. Sterowanie przebiegiem procesu spalania

2.1. Czynniki wpływające na przebieg spalania mieszanki paliwowo—powietrznej

Analiza spalania mieszanki paliwowo—powietrznej przedstawiona w pierwszej części niniejszej pracy pozwala określić praktycznie wszystkie istotne czynniki mające wpływ na przebieg tego procesu. Rozróżnia się tu czynniki, które można regulować lub nie. Do drugich zalicza się między innymi:

- zastosowany system spalania,
- kształt i wymiary komory spalania,
- charakter ruchu ładunku w cylindrze podczas sprężania,
- stopień ujednolicenia mieszanki w chwili wystąpienia impulsu zapłonowego,
- kierunek rozprzestrzeniania się frontu płomieni,
- stopień sprężania,
- liczbę oktanową paliwa.

Pośród czynników dających się regulować najważniejsze są:

- kąt wyprzedzenia zapłonu,
- skład makroskopowy mieszanki paliwowo—powietrznej,
- temperatura i ciśnienie mieszanki,
- ilość gazów obojętnych w ładunku,
- ilość gazów łatwozapalnych,
- wilgotność i stopień jonizacji powietrza dolotowego,
- energia impulsu zapłonowego,
- prędkość obrotowa silnika a tym samym intensywność zawirowań sprężanego ładunku,

2.2. Możliwości oddziaływania na poszczególne czynniki a za ich pośrednictwem na przebieg spalania ładunku

2.2.1. Wpływ na czynniki nie dające się regulować

Wpływ tych czynników na przebieg spalania powinien być uwzględniony już w fazie projektowania silnika. Możliwości modyfikacji tych czynników po wykonaniu prototypu są niewielkie. Na przykład charakter ruchu ładunku w cylindrze koryguje się w nieznacznym stopniu przez zmianę kątów rozrządu zaworowego. Poprawę jednorodności mieszanki uzyskuje się dzięki wieloimpulsowemu wtryskiwaniu pojedynczej dawki i zwiększeniu ciśnienia wtrysku. Temperaturę elementów cylindra można zmieniać w ograniczonym zakresie, sterując intensywnością obiegu cieczy chłodzącej, niezależnie od intensywności

ci pracy silnika. Kierunki rozprzestrzeniania się frontu płomieni są uzależnione od położenia elektrod świecy zapłonowej we wnętrzu komory spalania. Stopień sprężania koryguje się, zmieniając grubość podkładek uszczelniających między głowicą a blokiem cylindrów. Natomiast nie da się zmienić systemu spalania bez ingerencji w konstrukcję silnika, zwłaszcza w konstrukcję komory spalania i cylindra. Dotychczasowe proste systemy spalania nie pozwalają skutecznie obniżyć poziomu emisji toksyn w spalinach. Recyrkulacja, dopalanie katalityczne, precyzyjne dawkowanie paliwa i mieszanie z powietrzem czy w końcu dokładne sterowanie kątem wyprzedzenia zapłonu także nie zapewnia radykalnej poprawy czystości spalin, a przede wszystkim nie przyczynia się do ograniczenia emisji tlenków azotu (NO_x). W tym celu projektuje się m.in. systemy dwustopniowego spalania. Należy jednak zauważyć, że w systemach tych czas spalania mieszanki jest dłuższy, wskutek czego obniża się wartość wytwarzanego momentu i wzrasta wskaźnik zużycia paliwa na jednostkę wytworzonej energii.

2.2.2. Wpływ na czynniki dające się regulować

Ciśnienie i temperatura początkowa mieszanki w chwili wystąpienia impulsu zapłonowego zależą od:

- temperatury powietrza i paliwa przed wymieszaniem,
- napełnienia cylindrów η_v ,
- stopień sprężania,
- prędkości obrotowej silnika, która w istotnym stopniu przyczynia się do zmiany charakteru zachodzącej przemiany termodynamicznej (wzrost szybkości sprężania zmniejsza rozpraszanie ciepła ładunku),
- jednorodności mieszanki.

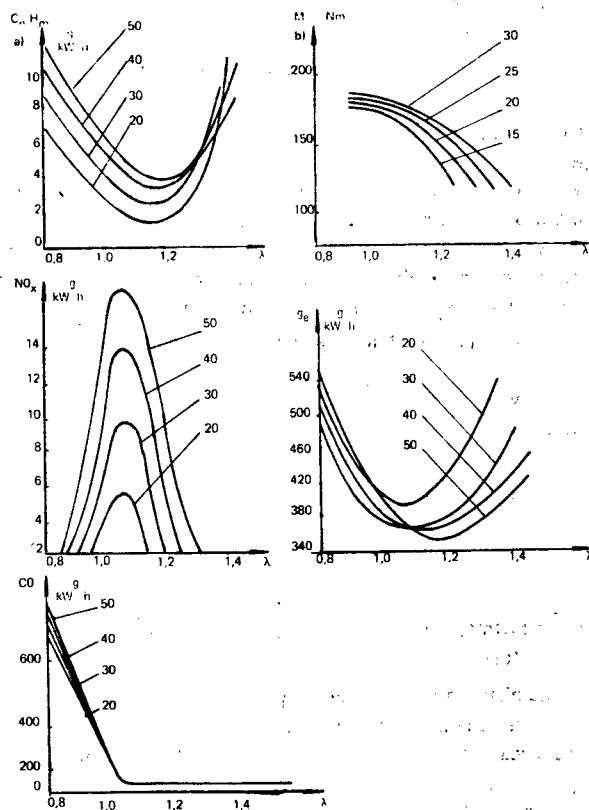
Napełnienie cylindrów uzależnione jest od otwarcia przepustnicy powietrza, temperatury powietrza i paliwa, wilgotności powietrza, intensywności recyrkulacji lub dławienia odpływu spalin. Wielkość otwarcia przepustnicy decyduje o wielkości napełnienia, również w przypadku stosowania wspomaganego dołotu powietrza. Pozostałe czynniki spełniają rolę korektorów przepływu. Generalnie ich wzrost powoduje spadek napełnienia. Jednakże spadek ten nie jest równoznaczny ze spadkiem ciśnienia i temperatury początkowej ładunku. Korygowanie przepływu powietrza wymaga zazwyczaj przedsięwzięć optymalizacyjnych, w których uwzględni się sprawność silnika i jego skłonność do spalania stukowego. Skład makroskopowy mieszanki określany wzorem /1.10/ jest regulowany przez układy paliwowe.

W gaźniku intensywność wypływu paliwa jest wymuszana bezpośrednim oddziaływaniem strumienia przepływającego powietrza. Natomiast układy wtryskowe realizują dawkowanie na podstawie pomiarów ilości pobieranego do cylindrów powietrza. Zasadą zasilania silników ZI jest utrzymywanie stałego stosunku ilości powietrza do ilości paliwa w ładunku. Wielkość λ zmienia się w granicach 0,9 ... 1,1, czemu w przypadku spalania benzyn odpowiada $L_t = 13,5 \dots 16,5$. Zazwyczaj λ jest bliska λ_{ek} , a więc składowi gwarantującemu minimalne zużycie paliwa. Wzbogacanie mieszanki ma miejsce w przypadku przyspieszania, niedociążenia silnika i maksymalnego obciążenia przy dużych wartościach prędkości obrotowej.

Konieczność uwzględnienia wpływu gazów obojętnych wynika z zastosowania w samochodach wymuszonej recyrkulacji spalin. Dzięki temu osiąga się znaczne zmniejszenie ich toksyczności. Recyrkulacja powodując rozcieńczenie mieszanki przyczynia się niestety do wydłużenia spalania. Zazwyczaj współczynnik recyrkulacji będący stosunkiem ilości spalin ponownie wprowadzanych w obieg do całkowitej ilości pobieranej mieszanki paliwowo-powietrznej. Zmienia się w zakresie $k_r = 0,05 \dots 0,2$. Wpływ recyrkulacji na wydłużenie czasu spalania będzie jednak mniejszy niż dodawanie innych gazów obojętnych ze względu na wysoką temperaturę spalin.

