2.1. Podstawowe wiadomości o paliwach

Paliwa składają się z mieszaniny węglowodorów różniących się swą budową molekularną. Budowa i wielkość molekuły, jak również liczba atomów wodoru i węgla są podstawą zachowania się paliwa podczas procesu spalania w silniku. Czysty wodór również znajduje zastosowanie jako paliwo.

Budowa

Cząsteczka węglowodoru ma budowę łańcuchową lub pierścieniową (rys. 1). Cząsteczka w najprostszej łańcuchowej formie (parafina lub olefina) jest łatwo zapalna i palna. Z tego powodu w silniku o zapłonie iskrowym zachodzi proces spalania stukowego.

Olefiny różnią się od parafin podwójnym wiązaniem pomiędzy dwoma atomami węgla. W silnikach o zapłonie samoczynnym węglowodory te spalają się łatwo, nie wywołując spalania stukowego. Cząsteczki z łańcuchem zewnętrznym (izomery) lub w formie pierścieniowej (aromatyczne i cykloparafiny) nie są tak łatwo zapalne. W silnikach o zapłonie iskrowym są one odporne na spalanie stukowe, a w silnikach o zapłonie samoczynnym, z powodu znacznej zwłoki zapłonu, sprzyjają spalaniu stukowemu.

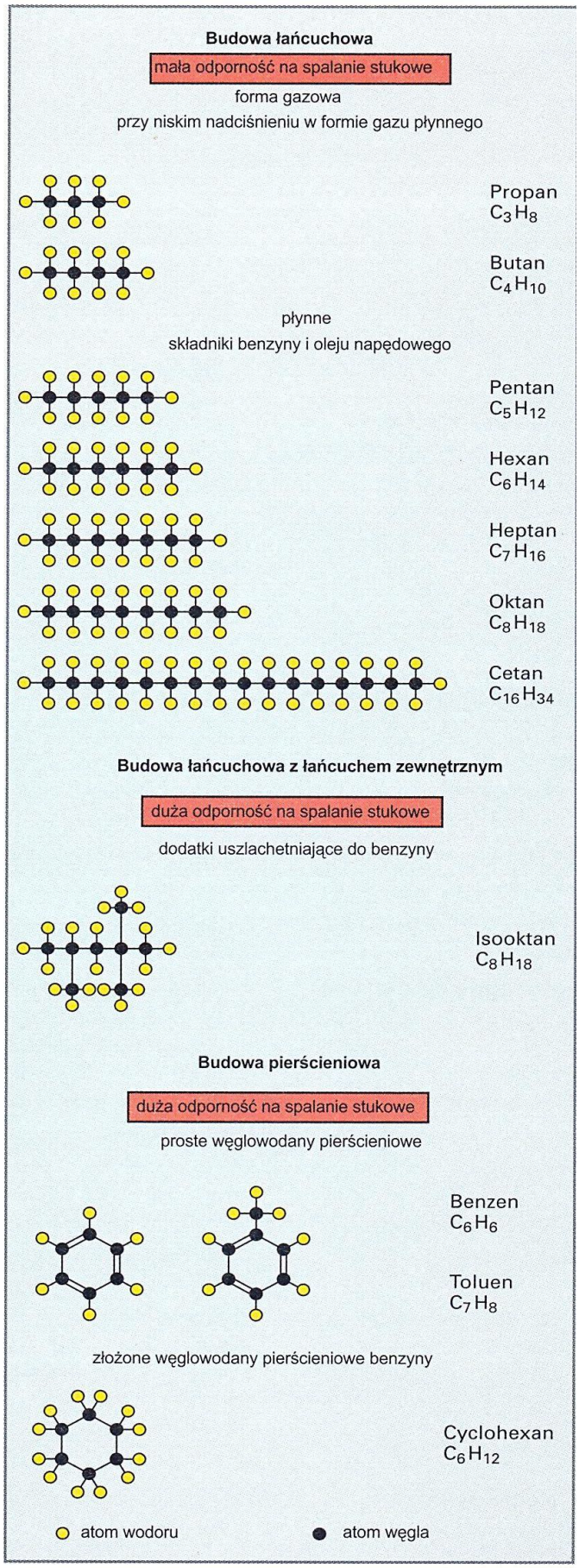
Otrzymywanie

Najpowszechniejszym i najważniejszym w świecie produktem wyjściowym do otrzymywania paliw jest ropa naftowa. Według wiedzy na dzień dzisiejszy ten nośnik energii chemicznej powstał w ciągu milionów lat w wyniku przemiany obumarłych i osadzonych na dnie organizmów mieszkańców mórz, które stanowiły zasobnik zgromadzonej energii słonecznej.

Nie wszystkie węglowodory wchodzące w skład ropy naftowej nadają się na paliwo do silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym. Większość z nich musi być wcześniej poddana przekształceniom chemicznym.

Produkty końcowe wytwarza się w rafineriach dwoma metodami:

1. **rozdzielania,** np.: destylacja, filtrowanie,
2. **przekształcania,** np.: kraking, reforming.



Rys. 1. Budowa cząsteczkowa węglowodorów

Odporność na spalanie stukowe (BLO, MLO)

Wysoka temperatura zapłonu paliw do silników o zapłonie iskrowym odpowiada dużej ich odporności na spalanie stukowe. Miarą odporności na spalanie stukowe jest Badawcza Liczba Oktanowa (BLO) i Motorowa Liczba Oktanowa (MLO). Obie liczby oktanowe są mierzone w badawczym silniku o zmiennym stopniu sprężania, w wyniku porównania jego wskaźników pracy podczas zasilania paliwem bazowym, składającym się z izooktanu (LO = 100) i n-heptanu (LO = 0), oraz paliwem badanym. Badane paliwo osiąga LO = 95, wtedy gdy jego odporność na spalanie stukowe jest taka sama jak mieszaniny 95% izooktanu i 5% n-heptanu. Motorowa Liczba Oktanowa jest mniejsza niż Badawcza Liczba Oktanowa, ponieważ mierzy się ją przy wyższej prędkości obrotowej i w temperaturze mieszanki około 150° C.

Benzyna bezołowiowa

Pojazdy wyposażone w katalizatory wymagają zastosowania paliw bezołowiowych. Użycie benzyny ołowiowej (etyliny) powoduje osadzanie się związków ołowiu zawartych w spalinach w przestrzeniach katalizatora i jego zatykanie. To prowadzi do sytuacji, w której szkodliwe związki zawarte w spalinach już nie mogą być zmienione w związki nieszkodliwe. Z tego powodu zawartość ołowiu w paliwie bezołowiowym jest ograniczona do maksimum 13mg/litr.

Wraz ze zmniejszaniem zawartości ołowiu w paliwie zmniejsza się również jego liczba oktanowa. A zatem już na etapie wytwarzania paliwa bezołowiowego konieczne jest dodanie, w procesach reformingu, polimeryzacji i alkalizacji, większej ilości dodatków zapobiegających spalaniu stukowemu. Niezbędną liczbę oktanową osiąga się przede wszystkim w wyniku dodania **antydetonatorów**, czyli dodatków przeciwstukowych.

Antydetonatory zawierające metale

Antydetonatory te nie są stosowane w Unii Europejskiej z uwagi na powstające w wyniku ich spalania toksyczne składniki spalin: ołów, związki bromu i chloru.

Antydetonatory nie zawierające metali

Węglowodory aromatyczne, takie jak: benzen, toluen i ksylen, osiągają badawczą liczbę oktanową 108 ÷ 112 i dodane do paliw podwyższają sumaryczną liczbę oktanową paliw. Zawartość benzenu, który ma działanie rakotwórcze, jest ograniczona do 5%. Normalna benzyna zawiera przeciętnie 2% benzenu, benzyna super 1%.

Organiczne związki tlenu jako antydetonatory

Alkohole (metanol, etanol), fenole i eter mają niewielkie zastosowanie, gdyż trudno rozpuszczają się w paliwie, cechuje je nieprzyjemny zapach i mają małą wartość opałową. Wartość opałowa to ilość energii uzyskanej w wyniku spalenia jednostki paliwa.

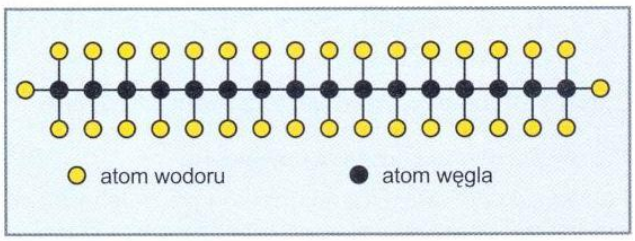
MTB (metyl – trzeciorzędowy – etyl butylowy) jako antydetonator

Z uwagi na dużą liczbę oktanową BLO wynoszącą 110 ÷ 115 MTB znacznie wpływa na podwyższenie wartości LO paliw.

Paliwa do silników o zapłonie iskrowym mają punkt zapłonu poniżej 21° C i tym samym należą do grupy A środków łatwopalnych (najwyższy stopień zagrożenia).