Wyraźne skrócenie zapłonu mieszanki uzyskuje się dzięki wstępnej jonizacji powietrza dołotowego. Również nawilżanie powietrza poprawia zauważalnie dynamikę spalania. Uwzględnienie stopnia jonizacji oraz wilgotności względnej nie jest podyktowane w tym przypadku faktem zastosowania tego rodzaju

modyfikacji, ale potrzebą zasygnalizowania, że taka możliwość istnieje i może odczuwalnie przyczynić się do skrócenia czasu zapalania i zwiększenia prędkości spalania. Podobne oddziaływanie wywoła zapewne wprowadzenie pewnej ilości gazów łatwopalnych, jak na przykład wodoru czy metanu. Gazy te przyczyniają się do obniżenia poziomu energii zapłonowej i sprzyjają rozszerzeniu granic zapłonu. Bezpośrednio o przebiegu spalania decyduje kąt wyprzedzenia zapłonu. Jeśli zostanie uzależniony od czynników omówionych wcześniej, będzie to równoznaczne z uwzględnieniem wpływu tych czynników na proces spalania. Ten sposób sterowania przebiegiem spalania realizują systemy zapłonowe bez sprzężenia zwrotnego a także klasyczny układ zapłonowy. Wpływ wyprzedzenia zapłonu na wytwarzany moment obrotowy, zużycie paliwa i emisję toksyn w spalinach jest przedstawiony na rys. 2.1.



Rys. 2.1. Wpływ zmian kąta wyprzedzenia zapłonu na zużycie paliwa, moment obrotowy i toksyczność spalin [27]

a) emisja toksyn:

$$C_n H_m = f(\alpha) \text{ przy } \alpha = 20, 30, 40, 50^\circ$$

$$NO_x = f(\alpha) \text{ przy } \alpha = 20, 30, 40, 50^\circ$$

$$CO = f(\alpha) \text{ przy } \alpha = 20, 30, 40, 50^\circ$$

b) osiągi silnika:

$$M = f(\alpha) \text{ przy } \alpha = 15, 20, 25, 30^\circ$$

$$g_e = f(\alpha) \text{ przy } \alpha = 20, 30, 40, 50^\circ$$

Warto zwrócić uwagę na korzystny trend zmian charakterystyk $g_e - \alpha$, $C_n H_m - \alpha$, $CO - \alpha$, $M_0 - \alpha$. Wadą zwiększania kąta wyprzedzenia zapłonu jest wzrost emisji NO_x . Przyczyną tkwi we wzroście szczytowej temperatury spalania, która sprzyja syntezie tlenków azotu. W tradycyjnych systemach spalania jedynym sposobem obniżenia zawartości NO_x w spalinach jest wzbogacanie składu mieszanki do $\lambda \leq 1,0$, czemu towarzyszy oczywiście wzrost emisji $C_n H_m$ oraz CO .

Ostatnimi ważkimi czynnikami wpływającymi na szybkość i charakter spalania są: energia impulsu zapłonowego i rozległość obszaru objętego oddziaływaniem tego impulsu. Wzrost energii i szybkość, z jaką jest dostarczana do obszaru zapłonowego przyczynia się do zwiększenia pewności zapłonu, skrócenia czasu zapłonu a przez to do poprawienia sterowności samego procesu spalania.

Jeśli zwiększeniu dostarczanej energii towarzyszy rozszerzenie obszaru zapłonowego, wówczas można spodziewać się zmiany charakteru i szybkości spalania oraz znacznego przesunięcia granic zapłonu, szczególnie mieszanek ubogich.

2.3. Możliwości pomiaru poszczególnych czynników wpływających na spalanie ładunku

W pewnej części przypadków bezpośrednie pomiary czynników, które oddziałują na przebieg spalania, nie są możliwe lub wiążą się z koniecznością poniesienia znacznych kosztów. Należy zwykle korzystać z pośrednich metod szacowania wpływu tych czynników.

Warunki początkowe określone przez temperaturę i ciśnienie mieszanki można wyznaczyć na podstawie pomiaru temperatury dostarczanego powietrza i paliwa, temperatury silnika i elementów komory spalania oraz napełnienia cylindra. Napełnienie cylindrów można określić z kolei pomiarem kąta otwarcia przepustnicy powietrza, ciśnienia lub podciśnienia dolotowego, ewentualnie pomiarem objętościowego napełniania cylindrów $F_p \cdot v_p / n$, lub masowego napełnienia cylindrów $F_p \cdot v_p \rho_p / n$, gdzie:

F_p — powierzchnia przekroju kanału dolotowego w miejscu pomiaru w $[m^2]$,

v_p — prędkość przepływu w $[m/s]$,

ρ_p — gęstość powietrza w $[kg/m^3]$,

n — prędkość obrotowa w $[s^{-1}]$.

Zazwyczaj stosuje się następujące połączenia tych pomiarów:

$$\alpha_p, p_p \text{ lub } \Delta p$$

$$\alpha_p, F_p \cdot v_p / n$$

$$\alpha_p, F_p \cdot v_p \rho_p / n$$

gdzie:

α_p — kąt otwarcia przepustnicy powietrza,

Δp — podciśnienie dolotowe.

Pozwala to uwzględniać niektóre nie ustalone stany silnika lub jego pracę w niekorzystnych warunkach (stan jałowy, duże obciążenie i mała prędkość obrotowa, itp.).

Analiza praktycznej przydatności alternatywnych sposobów określania przepływu powietrza była przeprowadzona w [20].

Przy określaniu napełnienia cylindrów należy dodatkowo uwzględniać wpływ temperatury i ilości recyrkulowanych spalin oraz prędkości obrotowej.

Energia zapłonową E_z potrzebną do zapalenia mieszanki można jedynie oszacować z niewielką dokładnością na podstawie znajomości jej składu i ujednolicenia, wilgotności względnej i stopnia jonizacji powietrza, intensywności recyrkulacji spalin, domieszkowania gazów łatwopalnych oraz warunków początkowych zapłonu. Ponieważ od systemów zapłonowych wymaga się niezawodności działania, energia impulsów zapłonowych zawsze znacznie przewyższa wymagany poziom minimalnej energii zapłonu. Ma to miejsce nawet w najbardziej niekorzystnych warunkach, o ile mieszczą się one w zakresie charakterystycznym dla prawidłowej pracy pozostałych układów i silnika oraz gdy nie dochodzi do zakłó-

ceń w samym układzie zapłonowym. Godny uwagi jest problem pomiaru składu mieszanki paliwowo-powietrznej. W silniku gaźnikowym dla dokładnego określenia λ należy zmierzyć ilość pobieranego powietrza i paliwa. W skali makroskopowej skład mieszanki określa wzór /1.10/. Jeśli zasilanie jest realizowane za pośrednictwem układu wtryskowego, którego działanie oparto na charakterystyce:

$$\lambda_{opt} = f(n, \eta, v) \quad /2.1/$$

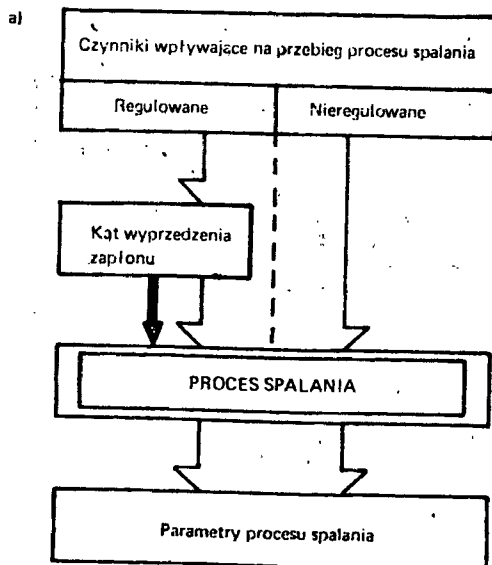
wówczas wystarczy skorzystać z generowanej przez ten system wielkości, ponieważ ta jest bezpośrednio uzależniona od pojedynczej dawki wtryskiwanego paliwa. Zazwyczaj wielkością generowaną jest czas trwania wtrysku.