2.2.2. Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym

W przeciwieństwie do paliw przeznaczonych do silników o zapłonie iskrowym paliwa do silników o zapłonie samoczynnym powinny być możliwie łatwo zapalne. Miarą zdolności do samozapłonu jest liczba cetanowa LC. Im więcej jest w paliwie węglowodorów łańcuchowych, tym łatwiejszy jest jego samozapłon. Liczba cetanowa paliwa do silników o zapłonie samoczynnym powinna być większa niż 51. Obecnie LC w paliwach dochodzi do 62. Liczba cetanowa jest określana w silniku badawczym, w którym czas między początkiem wtrysku paliwa a rozpoczęciem samozapłonu jest możliwy do ścisłego określenia (zwłoka zapłonu). Liczba cetanowa badanego paliwa jest określana na podstawie porównania zwłoki samozapłonu z mieszaniną n-cetanu ($C_{16}H_{34}$) **(rys. 1)** o LC 100 i metylonaftaleniu (LC 0). Im wyższa jest liczba cetanowa, tym większa jest skłonność paliwa do samozapłonu.



Rys. 1. Cetan

Dopuszczalna zawartość siarki w paliwie do roku 2005 wynosiła 200 mg/l. W celu ograniczenia emisji dwutlenku siarki podczas spalania paliwa w silnikach o zapłonie samoczynnym po roku 2005 dopuszczalna zawartość siarki została ograniczona do 50 mg/l paliwa. Dopalacz katalityczny redukujący tlenki azotu (NO_x) może być zastosowany, kiedy zawartość siarki w paliwie nie przekracza 50 ppm.

Związane ze zmniejszeniem zawartości siarki pogorszenie właściwości smarnych paliwa do silników o zapłonie samoczynnym musi być zrekompensowane przez dodanie odpowiednich dodatków, które wpływają na poprawę smarowności. Poza zmniejszeniem emisji dwutlenku siarki (SO_2) redukcji podlega również ilość cząstek stałych w spalinach.

Paliwo zimowe do silników o zapłonie samoczynnym

Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym mają właściwość wytrącania kryształów parafiny w niskich temperaturach otoczenia, co prowadzi do zablokowania filtrów paliwa i w konsekwencji unieruchomienia silnika.

Paliwo zimowe do silników o zapłonie samoczynnym w temperaturze do -15° C musi mieć zdolność swobodnego przepływania przez wkłady filtracyjne. Zdolność przepływania paliwa przez filtry ma swoją nazwę Cold Filter Pugging Point (CFPP).

Cold Filter Pugging Point określa temperaturę, w której paliwo do silników o zapłonie samoczynnym tworzy kryształy parafiny o takiej wielkości, żeby w określonym czasie znormalizowana bibuła filtracyjna nie stanowiła dla nich żadnej przeszkody.

Kryształy parafiny mogą być rozpuszczone jedynie w wyniku oddziaływania ciepła, doprowadzanego przez zainstalowany w obudowie filtra system podgrzewania paliwa.

Dodatki do paliwa (poprawiające płynność) nie zapobiegają tworzeniu się parafiny, lecz skutecznie spowolniają szybkość wzrostu jej kryształów i jeśli temperatura nie przekroczy -20° C przepływ paliwa przez filtry jest możliwy.

Dodawanie benzyny do oleju napędowego jest niedopuszczalne, ponieważ:

- smarowanie wysokociśnieniowej aparatury paliwowej jest niewystarczające,
- wytwórcy silników spalinowych nie dopuszczają takiego postępowania, w wypadku uszkodzenia skutkuje ono utratą gwarancji,
- powoduje pogorszenie zdolności do samozapłonu paliwa do silników o zapłonie samoczynnym, wskutek kondensacji paliwa na ściankach komory spalania, a w efekcie rozrzedzenie oleju smarującego i zmniejszenie szczelności układu Tłok – Pierścienie tłokowe – Cylinder (TPC),
- powoduje wzrost zużycia paliwa,
- zmienia się punkt zapłonu, a mieszanina staje się łatwopalna i trafia do I klasy produktów łatwopalnych.

Podczas dodawania nafty do oleju napędowego w celu polepszenia jego płynności należy uwzględnić odpowiednie przepisy wytwórcy paliwa.

Ekopaliwa do silników o zapłonie samoczynnym; biodiesel

Wytwarzane są z oleju rzepakowego, także z przekwitniętego surowca (ester metylowy oleju rzepakowego).

Stosując te paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym, należy zwrócić uwagę, czy jest on przystosowany do spalania takiego paliwa. W przeciwnym razie węże z tworzyw sztucznych i uszczelki mogą ulec degradacji i stracić szczelność.

Ekopaliwa cechują się hydroskopijnością, to znaczy, że rozpuszczają w sobie wodę. Działają na lakier samochodowy tak jak rozpuszczalnik, dlatego nie wolno dopuścić do kontaktu ekopaliwa z powłoką lakierniczą.

Podczas spalania w silniku pozostaje więcej niespalonych węglowodorów i powstaje większa ilość tlenku węgla oraz cząstek stałych niż przy spalaniu w tym samym silniku oleju napędowego. Udział tlenków azotu jest nieco większy. Spalanie ekopaliw nie powoduje wzrostu zawartości CO_2 w atmosferze, gdyż zostaje on jedynie uwolniony z roślin w tej samej ilości, w jakiej był z niej zaabsorbowany.

Paliwa do silników o zapłonie samoczynnym mają punkt zapłonu w granicach 55 °C ÷ 100 °C i znajdują się w grupie A środków łatwopalnych w klasie III.

2.3. Teoria spalania

Zadania układu tworzenia mieszanki paliwowo-powietrznej

Układ ten ma zapewnić we wszystkich możliwych warunkach pracy silnika stworzenie mieszanki paliwowo-powietrznej, której ilość będzie wystarczająca do zupełnego i całkowitego spalenia.

Zupełne spalanie mieszanki paliwowo-powietrznej

Przez to pojęcie rozumie się zupełne utlenienie wszystkich atomów węgla i wodoru do dwutlenku węgla i wody z wydzieleniem pewnych ilości energii cieplnej.

Ponieważ paliwa w zależności od wielkości i budowy molekuł zawierają różne ilości atomów węgla i wodoru, to do zupełnego ich spalenia potrzebne są różne ilości powietrza. Kiedy brak jest odpowiedniej ilości powietrza lub występuje jego nadmiar w komorze, proces spalania przebiega nieprawidłowo. Paliwo nie zostaje w pełni spalone. Jeżeli pewne granice składu mieszanki (granice zapłonu) zostaną przekroczone, to proces spalania w ogóle się nie rozpocznie.

Współczynnik składu mieszanki paliwowo-powietrznej

Współczynnik składu mieszanki paliwowo-powietrznej określa ilość paliwa i powietrza w mieszance. Rozróżnia się teoretyczny i praktyczny współczynnik składu mieszanki.

Teoretyczny współczynnik składu mieszanki (współczynnik stechiometryczny = teoretyczne zapotrzebowanie powietrza). Określa on, jaka ilość (w kg) powietrza jest niezbędna do zupełnego spalenia 1 kg paliwa. Do spalenia 1 kg benzyny potrzeba 14,8 kg powietrza, czyli 10300 litrów.

Praktyczny współczynnik składu mieszanki. W zależności od stanu pracy silnika współczynnik ten odbiega od wartości teoretycznej. Przy nadmiarze paliwa, np. 1 : 13, mówi się, że mieszanka jest „bogata". Przy nadmiarze powietrza mieszankę uważa się za „ubogą".

2.4. Współczynnik nadmiaru powietrza (λ = Lambda)

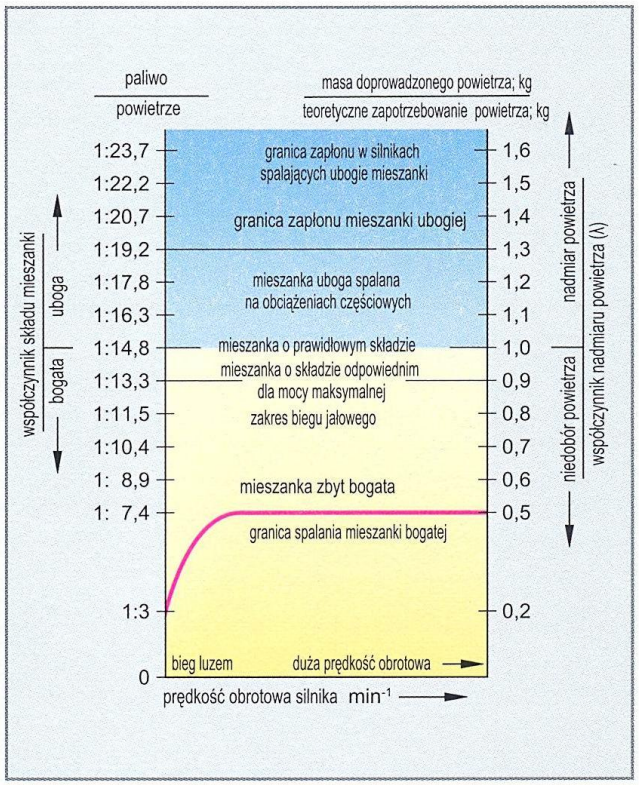
Współczynnik nadmiaru powietrza jest to iloraz masy powietrza dostarczonego do komory spalania do masy teoretycznej potrzebnej do całkowitego i zupełnego spalenia paliwa znajdującego się w komorze spalania.

$$\text{współczynnik nadmiaru powietrza } \lambda = \frac{\text{doprowadzona masa powietrza, kg}}{\text{teoretyczne zapotrzebowanie powietrza, kg}}$$

Jeśli współczynnik składu mieszanki równy jest ilorazowi 1:14,8, współczynnik nadmiaru powietrza ma wartość $\lambda = 1$. W tym wypadku do silnika jest dostarczana dokładnie taka ilość powietrza, jaka jest wymagana do zupełnego spalenia paliwa znajdującego się w komorze spalania. Jeżeli do spalenia 1 kg paliwa dostarczono np. 16 kg powietrza, to współczynnik nadmiaru powietrza przyjmie wartość:

$$\lambda = \frac{16 \text{ kg powietrza}}{14{,}8 \text{ kg powietrza}} = 1{,}08,$$

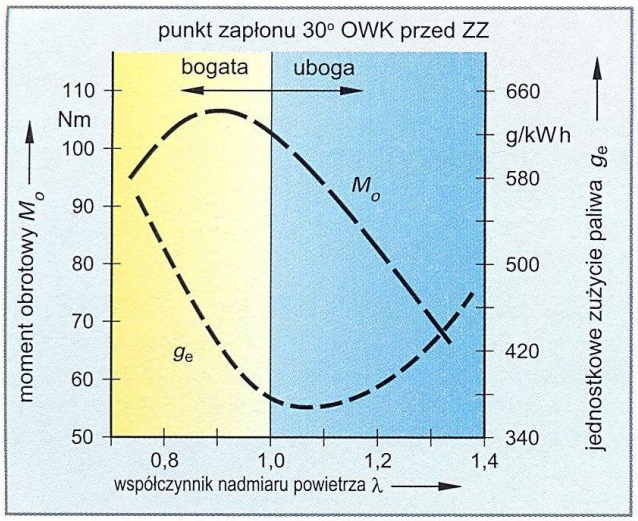
Oznacza to, że mieszanka powstała w komorze spalania jest „uboga" i zawiera więcej powietrza, niż jest wymagane do zupełnego spalenia paliwa. Nadmiar powietrza wynosi 8 %.



Rys. 1. Współczynniki składu mieszanki i nadmiaru powietrza przy spalaniu benzyny

W każdym z możliwych stanów pracy silnika o zapłonie iskrowym zużycie paliwa, moc i skład spalin zależą od współczynnika nadmiaru powietrza.

Specyficzna zależność między współczynnikiem nadmiaru powietrza, momentem obrotowym i jednostkowym zużyciem paliwa jest przedstawiona na **rys. 1**.



Rys. 1. Wpływ współczynnika nadmiaru powietrza

Silniki o zapłonie iskrowym z wtryskiem benzyny do kolektora dolotowego wyposażone w dopalacz katalityczny spalin muszą pracować przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1$. Ta wartość powinna być dokładnie utrzymywana, aby emisja toksycznych składników spalin była możliwie mała.

2.5. Przebieg procesu spalania w silnikach o zapłonie iskrowym. Spalanie zupełne i niezupełne

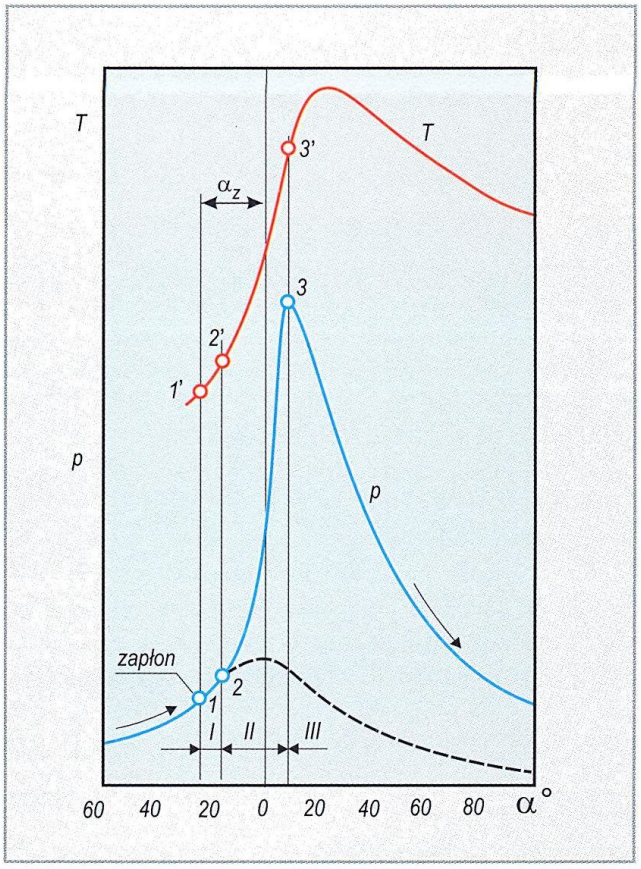
Silniki o zapłonie iskrowym mogą być zasilane benzyną, metanolem lub gazem (LPG, CNG). Powstała mieszanka paliwowo-powietrzna ulega zapłonowi od iskry elektrycznej pod koniec suwu sprężania.

Spalanie w silnikach o zapłonie iskrowym dzieli się na trzy charakterystyczne okresy (**rys. 2**):

I – wstępny, zwany okresem indukcji, rozpoczyna się w punkcie 1 w momencie przeskoku iskry na świecy zapłonowej, a kończy w punkcie 2, gdy następuje widoczny wzrost ciśnienia,

II – właściwe spalanie, które trwa od punktu 2 do 3, czyli od momentu rozpoczęcia wzrostu ciśnienia do osiągnięcia ciśnienia maksymalnego (rozprzestrzenianie się płomienia w całej objętości komory spalania),

III – dopalanie.



Rys. 2. Przebieg zmian ciśnienia *p* i temperatury *T* w cylindrze silnika o zapłonie iskrowym w zależności od kąta obrotu wału korbowego

Zapłon mieszanki w wypadku normalnego spalania następuje przy końcu suwu sprężania kilka stopni OWK przed osiągnięciem ZZ. Kąt wyprzedzenia zapłonu waha się od 10 – 50 °OWK. Większe wartości odpowiadają większej prędkości obrotowej. Maksymalne ciśnienie spalania, dochodzące do 8 MPa, jest osiągane przy około 5 – 20 °OWK. Nieco później, przy około 25 – 30 °OWK po ZZ temperatura osiąga swoje maksimum, dochodząc niekiedy do 3100 K. Przy czym wielkość przyrostu ciśnienia waha się od 0,15 do 0,25 MPa/°OWK.

Ponieważ spalenie mieszanki paliwowo-powietrznej musi nastąpić w bardzo krótkim czasie (spalanie kończy się bardzo szybko po ZZ), molekuły paliwa i tlenu powinny znajdować się jak najbliżej siebie. Niezbędny do spalenia tlen pochodzi z zassanego powietrza. Ponieważ w powietrzu jest jedynie około 20 % tlenu, do spalenia paliwa powinna być dostarczona odpowiednio duża ilość powietrza. Do zupełnego spalenia 1 kg benzyny niezbędna jest minimalna ilość powietrza o masie około 14,8 kg (~12 m^3 o gęstości $\rho = 1{,}29\ kg/m^3$).

Węgiel zawarty w paliwie spala się z tlenem, tworząc dwutlenek węgla (CO_2), pozostały wodór łączy się

nem, tworząc parę wodną. Zawarty w powietrzu azot nie ma znaczącego udziału w procesie spalania. Jednakże przy dużym ciśnieniu i w wysokiej temperaturze spalania mogą powstawać trujące tlenki azotu (NO_x).

Zupełne spalanie:

Energia chemiczna paliwa jest zamieniana w energię cieplną.

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 + \text{energia cieplna}$$

$$2\,H_2 + O_2 \rightarrow 2\,H_2O + \text{energia cieplna}$$

Niezupełne spalanie:

Jeżeli do spalenia 1 kg paliwa pozostaje jedynie 13 kg powietrza, to mieszanka paliwowo-powietrzna będzie zbyt bogata (1 : 13), ponieważ znajdzie się w niej zbyt mało tlenu. W efekcie część węgla nie ulegnie pełnemu spaleniu, powstanie natomiast tlenek węgla CO, który jest bardzo niebezpieczny dla zdrowia.

$$2\,C + O_2 \rightarrow 2\,CO + \text{ciepło}$$

Jeżeli do spalenia 1 kg paliwa dostarczone zostało powietrze o masie 16 kg, to mieszanka paliwowo-powietrzna będzie zbyt uboga (1 : 16). Nastąpi wprawdzie pełne spalanie, lecz z uwagi na mniejszą ilość paliwa, które może odparować, chłodzenie komory spalania będzie zbyt małe. W efekcie może to doprowadzić do przegrzania silnika.