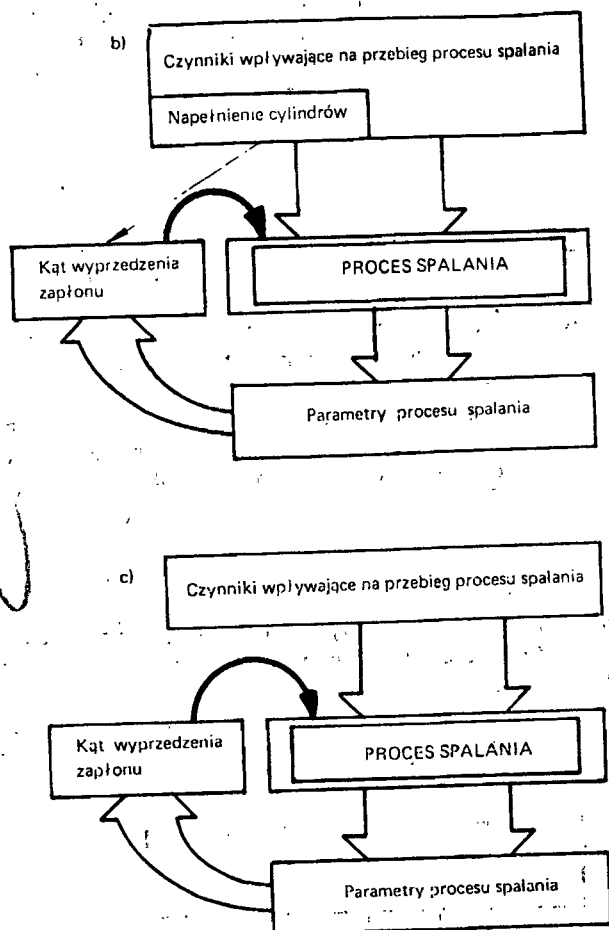
W przypadku, gdy wtrysk realizuje się za pomocą systemu ze sprzężeniem zwrotnym zapewnionym przez sondę — λ , wówczas z uwagi na zasadę działania tegoż systemu można pominąć wpływ składu mieszanki na przebieg spalania. Makroskopowy współczynnik λ zmienia się w granicach 0,98 1,02 wokół wartości 1,0, o ile system pracuje poprawnie, więc jego oddziaływanie jest zminimalizowane (rys. 1.6). Trzeba jednak pamiętać o tym, że makroskopowy skład mieszanki nie pozwala wnioskować o jej jednorodności, która również odczuwalnie wpływa na charakter i długość trwania spalania.

3. Sterowanie systemami zapłonu

3.1. Wstęp

W punkcie 1.2 wskazano różnorodne możliwości wpływu na przebieg procesu spalania mieszanki paliwowo-powietrznej. W szczególności podkreślono wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu oraz niektórych parametrów impulsu i obszaru zapłonowego. W niniejszym punkcie omówione są dwie koncepcje sterowania systemami zapłonu: regulacji otwartej oraz regulacji zamkniętej. Różnice strukturalne pomiędzy prezentowanymi koncepcjami sterowania kątem wyprzedzenia zapłonu przedstawiono na rys.3.1.





Rys. 3.1. Schematy strukturalne systemów zapłonowych bez sprzężenia zwrotnego i ze sprzężeniem zwrotnym; a) schemat strukturalny adaptacyjnego systemu zapłonowego bez sprzężenia zwrotnego, b) schemat strukturalny adaptacyjnego systemu zapłonowego ze sprzężeniem zwrotnym sterowanego wielkościami p_{sz} , $E(p_{sz})$, $V(p_{sz})$, c) schemat strukturalny adaptacyjnego systemu zapłonowego ze sprzężeniem zwrotnym sterowanego wielkościami φ , $E(\varphi)$, $V(\varphi)$

3.2. Systemy zapłonowe bez sprzężenia zwrotnego

Idea działania systemów bez sprzężenia zwrotnego polega na tym, że kąt wyprzedzenia zapłonu jest regulowany na podstawie sygnałów uzyskiwanych z odpowiednio rozmieszczonych czujników i przetworników pomiarowych, które wyznaczają wielowymiarowy punkt pracy silnika lub ściślej — warunki spalania. Dane te są odniesione do charakterystyk wyprzedzenia zapłonu podawanych jawnie w pamięci systemu zapłonowego bądź niejawnie pod postacią charakterystyk przetwarzania poszczególnych reaktorów wyprzedzenia zapłonu, analogicznie jak w klasycznym układzie zapłonowym. Systemy te powinny uwzględniać możliwie największą liczbę czynników wpływających na spalanie, albowiem regulacja przez nie wykonywana sprowadza się do takiego obliczania i generowania (lub tylko genera-

nia) kąta wyprzedzenia zapłonu, aby przewidywany przebieg spalania, który nastąpi po impulsie zapłonowym, był optymalny. Sterowanie spalaniem mieszanki jest tu tym dokładniejsze im więcej uwzględniono czynników.

W systemach bez sprzężenia zwrotnego nie przewidziano jak dotąd możliwości korekcji wyprzedzenia zapłonu na podstawie skutków stosowanej regulacji. Wyjątek stanowią jedynie układy zapobiegające spalaniu stukowemu.

Wielkości wykorzystywane do sterowania kątem wyprzedzenia zapłonu i rozdzielania impulsów zapłonowych można podzielić na pewne charakterystyczne podzbiory. Do wielkości bazowych zalicza się prędkość obrotową i położenie katowe wału, które służą również do zsynchronizowania prasy systemu zapłonowego z pracą silnika i pozwalają realizować rozdzielanie zapłonu. Do wielkości określających przepływ powietrza dolotowego należą: położenie przepustnicy powietrza, ciśnienie lub podciśnienie w kanale dolotowym, prędkość i natężenie przepływu powietrza. Pozostałe wielkości, zwykle o charakterze korekcyjnym, określają stan powietrza, paliwa, mieszanki, nagrzanie silnika i poszczególnych jego elementów. Wśród nich najistotniejsze to: temperatura, skład mieszanki, zawilgocenie i stopień jonizacji, współczynnik cyrkulacji spalin, ilość dodawanych gazów łatwopalnych.

Kąt wyprzedzenia zapłonu oblicza się według następujących algorytmów:

— systemy zapłonowe o niejawnych charakterystykach regulacyjnych:

$$\alpha = \alpha_1(n) + \alpha_2(\eta_v) + (\Delta\alpha_1 + \dots + \Delta\alpha_k) \quad /3.1/$$

gdzie:

$\alpha_1(n)$ — charakterystyka regulatora reagującego na zmiany prędkości obrotowej;

$\alpha_2(\eta_v)$ — charakterystyka regulatora reagującego na zmiany wielkości przepływu powietrza dolotowego,

$\Delta\alpha_i$ — charakterystyki regulatorów korekcyjnych;

— systemy zapłonowe pracujące na podstawie jawnych, wielowymiarowych charakterystyk optymalnego kąta wyprzedzenia zapłonu:

$$\alpha = \alpha_{opt}(n, \eta_v) + \Delta\alpha(x_1 \dots x_k) \quad /3.2/$$

gdzie:

$\alpha_{opt}(n, \eta_v)$ — optymalna charakterystyka wyprzedzenia zapłonu mierzona w warunkach laboratoryjnych,

$\Delta\alpha(x_1 \dots x_k)$ — poprawka w funkcji dodatkowych wielkości określających czynniki, które mają istotny i dający się określić pomiarem wpływ na przebieg spalania (zależności te bywają wprowadzone do pamięci mikrokomputera systemu zapłonowego, albo są wnieszone przez regulatory korekcyjne, jak w systemach o niejawnych charakterystykach regulacyjnych).

Spośród wielkości korekcyjnych najczęściej uwzględnia się temperaturę silnika, temperaturę oleju w misce olejowej, szybkość zmiany położenia przepustnicy powietrza, temperaturę powietrza, skład mieszanki. Ponadto systemy te wykonują regulacje uwzględniające rozruch silnika, stan (bieg) jałowy, hamowanie, nadmierną prędkość obrotową i coraz częściej wykonują regulację przeciwstukową.

Porównanie obydwóch algorytmów pozwala stwierdzić, że systemy z pamięcią dzięki zasadzie działania i organizacji strukturalnej są bardziej niezawodne, aniżeli systemy bez pamięci oraz, że są mniej podatne na zakłócenia. Mogą sterować kątem wyprzedzenia zapłonu na podstawie większej liczby mierzonych wielkości przy porównywalnych kosztach wytwarzania obu rodzajów systemów. Jeśli dodać do tego fakt, że w latach 1980–82 opracowano mikroprocesory spełniające w zadowalającym stopniu wymagania wynikające z warunków pracy w samochodach, nasuwa się nieodparcie wniosek, że systemy z pamięcią będą dominować w najbliższej przyszłości.

Wielkość		Wersje sterowań						Wielkości wiódące					
Stero- wana	Steru- jąca	$\alpha_p; n$			$p_p; n$			$v_p/n; n$			$v_p p_p/n; n$		
		P	U	K	P	U	K	P	U	K	P	U	K
α	n	n	n	n	n	n	n	n	n	n			
	α_p	n									α_p		
	p_p				p_p						p_p		
	v_p/n							v_p/n			v_p/n		
	$v_p p_p/n$										$v_p p_p/n$		
	$\mathcal{J}_p$						$\mathcal{J}_p$				$\mathcal{J}_p$		
	$a\%$						$a\%$				$a\%$		
	k_{sj}						k_{sj}				k_{sj}		
	LO						LO				LO		
	$\mathcal{J}_{s1}$						$\mathcal{J}_{s1}$				$\mathcal{J}_{s1}$		
φ	k_r						k_r				k_r		
	p_{sz}										p_{sz}		
	$E(p_{sz})$										$E(p_{sz})$		
	$V(p_{sz})$										$V(p_{sz})$		
	stuk	stuk			stuk			stuk			stuk		stuk
	φ										φ		
	$E(\varphi)$										$E(\varphi)$		
	$v(\varphi)$										$v(\varphi)$		

* wielkości pozwalające określić napełnianie cylindrów należy traktować jako zmienną względem siebie, P – wielkość podstawowa, U – wielkość uzupełniająca, K – wielkość korekcyjna

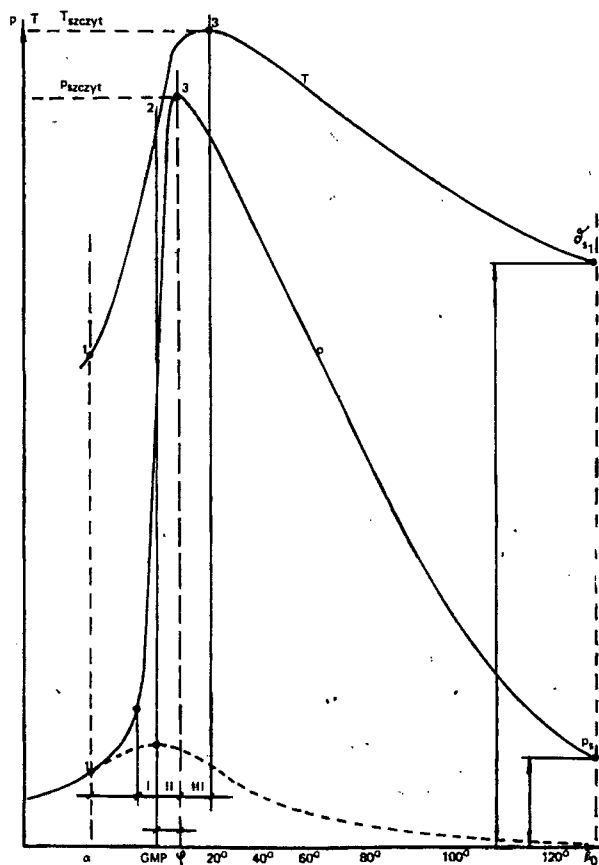
Tablica 3.1 ujawnia dalsze możliwości projektowania systemów zapłonowych bez sprzężenia zwrotnego. Ich praktyczna realizacja zależy obecnie od niezawodności czujników i od spełnienia przez nie wymagań metrologicznych podyktowanych również faktem zastosowania mikroprocesorów.

3.3. Systemy zapłonu ze sprzężeniem zwrotnym

3.3.1. Charakterystyka procesu spalania

Spalanie mieszanki paliwowo-powietrznej jest zjawiskiem o charakterze losowym. Z tego powodu do opisu przebiegu spalania należy używać zarówno parametry pojedynczego procesu jak i parametry losowe ciągu procesów spalania.

Pojedyncze spalanie ładunku można scharakteryzować przebiegiem ciśnienia i temperatury w funkcji czasu lub, co jest praktyczniej, w funkcji kąтового położenia wału korbowego. Zakres zmian położenia, w którym rejestruje się obydwa przebiegi, bywa ograniczony do przedziału $< \alpha, \beta_0$ (rys. 3.2).

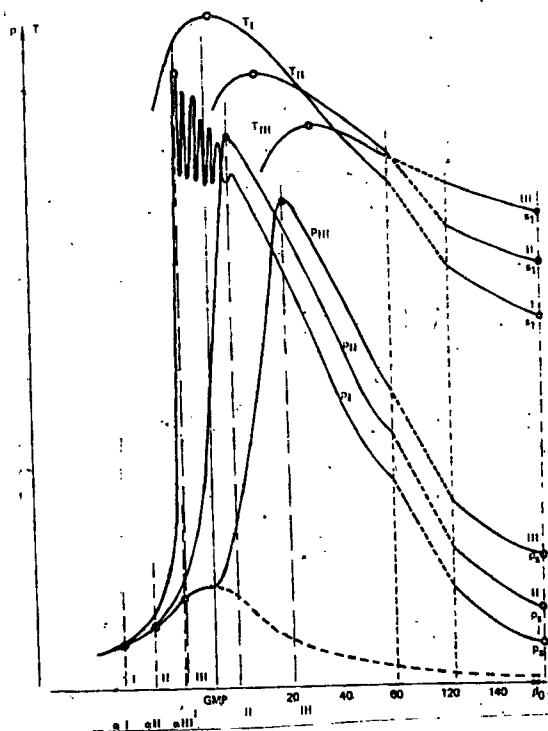


Rys. 3.2. Przebieg ciśnienia i temperatury podczas spalania ładunku w cylindrze. I – okres zapalania ładunku, II – spalanie, III – dopalanie ładunku, α – kąt wyprzedzenia zapłonu, GMP – górne martwe położenie tłoka, φ – kąt szczytu ciśnienia mierzony względem GMP, β_0 – kąt otwarcia zaworu wylotowego, ϑ_s – temperatura spalin w cylindrze w chwili poprzedzającej otwarcie zaworu wylotowego, p_s – ciśnienie spalin w cylindrze tuż przed otwarciem zaworu wylotowego

Ciśnienie i temperatura pojedynczego procesu spalania posiada kilka cech dających się mierzyć. Są to:

- kąt wyprzedzenia zapłonu,
- kąt, przy którym ciśnienie spalania osiąga wartość maksymalną,
- szczytowa wartość ciśnienia,
- ciśnienie mierzone w chwili poprzedzającej otwarcie zaworu wylotowego,
- pochodna ciśnienia względem czasu,
- sygnał spalania stukowego,
- temperatura spalin mierzona w chwili otwierania zaworu wylotowego,
- chwilowy moment obrotowy.

Interpretacja graficzna niektórych z wymienionych wielkości jest podana na rysunku 3.2, natomiast uzasadnienie użytkowania tych wielkości jako sygnałów sterujących wynika z rysunku 3.3. i z tablicy 3.2, gdzie porównano przebiegi ciśnienia i temperatury przedwczesnego, optymalnego i opóźnionego procesu spalania.