2.5.1. Formowanie mieszanki paliwowo-powietrznej

Mieszanka homogeniczna. W zamkniętych komorach spalania przygotowanie mieszanki odbywa się w samej komorze. Aby powstała mieszanka o składzie homogenicznym, musi upłynąć odpowiednia ilość czasu niezbędna do wzajemnego wymieszania się paliwa z powietrzem. Warunkiem jest odpowiednio wczesny wtrysk paliwa do komory spalania, realizowany w suwie sprężania (wtrysk bezpośredni), lub do kolektora ssącego, realizowany w suwie dolotu (wtrysk pośredni).

Mieszanka heterogeniczna. W komorze spalania znajdują się obszary, w których skład mieszanki jest odmienny od stechiometrycznego (ładunek uwarstwiony). Późny wtrysk paliwa do komory spalania (wtrysk z tle bezpośredni) w suwie sprężania oraz zawirowania powietrza w cylindrze wpływają na powstawanie mieszanki niejednorodnej w przestrzeni komory, czyli ładunku uwarstwionego. W celu umożliwienia zapłonu ładunku uwarstwionego konieczne jest zapewnienie występowania mieszanki o współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 1$ w okolicy świecy zapłonowej. W obszarach przyściennych komory spalania mieszanka jest w tym wypadku uboga.

2.5.2. Regulacja mocy

Regulacja ilościowa. W silnikach z zewnętrznym tworzeniem mieszanki o składzie homogenicznym regulacja mocy silnika odbywa się za pomocą przepustnicy, która w zależności od zapotrzebowania jest uchylana w mniejszym lub większym stopniu. W efekcie zmienia się ilość zassanego powietrza. Utworzona mieszanka pozostaje zawsze homogeniczna ($\lambda = 1$).

Regulacja jakościowa. W silnikach z wewnętrznym tworzeniem mieszanki o niejednorodnym składzie regulacja mocy odbywa się przy otwartej przepustnicy przez wtryskiwanie różnych dawek paliwa. Ilość zassanego powietrza pozostaje przy tym prawie taka sama. Jakość mieszanki wytworzonej (jej jakość) w komorze spalania zmienia się w zależności od wymaganej zmiany mocy silnika.

2.6. Wpływ czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na spalanie w silniku o zapłonie iskrowym (ZI)

Istnieją dwa parametry regulacyjne, mające zasadniczy wpływ na przebieg procesu spalania; kąt wyprzedzenia zapłonu i skład mieszanki. W silniku ZI są one automatycznie dobierane w zależności od warunków pracy. Istnieje optymalny kąt wyprzedzenia zapłonu; odchylenie od kąta, powoduje zmniejszenie wartości momentu obrotowego i mocy silnika. Optymalny kąt wyprzedzenia zapłonu rośnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Skład mieszanki ma wpływ na szybkość spalania. Najszybciej spalają się mieszanki o składzie nieco bogatszym od stechiometrycznego ($\lambda = 0{,}8 \div 0{,}9$). Czas spalania maleje wraz ze wzrostem temperatury zasysanego powietrza (przy temperaturze 100 °C ten wpływ zanika) oraz zwiększaniem się stopnia sprężania (przy stopniu sprężania powyżej 14 wpływ ten zanika).

Czynniki eksploatacyjne, wpływając na pracę silnika o zapłonie iskrowym, powodują:*

- wzrost prędkości obrotowej silnika wywołuje wzrost bezwzględnej szybkości spalania; po osiągnięciu dużej prędkości obrotowej, względny czas spalania w °OWK jest na tyle duży, że wymaga to przyspieszenia kąta wyprzedzenia zapłonu;
- zwiększenie obciążenia powoduje wzrost temperatury i ciśnienia w cylindrze; w efekcie zwiększa się szybkość reakcji chemicznych i skraca czas spalania;
- wzrost ciśnienia atmosferycznego powoduje również wzrost ciśnienia w cylindrze, a tym samym wzrost szybkości spalania i skrócenie czasu jego trwania; spadek ciśnienia powoduje efekt odwrotny; w związku z tym eksploatacja pojazdu na dużych wysokościach nad poziomem morza wymaga zwiększenia kąta wyprzedzenia zapłonu;
- dławienie silnika na wylocie powoduje zmniejszenie szybkości spalania wywołane wzrostem ilości reszty spalin z poprzedniego cyklu roboczego; spaliny będące gazem obojętnym spowalniają proces spalania;
- zbyt bogata lub zbyt uboga mieszanka powoduje wydłużenie czasu spalania. Maksymalna prędkość spalania zachodzi wtedy, gdy skład mieszanki jest zbliżony do stechiometrycznego ($\lambda = 0,8 \div 0,9$).

Dopasowywanie składu mieszanki do warunków ruchu silnika

W każdych warunkach ruchu silnik potrzebuje określonej ilości mieszanki o określonym składzie.

Rozruch zimnego silnika. W zimnym silniku odparowują jedynie te składniki paliwa, których temperatura parowania jest niska. Większość paliwa ulega kondensacji i osiada na ściankach rury dolotowej i kolektora dolotowego oraz ściankach cylindra. Dlatego ta część paliwa nie ulega spaleniu lub ulega niezupełnemu spaleniu. Aby w tych warunkach wytworzyć palną mieszaninę, należy wtrysnąć bardzo dużą ilość paliwa ($\lambda = 0,3$). Ilość wtryśniętego paliwa jest w tym wypadku zależna od temperatury silnika.

Ponieważ opory ruchu przy zimnym silniku są duże, głównie z uwagi na niską temperaturę oleju smarującego, należy wytworzyć więcej mocy na ich pokonanie. Jest to realizowane przez zwiększenie ilości mieszaniny paliwowo-powietrznej.

Rozgrzewanie silnika. Pojęcie to oznacza pracę silnika od momentu rozruchu do osiągnięcia temperatury roboczej. Podczas rozgrzewania silnika zapotrzebowanie na paliwo, zależne od temperatury silnika, ulega zmniejszeniu. W związku z tym wraz z rozgrzewaniem się elementów silnika wzbogacanie mieszaniny paliwowo-powietrznej systematycznie ulega zmniejszeniu, ponieważ straty związane z kondensacją paliwa na ścianach rury dolotowej, kolektora i cylindra maleją wraz z ich ogrzewaniem się.

Zmiana biegów, przyspieszanie. Podczas otwarcia przepustnicy mieszanka na krótko ubożeje. Aby pokryć chwilowy wzrost zapotrzebowania mocy, należy w krótkim czasie wtrysnąć więcej paliwa.

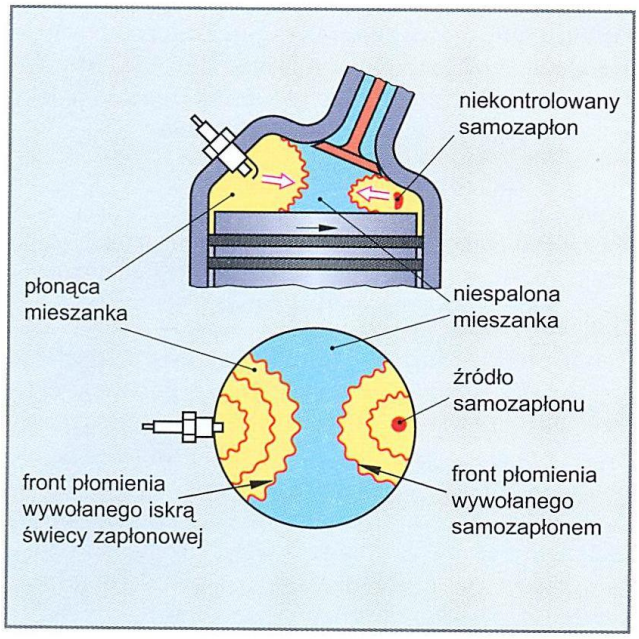
Pełne obciążenie. O pełnym obciążeniu mówi się wtedy, gdy przepustnica jest w pełni otwarta. Aby w tym stanie pracy zapewnić pełną moc silnika, skład mieszanki paliwowo-powietrznej jest utrzymywany na poziomie $\lambda = 0,85 - 0,95$ **(rys. 1, str. 31)**.

Zanik obciążenia. W tym trybie pracy przepustnica jest w pełni zamknięta, a silnik pracuje ze zwiększoną prędkością obrotową. Do takiego stanu dochodzi wtedy, gdy pojazd zjeżdża z góry lub kierowca zdejmuje nogę z pedału przyspieszenia i zmniejsza się prędkość jazdy w wyniku hamowania silnikiem. Ze względu na oszczędność paliwo nie jest wtryskiwane do czasu osiągnięcia przez silnik określonej prędkości obrotowej lub do ponownego otwarcia przepustnicy.