Rys. 3.3. Porównanie opóźnionego, normalnego i przyspieszonego przebiegu spalania ładunku. I — przebieg przedwczesny z uwidocznionymi składowymi znamionującymi spalanie stukowe, II — przebieg optymalny, III — przebieg opóźniony

Tablica 3.2

Cecha przebiegu ciśnienia i temperatury spalania	Spalanie przedwczesne	Spalanie optymalne	Spalanie opóźnione
α φ P_{sz} P_s P_i $d_p/d\varphi$ d_p/dt $d^2p/dt^2 = 0$ n stuk" T_{sz} φ_s $E(psz)$ $V(psz)$ $E(\varphi)$ $V(\varphi)$ p_e M_o N_e	$\alpha_1 > \alpha_2$ $\varphi_1 < \varphi_2$ $P_{sz1} > P_{sz2}$ $P_{s1} < P_{s2}$ $P_{i1} < P_{i2}$ $(d_p/d\varphi)_1 > (d_p/d\varphi)_2$ $(d_p/dt)_1 > (d_p/dt)_2$ 3 i więcej razy może wystąpić $T_{sz1} > T_{sz2}$ $\varphi_{s1} < \varphi_{s2}$ $E_1 > E_2$ $V_1 < V_2$ $E_1 < E_2$ $V_1 > V_2$ $p_{e1} < p_{e2}$ $M_{o1} < M_{o2}$ $N_{e1} < N_{e2}$	α_2 φ_2 P_{sz2} P_{s2} P_{i2} $(d_p/d\varphi)_2$ $(d_p/dt)_2$ 1 raz nie wystąpi T_{sz2} φ_{s2} E_2 V_2 E_2 V_2 p_{e2} M_{o2} N_{e2}	$\alpha_2 > \alpha_3$ $\varphi_2 < \varphi_3$ $P_{sz2} > P_{sz3}$ $P_{s2} < P_{s3}$ $P_{i2} > P_{i3}$ $(d_p/d\varphi)_2 > (d_p/d\varphi)_3$ $(d_p/dt)_2 < (d_p/dt)_3$ 3 razy nie wystąpi $T_{sz2} > T_{sz3}$ $\varphi_{s2} < \varphi_{s3}$ $E_2 > E_3$ $V_2 > V_3$ $E_2 < E_{3r}$ $V_2 ? V_3$ $p_{e2} > p_{e3}$ $M_{o2} > M_{o3}$ $N_{e2} > N_{e3}$

Proces spalania można scharakteryzować następującymi parametrami:

– wartością oczekiwaną kąta φ :

$$E(\varphi) = \frac{1}{m} \left(\sum_{j=1}^m (\varphi)_j \right) \quad /3.3/$$

– wariancją kąta φ :

$$V(\varphi) = \frac{1}{m} \left(\sum_{k=1}^m \left[\varphi_k - E(\varphi) \right]^2 \right) \quad /3.4/$$

– wartością oczekiwaną ciśnienia szczytowego p_{sz} :

$$E(p_{sz}) = \frac{1}{m} \left(\sum_{j=1}^m (p_{sz})_j \right) \quad /3.5/$$

– wariancją ciśnienia p_{sz} :

$$V(p_{sz}) = \frac{1}{m} \left(\sum_{k=1}^m \left[p_{szk} - E(p_{sz}) \right]^2 \right) \quad /3.6/$$

– ciśnieniem efektywnym p_e :

$$p_e = \frac{1}{m} \left(\sum_{j=1}^m (p_i)_j \right) \quad /3.7/$$

gdzie:

$$p_i = \frac{1}{V_{ss}} \oint p(V) dV \quad /3.8/$$

(całkowanie w jednym cyklu wymiany ładunku),

– uśrednionym momentem obrotowym obliczanym na podstawie wzoru:

$$M_o = \text{const} \cdot p_e \quad /3.9/$$

lub mierzonym i uśrednionym na podstawie wzoru:

$$M_o = \frac{1}{T_c} \int_0^{T_c} M(t) dt \quad /3.10/$$

gdzie:

T_c – okres uśredniania wielkości mierzonej $M(t)$ nie mniejszy niż czas trwania kilku obrotów wału korbowego.

Pozostałe oznaczenia są objaśnione w tablicy 3.3.

Tabela 3.3

Zbiór wielkości charakteryzujących przebieg procesu spalania.

Wielkość			Funkcja		
Lp.	Oznaczenie	Nazwa	Charakter	Znaczenie	Uwagi
1	p	Ciśnienie procesu spalania			
2	p_{sz}	Szczytowa wartość ciśnienia spalania	Sterująca Sterowana	Podstawowa Podstawowa	Pomiar uzupełnić pomiarem wielkości 3,4. Określić dodatkowo obciążenie silnika.
3	$E(p_{sz})$	Wartość oczekiwana ciągu wartości p_{sz}	Sterująca Sterowana	Podstawowa Podstawowa	
4	$V(p_{sz})$	Wariancja z ciągu wartości p_{sz}	Sterująca Kontrolna	Korekcyjna Podstawowa	
5	φ	Kąt położenia p_{sz} względem GMP	Sterująca Sterowana Kontrolna	Podstawowa Podstawowa Podstawowa	Pomiar uzupełnić pomiarem wielkości 6,7. Kontrola dotyczy jakości regulacji wyprzedzenia zapłonu.
6	$E(\varphi)$	Wartość oczekiwana ciągu wartości φ	Sterująca Sterowana Kontrolna	Podstawowa Podstawowa Podstawowa	Kontrola uzasadniona w 5.
7	$V(\varphi)$	Wariancja z ciągu wartości φ	Sterująca Kontrolna	Korekcyjna Podstawowa	
8	stuk	Sygnał spalania stukowego	Sterująca Kontrolna	Podstawowa Podstawowa	Sterowanie w sensie wywołania procedury regulacji antystukowej.
9	p_e	Efektywne ciśnienie spalania	Sterująca Kontrolna	Podstawowa Podstawowa	
10	p_s	Ciśnienie spalania przed otwarciem zaworu wylotowego	Sterująca Kontrolna		Konieczne uwzględnienie obciążenia silnika. Kontrola miarodajna w przypadku prawidłowej pracy wtrysku.
11	M_o	Uśredniony moment obrotowy	Sterująca Kontrolna	Korekcyjna Podstawowa	Pomiar przetwornikiem magnetostrykcyjnym.
12	T	Bezwzględna temperatura spalania.			
13	T_{s1}	Temperatura spalin przed otwarciem wylotu	Sterująca Kontrolna	Korekcyjna Podstawowa	Konieczne uwzględnienie obciążenia silnika. Kontrola miarodajna przy prawidłowej pracy wtrysku.

14	α	Kąt wyprzedzenia zapłonu	Sterująca Sterowana Kontrolna	Korekcyjna Podstawowa Podstawowa	Korekcja przez poprawkę zależną od różnicy między kątem zmierzonym a generowanym. Kontrola równomierności rozdzielania zapłonu.
----	----------	--------------------------	-------------------------------	----------------------------------	---

Uwagi do tablicy 3.3.

Wielkości

Sterowana	Sterująca			Uwagi
	P	U	K	
α	n α_p p_p v_p/n $v_p \rho_p/n$ λ stuk	n α_p p_p v_p/n $v_p \rho_p/n$	n α_p p_p v_p/n $v_p \rho_p/n$ γ_p $a\%$ k_{sj} $L0$ γ_{s1} k_r	Formowanie wielkości v_p/n, $v_p \rho_p/n$ Uwzględnienie wpływu n na napełnienie cylindrów (podst. pom. α_p) Uwzględnienie wpływu bezwładności powietrza na napełnienie cylindrów (podst. pomiar p_p lub Δp) Podstawowe określenie wielkości wymuszenia intensywności pracy silnika, o którym decyduje kierowca. Określenie stanu pracy silnika (n, α_p). Należy traktować także jako alternatywę dla pomiaru λ. Alternatywne wielkości korekcyjne przy określaniu przepływu za pomocą α_p Uwzględnienie wpływu λ na czas spalania. Regulacja antystukowa kąta wyprzedzenia zapłonu. Uwzględnienie wpływu temperatury na czas spalania. Uwzględnienie zmian gęstości ρ_p na napełnienie cylindrów. Uwzględnienie wpływu wilgotności względnej powietrza na czas spalania. Uwzględnienie wpływu jonizacji powietrza na czas spalania. Uwzględnienie odporności przeciwstukowej paliwa. Kontrola regulacji wyprzedzenia zapłonu. Możliwość korekcji pod warunkiem prawidłowego działania wtrysku. Pomiar uzupełnić określeniem wielkości obciążenia silnika. Uwzględnienie wpływu rozcieńczenia ładunku spalinami na czas spalania.
α	p_{sz} $E p_{sz}$ $V p_{sz}$		$E(\varphi)$	Sterowanie ekstremalne według zasady: dla każdego stanu pracy silnika uzyskać maksymalną, dopuszczalną p_{sz} i $E(p_{sz})$. Konieczne określenie napełnienia cylindrów oraz wytwarzanego M_0. Korekcja uzupełniająca sterowanie ekstremalne, zwłaszcza przy małym obciążeniu silnika.
α	φ $E(\varphi)$ $V(\varphi)$			Sterowanie według zasady: dla każdego stanu pracy silnika uzyskać optymalny kąt φ oraz wartość $E(\varphi)$.

Zaletą wymienionych wielkości, które zestawiono w tablicy 3.3 jest możliwość pomiaru przy pomocy jednego czujnika piezoelektrycznego i termoelementu o małej bezwładności cieplnej (dotyczy pomiaru temperatury spalin w chwili otwierania zaworu wydechowego).

Temperatura spalania T nie jest praktycznie możliwa do zmierzenia, ponieważ wymagałoby to wprowadzenia czujnika w przestrzeń komory spalania. Każdy dodatkowy element ulegając nagrzaniu stanowiłby potencjalne źródło samozapłonu. Dodatkowym utrudnieniem jest niejednorodny rozkład pola temperatury podczas spalania ładunku. Rozwiązaniem problemu wydaje się określanie temperatury na podstawie analizy widma promieniowania emitowanego przez płonący ładunek.

3.3.2. Idea systemu

Idea działania systemów ze sprzężeniem zwrotnym polega na tym, że kąt wyprzedzenia zapłonu jest generowany na podstawie wielkości charakteryzujących przebieg procesu spalania, a więc na podstawie skutków stosowanych regulacji łącznie z regulacją kąta wyprzedzenia zapłonu. W tablicy 3.1 przedstawiono dwie możliwości sterowania zapłonem:

- opartą na pomiarze szczytowej wartości ciśnienia spalania,
- wykorzystującą pomiar kąta φ .

Sterowanie za pomocą kąta φ jest prostsze niż sterowanie za pomocą ciśnienia szczytowego między innymi dlatego, że:

1. Pomiar kąta φ można uodpornić na zakłócenia przez ograniczenie przedziału czasowego, w którym pobierano by sygnał z czujnika, zwykle od chwili wystąpienia impulsu zapłonowego do chwili, w której wał korbowy zajmie położenie na przykład 20° za GMP. Szczytowa wartość ciśnienia występuje zwykle w przedziale $5 \dots 15$ za GMP,
 2. Pomiar kąta φ w przeciwieństwie do pomiaru ciśnienia p_{sz} nie wymaga uzupełnienia pomiarem obciążenia silnika (napełnienia cylindrów) oraz kontrolą znaku momentu obrotowego,
 3. Pomiar kąta φ oraz detekcja spalania stukowego mogą być dokonywane za pomocą jednego czujnika umieszczonego na silniku, na przykład na śrubie mocującej głowicę do korpusu, dla wszystkich cylindrów. Pomiar ciśnienia wymaga wprowadzenia czujnika w bezpośrednie sąsiedztwo każdej komory spalania, jeśli chcemy uzyskać wyniki odznaczające się dużą dokładnością,
 4. Podczas normalnej pracy silnika wartość ciśnienia spalania nie przekracza zazwyczaj granicy spalania stukowego oraz granicy narzuconej przez konstruktora. Należy tu wyraźnie stwierdzić, że w silnikach ZI ważniejszą sprawą jest niedopuszczenie do spalania stukowego aniżeli ograniczenie maksymalnych wartości ciśnienia,
 5. Szerokość zakresu zmian kąta φ wywołanych zmianami warunków pracy silnika nie przekracza 10° . Ciśnienie p_{sz} zmienia się w granicach $0,3 \dots 1,0$ wartości charakterystycznej dla maksymalnego wytwarzanego momentu obrotowego przy pełnym otwarciu przepustnicy powietrza. Zatem czułość czujników reagujących na ciśnienie p_{sz} i wykorzystywanych do określenia kąta φ może być znacznie mniejsza. Czujniki te nie muszą być wzorcowane.
- Sterowanie kątem zapłonu przy pomocy wielkości φ ma znamiona metody uniwersalnej. Daje się stosować w każdym rodzaju zapłonu, niezależnie od realizowanego sposobu gromadzenia i rozładowywania energii impulsu zapłonowego oraz praktycznie w każdym silniku ZI lub ZS (do sterowania kątem wyprzedzenia wtrysku). Przewidywaną konsekwencją wprowadzenia tej metody może być wyeliminowanie konieczności obliczania wyprzedzenia zapłonu. Zasada sterowania sprowadziłaby się do formowania okresu powtarzalności impulsów zapłonowych, korelowania chwil ich wystąpienia z impulsami GMP oraz do ciągłej kontroli wielkości φ , $E(\varphi)$, $V(\varphi)$. Wszelkie zmiany wymienionych wielkości

powodowałyby jedynie odpowiednią korekcję okresu powtarzania impulsów zapłonowych i przesunięcia fazowego obu ciągów w taki sposób, aby wartość kąta φ nie wykraczała poza przedział wartości optymalnych. W celu osiągnięcia jeszcze większej precyzji sterowania można oprzeć się na charakterystyce:

$$\varphi_{\text{opt}} = f(n, \eta_v) \quad /3.11/$$

Warto zauważyć, że obciążenie pamięci systemu mikroprocesorowego charakterystyką 3.11 będzie znacznie mniejsze niż obciążenie charakterystyką optymalnego kąta wyprzedzenia zapłonu, albowiem kąt φ_{opt} zmienia się co najwyżej w granicach $5 \dots 15^\circ$ za GMP, natomiast kąt α_{opt} zwykle w granicach $0 \dots 60^\circ$ przed GMP.

Porównanie zbiorów wielkości sterujących dokonane w tablicy 3.3 pozwala stwierdzić, że systemy zapłonowe ze sprzężeniem zwrotnym nie wymagają stosowania dużej liczby pomiarów, albowiem wpływ wszelkich czynników na proces spalania jest uwzględniony niejako poprzez skutki oddziaływania tychże czynników.

W przypadku sterowania za pomocą parametrów ciśnienia są to: ciśnienie szczytowe, wartość oczekiwana $E(p_{sz})$, wariancja $V(p_{sz})$,

W przypadku sterowania kątem φ natomiast: kąt φ wartość oczekiwana $E(\varphi)$, wariancja $V(\varphi)$.

Uwzględnienie wariancji i wartości oczekiwanej ciśnienia p_{sz} lub kąta φ jest równoznaczne z uzależnieniem sterowania od losowego charakteru spalania.

Cechą charakterystyczną obydwóch metod jest wybór chwili wygenerowania impulsu zapłonowego na podstawie wyników pomiarów dokonywanych podczas poprzednich procesów spalania. To odróżnia je zasadniczo od metod typowych dla układów bez sprzężenia zwrotnego. Sterowanie oparte na parametrach procesu spalania jako nadążające a nie wyprzedzające (lub ściślej — przewidujące), umożliwia wybranie optymalnego momentu zapłonu z uwzględnieniem w sposób niejawni trendu zmian kąta φ wywołanych zmianami warunków w jakich przebiega spalanie.

Teoretyczną przewagę systemów ze sprzężeniem zwrotnym nad systemami bez sprzężenia zwrotnego przypieczętowała zdolność do reagowania na pogarszającą się drożność dolotu powietrza, nadmierne niesygnalizowane wzbogacenie lub zubożenie mieszanki, na zaniżoną liczbę oktanową paliwa, złą pracę wspomaganych systemów zasilania powietrzem, a także na zmiany innych czynników nie dających się regulować, mierzyć lub co gorsza przewidzieć. Zdolność tę systemy ze sprzężeniem zwrotnym zawdzięczają oczywiście wybranemu zbiorowi wielkości sterujących.

Dalsze zwiększenie precyzji sterowania kątem wyprzedzenia zapłonu wymaga dodatkowo uwzględnienia rzeczywistego dynamicznego GMP tłoka w cylindrze.