* Kowalewicz A. Wybrane zagadnienia samochodowych silników spalinowych, WSI Radom, 1996

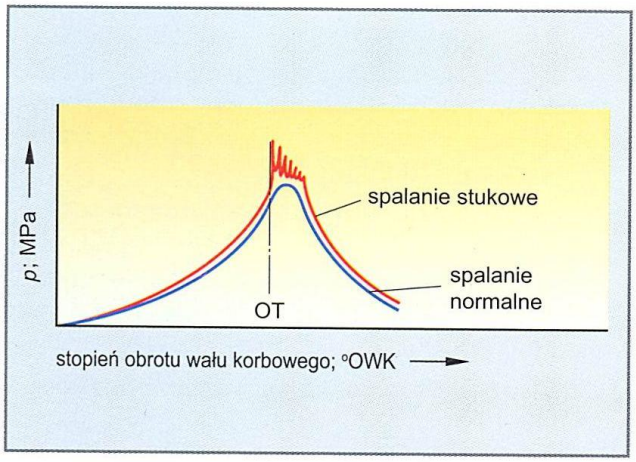
2.7. Spalanie stukowe, zapłon powierzchniowy

Spalanie stukowe zdarza się w silniku o zapłonie iskrowym wtedy, gdy oprócz zainicjowanego iskrą elektryczną procesu ciągłego spalania dochodzi do samozapłonu (rys. 1).



Rys.1. Spalanie stukowe

Samozapłon następuje w wielu punktach jednocześnie, co prowadzi do zbyt szybkiego i gwałtownego spalania, w trakcie którego dochodzi do zderzania się frontów płomieni o kulistym kształcie. Prędkość spalania osiąga wartości od 300 do 500 m/s, co prowadzi do zbyt dużego wzrostu ciśnienia (rys. 2).



Rys. 2. Ciśnienie spalania w silniku o zapłonie iskrowym

Charakterystyczny odgłos stukania lub nawet dzwonienia, będący następstwem wielu niekontrolowanych samozapłonów i powstałej fali uderzeniowej, wywołuje drgania poszczególnych elementów silnika. Spalanie stukowe jest dużym obciążeniem mechanicznym i termicznym układu korbowo-tłokowego, a także przyczyną spadku podaży mocy.

Inne powody spalania stukowego

Poza opisaną poprzednio przyczyną powstawania spalania stukowego w postaci nieodpowiedniego paliwa może ono być wywołane jeszcze przez inne czynniki, takie jak:

- zbyt wczesny zapłon,
- niejednorodna mieszanka paliwowo-powietrzna,
- niewystarczający odpływ ciepła w wyniku osadzenia się nagarów lub uszkodzeń układu chłodzenia,
- zbyt wysoki stopień sprężania, będący np. wynikiem zbyt cienkiej uszczelki podgłowicowej.

Spalanie stukowe będące efektem przyspieszania

Do spalania stukowego dochodzi przede wszystkim podczas przyspieszania pod pełnym obciążeniem z małą prędkością obrotową silnika. Przyczyną tego stanu rzeczy jest przede wszystkim zbyt mała liczba oktanowa, jak również nieprawidłowo ustawiony kąt wyprzedzenia zapłonu.

Spalanie stukowe towarzyszące prędkości maksymalnej

Jest to proces, do którego dochodzi przy maksymalnej prędkości obrotowej silnika podczas jazdy pod pełnym obciążeniem. Przyczyną tego zjawiska jest mała motorowa liczba oktanowa MLO paliwa, co oznacza, że różnica między liczbą oktanową motorową i badawczą paliwa jest zbyt duża. W wyniku głośnych szumów wewnątrz pojazdu dochodzi często do przekroczenia dopuszczalnego poziomu natężenia dźwięku. W efekcie przegrzania silnika może dojść do różnorodnych uszkodzeń, np. do przepalenia denka tłoka i głowicy cylindrowej, jak również do zatarcia tłoków.

Spalanie stukowe powstałe wskutek żarzenia się elementów

Spalanie wywołane przez różne żarzące się części silnika w przestrzeni spalania, które powodują samozapłon, zanim zostanie on zainicjowany w momencie przeskoku iskry na świecy zapłonowej (niekontrolowany przedwczesny zapłon, zwany też zapłonem powierzchniowym).

2.8. Komory spalania w silnikach o zapłonie iskrowym

Komora spalania stanowi najmniejszą objętość przestrzeni spalania. Od dołu w położeniu zwrotu zewnętrznego tłoka (ZZ) jest ograniczona denkiem tłoka, w którym może być umieszczona część jej objętości.

Kształt geometryczny komory spalania ma istotny wpływ na przebieg procesu spalania w silniku spalinowym ze względu na:

- zawirowanie wstępne mieszanki,
- przebieg spalania,
- zużycie paliwa,
- emisję toksycznych składników spalin,
- odporność na spalanie stukowe,
- moment obrotowy,
- moc,
- sprawność.

Kształt i wielkość komory spalania jest określony przez:

- stopień sprężania,
- stosunek powierzchni wewnętrznej do objętości,
- miejsce posadowienia świecy zapłonowej lub wtryskiwacza,
- posadowienia zaworów.

Jeżeli powierzchnia wewnętrzna komory spalania jest duża, wzrastają straty ciepła wskutek jego przenikania przez ścianki komory. Równie dobrze mogą być projektowane komory spalania o zbyt małej powierzchni ścianek, w wyniku czego paląca się mieszanka paliwowo-powietrzna wygasza się samoczynnie. W efekcie zwiększa się emisja węglowodorów w spalinach silnika.

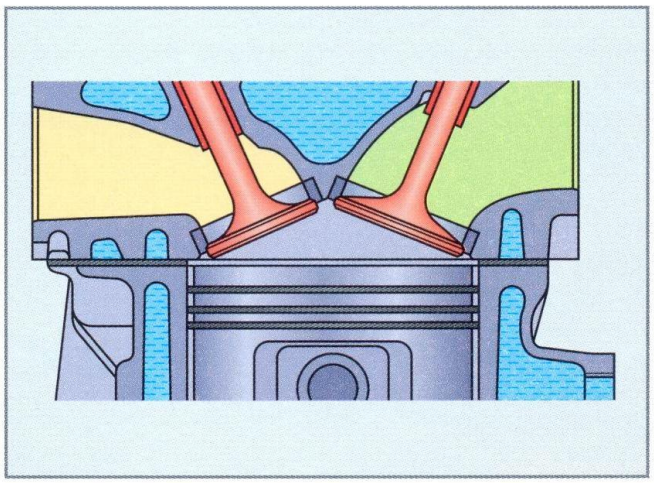
Miejsce posadowienia świecy zapłonowej lub wtryskiwacza ma wpływ na długość drogi rozprzestrzeniania się czoła płomienia. Największą sprawność osiągają silniki, w których droga, jaką przebywa czoło płomienia, jest najkrótsza, co oznacza centralne posadowienie zarówno świecy zapłonowej, jak i wtryskiwacza.

Od optymalnie wykonanej komory spalania oczekuje się następujących własności:

- dużego napełnienia cylindra w wyniku odpowiednich czasoprzekrojów otwarcia zaworu dolotowego,
- dobrego zawirowania i wymieszania zassanego powietrza z wtryśniętym paliwem, przy odpowiednim wykorzystaniu do sprężania mieszanki tłoka zmierzającego w kierunku ZZ,
- szybkiego i możliwie całkowitego usunięcia gazów spalinowych przez zawór wylotowy,
- zwartej przestrzeni bez wad nad denkiem tłoka przy jego krawędziach.

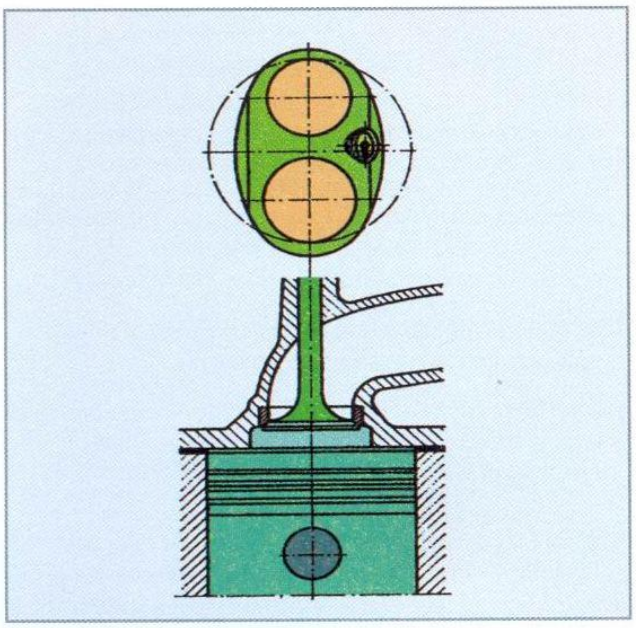
Najprostszy z kształtów komory spalania to przestrzeń półkulista, w której droga rozprzestrzeniania się czoła płomienia jest najkrótsza, a powierzchnia wewnętrzna ścianek komory spalania najmniejsza. Niestety, z uwagi na posadowienie zaworów kształt ten musi być modyfikowany.

Daszkowa komora spalania (rys. 1) jest podobna do komory półkulistej. Zawory dolotowy i wydechowy są umieszczone naprzeciw siebie w przekroju poprzecznym głowicy cylindrowej. Powierzchnia grzybka zaworu dolotowego jest najczęściej większa od powierzchni grzybka zaworu wylotowego i umożliwia tym samym lepsze napełnienie cylindra.



Rys. 1. Daszkowa komora spalania

Wanienkowa komora spalania (rys. 1 str. 36). Komora ta ma postać odwróconej płaskiej wanny. Gniazda zaworów dolotowego i wylotowego są umieszczone na dnie wanny i w jednym rzędzie, a świeca zwykle w bocznej ścianie pomiędzy zaworami. Komory te pozwalają na stosowanie najprostszych i najtańszych rozrządów górnozaworowych, o równoległych osiach zaworów.

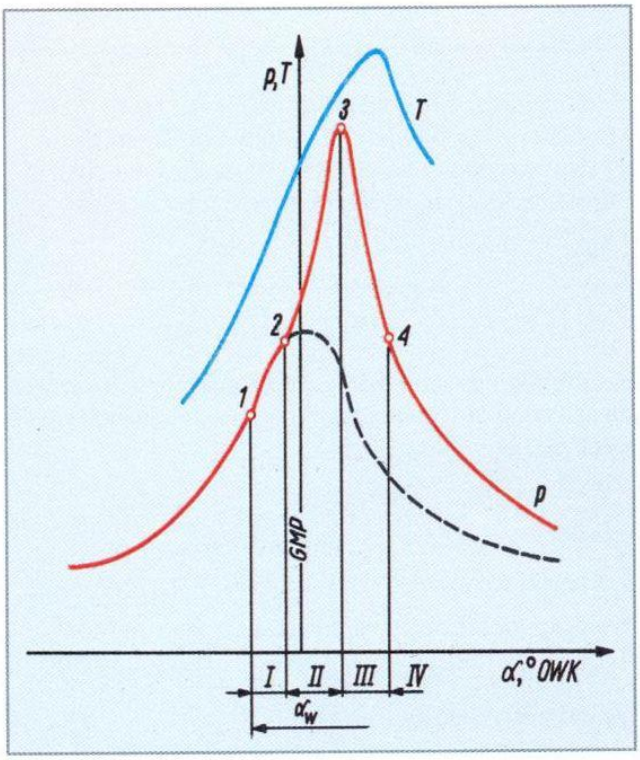


Rys. 1. Wanienkowa komora spalania

Komora spalania z przestrzeniami wyciskania o formie klinowej (rys. 2, str. 89). Komory te są najbardziej kompaktowe i mogą mieć formę daszkową, klinową lub wanienkową. Krótko przed osiągnięciem przez tłok zwrotu zewnętrznego powietrze lub mieszanka paliwowo-powietrzna jest wyciskana z przestrzeni klinowych. Powstające przy tym zawirowanie prowadzi do intensyfikacji procesu mieszania wtryskiwanego paliwa z powietrzem, dzięki czemu szybciej dochodzi do procesu spalania. Zwłoka zapłonu ulega skróceniu, mogą być zastosowane zimniejsze świece zapłonowe, wyższy stopień sprężania, benzyna o niższej liczbie oktanowej. Ponadto dzięki pełniejszemu spalaniu zmniejsza się udział niespalonych węglowodorów w spalinach.

2.9. Przebieg spalania w silniku o zapłonie samoczynnym. Spalanie całkowite i niecałkowite

Spalanie w silnikach o zapłonie samoczynnym zasadniczo różni się od spalania w silnikach o zapłonie iskrowym. W silnikach o zapłonie samoczynnym nie występuje spalanie stukowe. Zapłon i spalanie dawki paliwa ciekłego następuje przy znacznym nadmiarze powietrza. Z tym wiąże się fakt, że gdyby cała dawka paliwa odparowała jednocześnie, to mieszanka palna znajdowałaby się poza granicami samozapłonu. Samozapłon występuje w miejscach, gdzie lokalnie powstała mieszanka gazowa o składzie $\lambda \approx 1$. Istotnym ograniczeniem dawki paliwa jest granica dymienia, pojawiająca się przy dużym obciążeniu silnika, gdy $\lambda \rightarrow 1$ i zaczyna lokalnie brakować powietrza. Parametrem regulacyjnym jest kąt wtrysku. Przebieg ciśnienia i temperatury w cylindrze silnika o zapłonie samoczynnym przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Przebieg zmian ciśnienia i temperatury w cylindrze silnika ZS w funkcji kąta OWK; 1 – początek wtrysku paliwa, 2 – samozapłon mieszaniny paliwowo –powietrznej, 3 – koniec drugiego okresu spalania (maksimum ciśnienia spalania), 4 – umowny koniec spalania, I – opóźnienie samozapłonu (pierwszy okres), II – rozprzestrzenianie się płomienia w komorze; spalanie kinetyczne (drugi okres), III – sterowane spalanie paliwa; spalanie dyfuzyjne (trzeci okres), IV – dopalanie (czwarty okres)

Przy końcu suwu sprężania następuje początek wtrysku paliwa. Samozapłon, czyli początek spalania następuje po upływie czasu zwanego opóźnieniem samozapłonu. Wtrysk trwa nadal po samozapłonie i kończy się po ZZ tłoka. Ciśnienie gazu w cylindrze osiąga maksimum po ZZ tłoka w pobliżu końca wtrysku paliwa. Koniec procesu spalania jest trudny do określenia, lecz następuje wcześniej, zanim otworzy się zawór wylotowy.

Zwłoka zapłonu silnika o zapłonie samoczynnym

Czas, który upływa od momentu wtrysku paliwa do komory spalania do rozpoczęcia procesu spalania, jest nazywany zwłoką zapłonu.

Zwłoka zapłonu to czas, który upływa od początku wtrysku paliwa do rozpoczęcia procesu spalania.

W normalnych warunkach zwłoka zapłonu w silniku nagrzanym do temperatury pracy jest równa 0,001 s. Zwłoka zapłonu zależna jest przede wszystkim od:

- budowy molekuł paliwa (zdolność do samozapłonu; liczba cetanowa),
- temperatury powietrza dolotowego przed rozpoczęciem procesu spalania,
- stopnia rozpylenia paliwa (ciśnienie wtrysku, wielkość kropel wtryskiwanego paliwa).

Im wyższa jest temperatura i większe ciśnienie, tym mniejsza jest zwłoka zapłonu.

Wtrysk paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym przebiega w ten sposób, że główna część wtryskiwanego paliwa dostaje się do komory spalania, gdzie już uległy samozapłonowi pierwsze partie wtryśniętego paliwa. W ten sposób od płonącego już paliwa zapala się wtryskiwane paliwo.

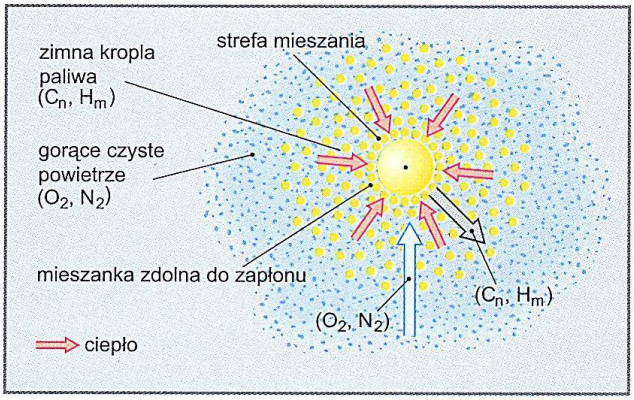
Twarde spalanie silnika o zapłonie samoczynnym

Jeżeli temperatura silnika i temperatura na zewnątrz są niskie, przykładowo podczas rozruchu zimnego silnika, to wydłuża się czas niezbędny do przygotowania mieszanki paliwowo-powietrznej. Zwłoka zapłonu jest zbyt duża (ponad 0,002 s), zgromadzone paliwo spala się gwałtownie, powodując silny hałas, zwany twardym spalaniem silnika o zapłonie samoczynnym (dzwonienie). W efekcie dochodzi do gwałtownego spalania nagromadzonego w komorze spalania paliwa, mającego wiele źródeł zapłonu. Powstały w efekcie duży gradient ciśnienia może prowadzić do uszkodzeń układu korbowego. Twarde spalanie może być ograniczone w wyniku przedwtrysku małej ilości paliwa i dzięki stosowaniu paliwa o większej liczbie cetanowej w chłodnej porze roku.

Całkowite spalanie (rys. 1)

Paliwo jest wtryskiwane do komory spalania pod bardzo wysokim ciśnieniem, zmieniającym się w zależności od układu wtryskowego i obciążenia w granicach od 18,0 do 220 MPa. Paliwo to w wyniku tak wysokiego ciśnienia oraz małej średnicy otworów rozpylaczy (około: 0,15 mm) jest rozdrobnione na bardzo małe krople, a wtryśnięte do komory spalania, w której panuje temperatura rzędu 800°C, ogrzewa się i zaczyna parować; początkowo na powierzchni kropel. Pary paliwa mieszają się z bardzo rozgrzanym powietrzem, nadal się rozgrzewając, i spalają się z tlenem zawartym w powietrzu.