Istnieją dwie sprawdzone laboratoryjnie metody wykrywania dynamicznego GMP: metoda rezonansu mikrofalowego i metoda detekcji zera pochodnej ciśnienia sprężania.

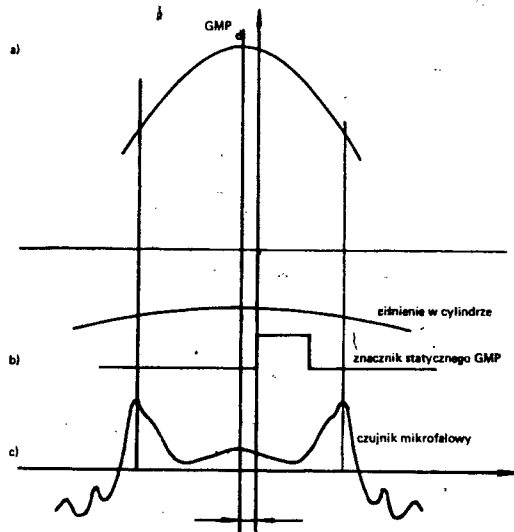
W metodzie rezonansu mikrofalowego GMP tłoka wykrywa się przy pomocy rezonansu mikrofal emitowanych i odbijanych przez otoczenie w komorze spalania. Zasada detekcji jest następująca: w ścianach komory umieszcza się sondę mikrofalową zawierającą nadajnik i odbiornik. Częstotliwość mikrofal jest tak dobierana, aby przy pewnym położeniu tłoka, na przykład $0,1 \text{ mm}$ przed i za GMP wystąpił rezonans fal wysyłanych i odbitych. Występowanie dwóch wierzchołków rezonansu umożliwia dokładne ustalenie dynamicznego GMP jako punktu środkowego.

Idea metody wraz ze schematem blokowym układu pomiarowego jest podana na rysunku 3.4 i 3.5. Dobroć tak pomyślanego rezonatora określa się wzorem:

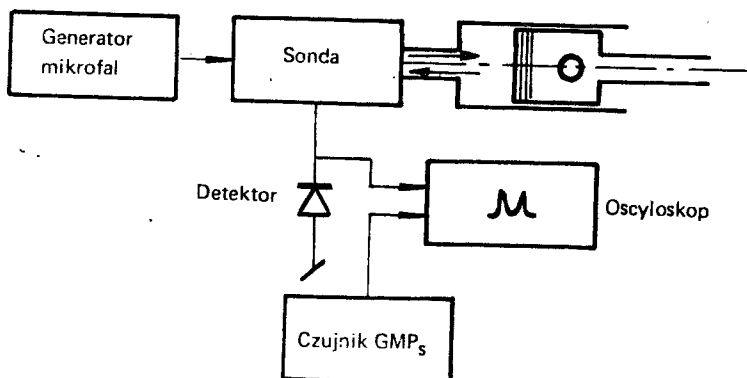
$$Q_L \approx \frac{L_0}{\Delta L} \quad /3.12/$$

gdzie:

L_0 – długość rezonansowa zależna od geometrii komory spalania,
 ΔL – zmiana wymiaru drogi przejścia fal od źródła do powierzchni odbijającej wywołana ruchem tłoka, przy której to zmianie moc fal odbijanych osiąga połowę wartości mocy fal odbijanych podczas rezonansu.

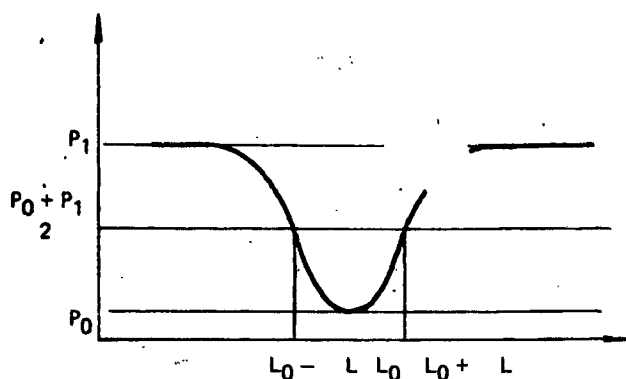


Rys. 3.4. Idea mikrofalowej detekcji dynamicznego GMP tłoka: a) droga tłoka w pobliżu dynamicznego GMP, b) sygnał znacznika statycznego GMP, c) charakter zmian amplitudy sygnału mikrofalowego podczas przemieszczania się tłoka w pobliżu dynamicznego GMP



Rys. 3.5. Schemat blokowy układu wykrywającego dynamiczne GMP metodą rezonansu mikrofalowego

Typowa wartość $Q_L = 300$ dla $L_0 = 15$ mm, $\Delta L = 0,05$ mm, $f_0 = 10$ GHz. Dokładność pomiaru wynosi $0,1^\circ$. Interpretacja graficzna dobroci jest pokazana na rysunku 3.6.

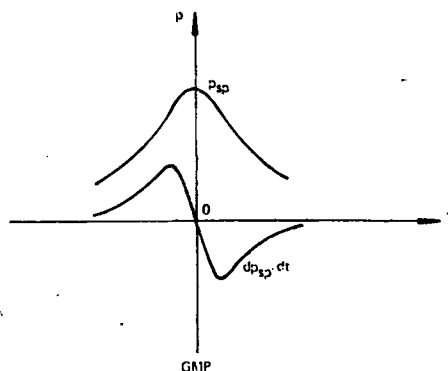


Rys. 3.6. Interpretacja graficzna dobroci mikrofalowej wnęki rezonansowej: p_0 – moc mikrofal odbitych od ścian wnęki w rezonansie, p_1 – moc mikrofal odbijanych od ścian wnęki po zerwaniu rezonansu

Druga metoda wykrywania GMP polega na różniczkowaniu sygnału ciśnienia sprężania i wykrywaniu wartości zerowej tej pochodnej

$$dp_{sp}/dt = 0 \quad /3.15/$$

Niestety autorzy publikacji [24] [25] [26] (spis lit. w art. [20]) nie precyzują bliżej co rozumieją pod pojęciem ciśnienia sprężania, ani nie wspominają, w jaki sposób można je mierzyć w warunkach normalnej eksploatacji samochodu. Utożsamianie ciśnienia p_{sp} z ciśnieniem spalania jest błędne. Dokładność pomiaru dynamicznego GMP mieści się w granicach $0,2 \dots 0,3^\circ$. Sposób wykrywania GMP tłoka wyjaśniono na rysunku 3.7.



Rys. 3.7. Idea detekcji dynamicznego GMP za pomocą wykrywania zerowej wartości pochodnej ciśnienia sprężania

3.4. Uzasadnienie wyboru wielkości sterujących kątem wyprzedzenia zapłonu

Alternatywne zbiory wielkości sterujących dla systemów bez i ze sprzężeniem zwrotnym zostały przedstawione w tablicy 3.1. Przy ich ustalaniu wzięto pod uwagę cztery sposoby określania przepływu powietrza dolotowego przeanalizowane w [20], następnie spotykane i możliwe modyfikacje przepływu oraz korekcie właściwości fizyczno-chemicznych powietrza, paliwa, mieszanki.

W tablicy tej zaprezentowano w zasadzie trzy metody sterowania wyprzedzeniem zapłonu: na podstawie mapy optymalnego kąta wyprzedzenia zapłonu oraz regulacje zamknięte oparte na pomiarach parametrów kąta φ oraz ciśnienia p_{sz} .

O ile wybór sterowań dla systemów bez sprzężenia jest prosty i uzależniony przede wszystkim od wielkości wpływu poszczególnych bezpośrednio lub pośrednio dających się zmierzyć czynników, o tyle wybór sterowań dla systemów ze sprzężeniem zwrotnym wymaga pewnego uzasadnienia. Otóż odrzucenie wielkości: γ_{s1} , T , p_e , M_0 , p_s , wynika z następujących powodów:

1. Ciśnienie efektywne p_e wymaga zastosowania przetwornika wielkości p_i opisanej wzorem 3.8, dokładnego pomiaru przebiegu ciśnienia spalania w funkcji kątowego położenia wału, długiego stosunkowo czasu pomiaru i uśredniania czy wreszcie przetwarzania otrzymywanych sygnałów na sygnał użyteczny.