W wyniku rozpoczęcia procesu spalania temperatura w strefie mieszania wciąż wzrasta. W efekcie dochodzi do szybszego parowania paliwa i mieszania z powietrzem. W wypadku idealnego spalania wewnątrz dochodzi również do spalania kropelek paliwa.



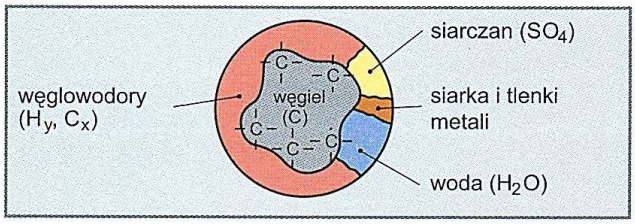
Rys. 1. Całkowite spalanie na kroplach paliwa

Niecałkowite spalanie

Ponieważ strefa zewnętrzna na powierzchni kropelki paliwa reaguje z otaczającym go powietrzem, podczas gdy jądro kropelki jeszcze nie osiągnęło temperatury samozapłonu, dochodzi do zubożenia tlenowego strefy wnętrza odparowanej kropelki paliwa. W związku z tym zachodzi niecałkowite spalanie paliwa. Im większe są kropelki paliwa, tym większa jest strefa, w której panują niedobory tlenu, i przez to większa ilość molekuł węglowodorowych nie jest w pełni spalona.

Tworzenie cząstek stałych. W wyniku niecałkowitego procesu spalania powstają jądra sadzy, na których osadzają się produkty spalania, np. siarczany i węglowodory (**rys. 2**). Są one nazywane cząstkami stałymi. Wykorzystanie nowoczesnych układów wtryskowych pozwoliło w ciągu ostatnich lat zmniejszyć ilość tworzących się cząstek stałych o 90%.

Jednakże obecnie tworzące się cząstki stałe są tak małe, że wdychanie ich do płuc może powodować niszczenie komórek. Mogą też być przyczyną chorób nowotworowych i układu krążenia.



Rys. 2. Cząstki stałe

Intensyfikacja tworzenia się cząstek stałych (powstawanie sadzy) zachodzi w określonych sytuacjach, między innymi wtedy, gdy:

- następuje rozruch zimnego lub gorącego silnika,
- silnik pracuje przy pełnym obciążeniu,
- filtr powietrza nie jest w pełni drożny,
- uszkodzeniu uległ wtryskiwacz,
- wystąpiły uszkodzenia w komorze spalania lub układzie dolotowym.

Zwłoka zapłonu. Czas upływający od rozpoczęcia wtrysku, gdy pierwsze kropelki paliwa opuszczą dyszę wtryskiwacza, do rozpoczęcia spalania nazywany jest zwłoką zapłonu.

Jeżeli czas upływający od opuszczenia wtryskiwacza pierwszej kropli do jej zapłonu jest zbyt długi (powyżej 1 ms), to mówi się o zwiększonej zwłoce zapłonu.

W wyniku zbyt długiej zwłoki zapłonu zbiera się w komorze spalania duża ilość paliwa, która szybko się ogrzewa i spala bardzo gwałtownie. Duża ilość paliwa, spalającego się eksplozyjnie, powoduje gwałtowne narastanie ciśnienia w komorze spalania. To prowadzi do bardzo silnego obciążenia elementów układu korbowo-tłokowego (podobnego do spalania stukowego w silnikach o zapłonie iskrowym) i strat mocy.

Twarde spalanie jest wyraźnie słyszalne w postaci donośnych stuków, porównywalnych do wbijania gwoździ.

Zbyt długa zwłoka zapłonu następuje między innymi wtedy, gdy:

- silnik jest zimny, a w efekcie straty ciepła są znaczne,
- wtrysk paliwa jest zbyt wczesny.
- jakość paliwa jest zła (zbyt mała liczba cetanowa),
- sprężanie jest niewystarczające,
- wtryskiwacze są nieszczelne; podciekają.

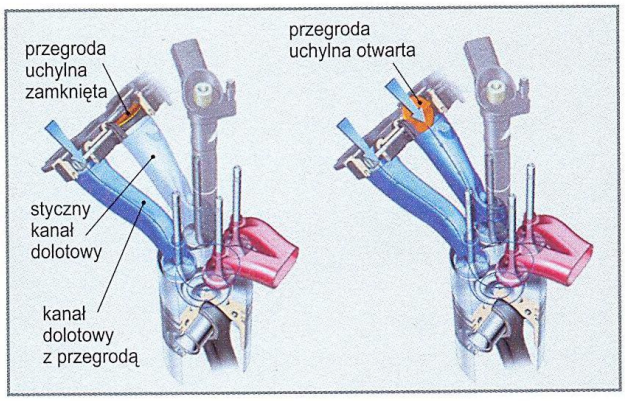
2.10. Wpływ czynników konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na spalanie w silniku o zapłonie samoczynnym

Tworzenie mieszanki zależy w znacznym stopniu od zawirowania powietrza w komorze spalania oraz od wartości ciśnienia wtryskiwanego paliwa. Szczególnie godne uwagi są następujące warunki poprawy tworzenia mieszanki:

- praca silników spalinowych o zapłonie samoczynnym z dużym współczynnikiem nadmiaru powietrza (aż do wartości $\lambda \approx 8$) i ograniczenie maksymalnej ilości paliwa, tak aby w najbardziej ubogim rejonie komory spalania współczynnik nadmiaru powietrza miał wartość nie mniejszą niż $\lambda \approx 1{,}3$;
- zawirowanie powietrza pod wpływem spiralnego kształtu kanału dolotowego (**patrz: Sterowanie kanałem dolotowym**) i kształtu denka tłoka (wtrysk bezpośredni), jak również tworzenie zawirowania w komorach wstępnych i wirowych (wtrysk pośredni) w celu polepszenia wymieszania paliwa z powietrzem;
- optymalizacja kształtu komory spalania w celu poprawy przebiegu procesu spalania;
- wstępne podgrzewanie paliwa w celu ułatwienia powstawania mgły paliwowej i jej odparowania;
- regulacja czasu grzania komory spalania za pomocą świec żarowych w celu wstępnego nagrzania podczas rozruchu (grzanie rozruchowe) i ograniczenia strat ciepła (grzanie ruchowe);
- wtrysk wstępny małej dawki pilotowej paliwa w celu rozgrzania powietrza w komorze spalania, skrócenia zwłoki zapłonu oraz zmniejszenia intensywności narastania ciśnienia (mały gradient ciśnienia) w komorze;
- duże ciśnienie wtrysku w celu tworzenia małych kropelek paliwa i tym samym stworzenie warunków szybkiego i całkowitego ich spalania;
- dotrysk paliwa w celu dopalenia niespalonych cząstek stałych.

Regulowane kanały dolotowe (rys. 1)

Kanały napełniające komory spalania powietrzem są za pomocą odpowiednich przesłon częściowo zamykane lub otwierane całkowicie. Sterowanie tym procesem prowadzi sterownik silnika na podstawie zapamiętanej charakterystyki obciążeń. Odpowiedni sygnał wysłany ze sterownika powoduje ruch silnika krokowego, który przenoszony jest na wszystkie przesłony w kolektorze dolotowym silnika wielocylindrowego.



Rys. 1. Sterowane kanały dolotowe

Małe obroty i obciążenie. Podczas pracy silnika wszystkie przegrody uchylne są zamknięte. Cała masa powietrza przepływa przez kanały styczne. To powoduje intensywne zawirowanie powietrza w komorze spalania i optymalne jego wymieszanie z paliwem, a co za tym idzie najlepsze spalanie. Tworzenie cząstek stałych jest bardzo ograniczone.

Duże obroty i obciążenie. W czsie pracy silnika wszystkie przegrody uchylne są stale otwarte, tak aby w każdym punkcie pracy silnika zachować najlepszy z możliwych stosunek zawirowania ładunku do masy powietrza. W ten sposób optymalizowana jest moc silnika i skład spalin.

2.11. Niedzielone komory spalania w silniku o zapłonie samoczynnym

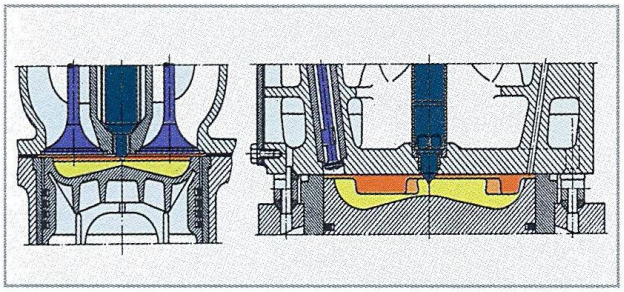
W silnikach tych paliwo jest wtryskiwane za pośrednictwem wtryskiwaczy otworkowych, pod ciśnieniem do 220 MPa, do komory spalania wypełnionej gorącym powietrzem (proces objętościowy). Przeważnie wtrysk jest skierowany do ukształtowanej w denku tłoka komory spalania zamkniętej od góry płaszczyzną głowicy. Potrzebne do całkowitego spalenia zawirowanie powietrza jest uzyskiwane dzięki spiralnie ukształtowanemu kanałowi dolotowemu i odpowiedniemu kształtowi denka tłoka **(rys. 1, str. 144)**.