2. Pomiar momentu M_0 wymaga użycia bezkontaktowego przetwornika reagującego na zmiany naprężeń w odkształcanym skrętnie wale korbowym. Gwarantowana precyzja pomiaru jest nadal niska, dokładność nie przekracza 5%.

3. Ciśnienie p_s może być zmierzone w praktyce tylko przy pomocy czujnika ciśnienia w cylindrze. Zatem jeżeli już wybierać między pomiarem p_{sz} albo φ a ciśnieniem p_s , niewątpliwie ciśnienie to jako zależne również od czynników nie związanych z samym przebiegiem spalania należy odrzucić.

4. Temperatura spalin γ_{s1} nie jest zbyt czułym miernikiem charakteru spalania i nie pozwala, podobnie jak ciśnienie p_s , rozróżnić wpływu składu mieszanki od wpływu kąta wyprzedzenia zapłonu czy od wpływu otwarcia przepustnicy powietrza na przebieg procesu spalania. Natomiast temperatura T , jak już wspomniano wcześniej, nie daje się z praktycznych względów zmierzyć.

Wielkości brane pod uwagę w punkcie 3.3 powinny być stosowane w następujących zestawieniach:

φ , $E(\varphi)$, $V(\varphi)$, sygnał spalania stukowego,

p_{sz} , $E(p_{sz})$, $V(p_{sz})$, sygnał spalania stukowego, η_v .

Drugi zbiór wielkości można zastąpić innym, mającym podobne znaczenie:

M_0 , η_v , sygnał spalania stukowego.

Jest to uzasadnione istnieniem zależności między momentem obrotowym, a szczytową wartością ciśnienia spalania (przy ustalonym położeniu tego ciśnienia względem GMP).

Zakończenie

Zestawienie zbiorów wielkości niezbędnych dla realizacji sterowania kątem wyprzedzenia zapłonu w układach bez sprzężenia zwrotnego oraz ze sprzężeniem zwrotnym dowodzi bezspornej wyższości drugiej koncepcji. Układy ze sprzężeniem zwrotnym szybciej reagują na systematyczne i losowe zmiany czynników wpływających na przebieg spalania mieszanki, w związku z czym mogą skutecznie działać również podczas stanów nie ustalonej albo otwierania/zamykania przepustnicy powietrza. Praca układów ze sprzężeniem zwrotnym jest w sposób naturalny dostosowana do impulsowej pracy silników spalinowych, ponieważ w prezentowanej koncepcji sterowania wykorzystano by wielkość φ generowaną na podstawie pomiaru impulsu ciśnienia spalania. Regulacja wyprzedzenia zapłonu ma zatem cha-

rakter impulsowy a nie ciągły.

Warto zwrócić uwagę na fakt, że wykorzystanie zestawienia wielkości φ , $E(\varphi)$, $V(\varphi)$, sygnał spalania stukowego umożliwia taką regulację wyprzedzenia zapłonu, dzięki której silnik może prawie optymalnie spalać benzynę i niższej L.O.

Jeśli zestawienie to uzupełnić pomiarem momentu obrotowego M , wówczas byłoby możliwe opracowanie procedury, która pozwoliłaby skorygować użytkowaną charakterystykę φ_{opt} w taki sposób, aby stało się możliwe optymalne spalanie benzyn o wyższej, niż zwykle stosowana, liczbie oktanowej. Optymalizacja polegałaby na znalezieniu takiej wartości kąta φ_{opt} , dzięki której w ustalonych warunkach pracy silnika wytwarzany moment obrotowy byłby największy.

Przytoczona możliwość korygowania charakterystyki φ_{opt} w przypadku spalania paliwa o wyższej L.O. ma obecnie znaczenie teoretyczne, ponieważ dokładność pomiaru momentu obrotowego przetwornikami bezkontaktowymi (a takie tylko można by brać pod uwagę w samochodowych układach zapłonowych) jest zbyt mała. Błąd pomiarowy przekracza 5%.

Warto podkreślić istotną zaletę regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu za pomocą układu ze sprzężeniem zwrotnym, jaką jest jej uniwersalność. Metoda ta może być z powodzeniem wykorzystana również do sterowania kątem wyprzedzenia wtrysku paliwa w silnikach z zapłonem samoczynnym. Wówczas zestawienie wielkości sterujących należałoby rozszerzyć o element określający dawkę wtryskiwanego paliwa. Jeśli przyjąć, że silniki spalinowe przez zdecydowanie większy czas pracują w warunkach określonych dużym obciążeniem i wysoką prędkością obrotową, to zakres zmian wartości φ_{opt} w funkcji n i η_v jest znikomo mały w porównaniu z zakresem zmian wartości α_{opt} . Zatem bez większej szkody dla jakości i dokładności regulację wyprzedzenia zapłonu można by zastąpić charakterystykę φ_{opt} pewną ustaloną wartością φ_{opt} . Podobnie przedstawia się ten problem w przypadku sterowania kątem wyprzedzenia wtrysku, gdzie φ_{opt} jest funkcją trzech argumentów: n , η_v , m_o (przez m_o oznaczono ilość paliwa w pojedynczej dawce). Uwzględnienie w tej charakterystyce wielkości η_v jest podyktowane faktem dosyć wyraźnej zależności napełnienia cylindrów silników ZS od prędkości obrotowej. W skrajnych przypadkach stosunek maksymalnego napełnienia cylindrów do minimalnego może osiągać wartość 1,2. W silnikach ZS doładowywanych wartość ta może być większa.

Literatura

- [1] Konopiński M.: Elektronika w technice motoryzacyjnej, Warszawa 1979 WKiŁ.
- [2] Kowalewicz A.: Systemy spalania szybkoobrotowych silników spalinowych, Warszawa 1980, WKiŁ.
- [3] Bernhardt M., Dobrzyński S., Loth E.: Silniki spalinowe, Warszawa, 1978, WKiŁ.
- [4] Ekchian A., Hault D.P.: Flow visualization study of the intake process of an internal combustion engine. SAE 790095.
- [5] Shiomoto G.H., Sawyer R.F., Kelly B.D.: Charakterization of the lean misfire limit. SAE 780235.
- [6] Cole J.B., Swords M.D.: An investigation of the ignition process in a lean-burning engine using conditionally, sampled laser-Doppler anemometry. SAE 800043.

- [7] Namazian M.: Schlieren visualization of the flow and density fields in the cylinder of a spark-ignition engine SAE 800044.
- [8] Uyehara O.A.: Effect of burning zone A/F, fuel H/C on soot formation and thermal efficiency. SAE 800093.
- [9] Grot E.G., Matekunar F.A.: The nature of turbulent flame propagation in a homogeneous spark-ignited engine. SAE 800133.
- [10] Hiromi T., (at al): Study of induction swirl in a spark ignition engine. SAE 810496.
- [11] Eichler, J., Hamisch H.: Zündung von Kohlenwasserstoff—Luft—Gemischen mit Laserstrahlung. Bosch Technische Berichte 4/1973
- [12] Hires S.D., (at al): The prediction of ignition delay and combustion intervals for a homogeneous charge, spark ignition engine. SAE 780232.
- [13] Advanced ignition systems: an overview. Automotive Engineering 1/1982.
- [14] Cetegen B., (at al): Performance of a plasma jet igniter. SAE 800042.
- [15] Oppenheim A.K., (at al): Jet ignition of an ultra-lean mixture. SAE 760266.
- [16] Peters B.D., Quader A.A.: Wetting the appetite of spark ignition engines for lean combustion. SAE 780234.
- [17] Dale J.D., Smy P.R., Clement R.M.: Laser ignited internal combustion engine — an experimental study. SAE 780329.
- [18] Asik J.R., (at al): Design of a plasma jet ignition system for automotive applications. SAE 770055.
- [19] Plasma jet ignition extends lean misfire limit. Automotive Engineering 4/1983
- [20] Karkoszka P.: Czujniki w samochodowych systemach zapłonowych. Biuletyn PIAP 2—3/1984
- [21] Manger H.: Anforderungen an neue Zündsysteme. Bosch Technische Berichte 5/1977, 5/6.