Aby uzyskać mały gradient ciśnienia (przyrost ciśnienia w czasie), co się wiąże się spokojną pracą silnika, wcześniej wtryskuje się małą dawkę pilotową paliwa (przedwtrysk).

Dzięki małej powierzchni komory, w porównaniu do silników z dzieloną komorą spalania, straty ciepła są znacznie zmniejszone. Wpływa to na większą sprawność cieplną. Urządzenia wspomagające rozruch zimnego silnika są konieczne jedynie wtedy, kiedy temperatura otoczenia jest bardzo niska. Mimo to są one montowane w silnikach w celu ograniczenia emisji szkodliwych składników spalin podczas zimnego startu i ruchu w stanie nagrzanym.

Podstawową zaletą silników z wtryskiem bezpośrednim w porównaniu do silników z wtryskiem pośrednim jest mniejsze o około 20% zużycie paliwa. Głośna praca silnika (duży gradient ciśnienia) może być ograniczona poprzez przedwtrysk małej dawki paliwa. Zalety te zagwarantowały praktycznie stuprocentowy udział w rynku silników z wtryskiem bezpośrednim.

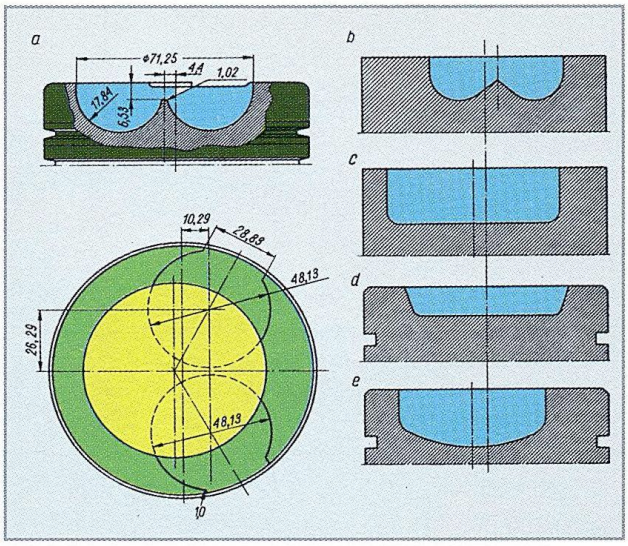
Komory spalania w silnikach ZS o wtrysku bezpośrednim wykonuje się w różnym ukształtowaniu, umieszczając je zasadniczo w denku tłoka. W wypadku silników wolnoobrotowych i dużych średnicach tłoków dominują płytkie komory spalania głownie Hesselmana, zapewniające w tych warunkach dobre wymieszanie paliwa z powietrzem **(rys. 1)**.



Rys. 1. Komora spalania Hesselmana wg patentu K.J.E. Hesselmana z 1930 r *

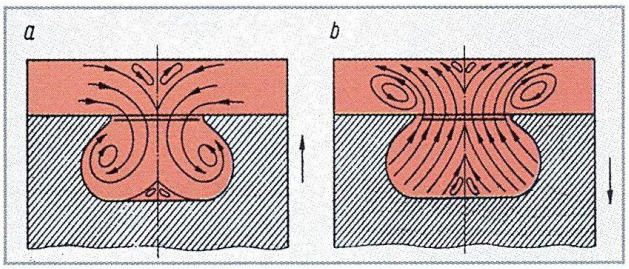
* Patent szwedzki nr 11182 K.J.E. Hesselman z 1930 r.

W wypadku wyższych prędkości obrotowych (2000 – 2500 min^{-1}) korzystne jest wprowadzenie zawirowania powietrza ze względu na przyspieszenie procesów tworzenia mieszanki i spalania. Takie warunki spełniają komory toroidalne lub kubkowe bez przewężenia na wlocie **(rys. 2)**. Są to tzw. komory otwarte.



Rys. 2. Otwarte komory toroidalne i kubełkowe; a), b) komory toroidalne, c) komora kubkowa, d) komora spodkowa, e) komora filiżankowa

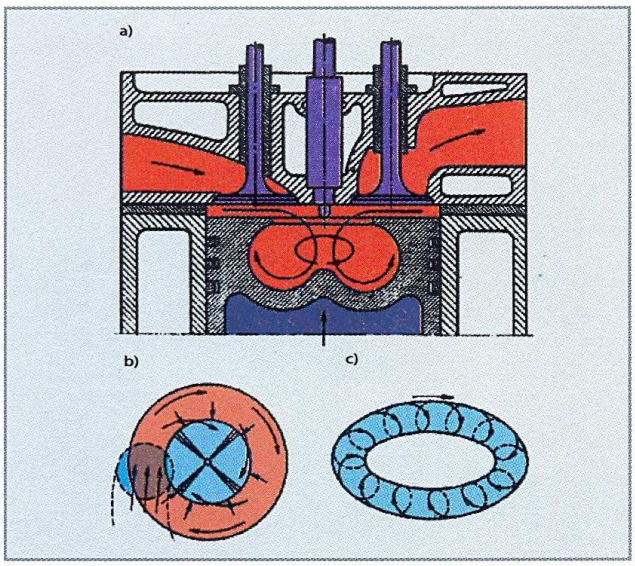
W wypadku jeszcze wyższych prędkości obrotowych (powyżej 2500 min^{-1}) stosuje się przewężenie na wlocie do komory spalania. Istotnym elementem tych komór jest krawędź komory tworząca wspomniane przewężenie na wejściu do niej, wywołująca zawirowanie i turbulencję podczas ruchu tłoka w kierunku ZZ i w kierunku ZW **(rys. 3)**.



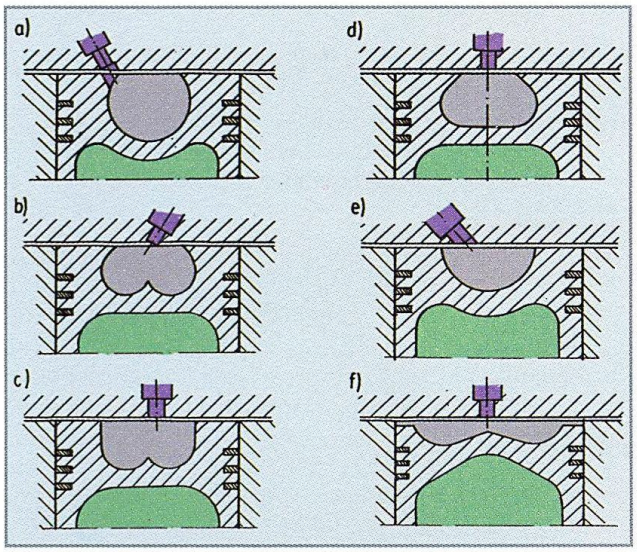
Rys. 3. Obraz linii prądu w przypadku komory z przewężeniem podczas ruchu tłoka w kierunku ZZ (a) oraz w kierunku ZW (b)**

Wśród rozwiązań zasługujących na uwagę na czoło wysuwa się opatentowana przez Saurera w 1934 roku komora toroidalna (**rys. 1 str. 40**), która doczekała się wielu modyfikacji polegających na wyeliminowaniu stożka centralnego lub nadaniu dnu komory kształtu spłaszczonej sfery (**rys. 2 str. 40**).

** Kowalewicz A., Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych, WKiŁ Warszawa 1980.



Rys. 1. Komora Saurera wg patentu z 1934 r.; a) kierunki wtrysku, b) kierunki zawirowania powietrza, c) wir toroidalny***



Rys. 2. Modyfikacje komory Saurera (a, b, d) oraz przykłady współczesnych komór otwartych (c, e, f)

2.12. Dzielone komory spalania w silniku o zapłonie samoczynnym

Ze względu na kształt komory pośredniej rozróżnia się **komory wstępne** i **komory wirowe.**

Komora pośrednia, w której znajduje się wtryskiwacz, osadzony za pomocą odpowiedniej obejmy, oraz świeca żarowa, jest umieszczona w głowicy cylindrowej. Komora pośrednia jest połączona kanałem ogniowym (komora wirowa) lub kanałami strumieniowymi (komora wstępna) z główną komorą spalania **(rys. 1, str. 144)**.

Podczas sprężania powietrze jest wtłaczane kanałami do komory pośredniej, w której zachodzi intensywna rotacja. Do tak wirującego powietrza wtryskiwacz czopikowy wtryskuje paliwo pod ciśnieniem od 18 do 45 MPa. Większa część wtryśniętego paliwa osadza się na ściankach komory (**proces przyścienny**).

Rozdrobnione w powietrzu paliwo zapala się. Ciepło powstałe podczas spalania umożliwia odparowanie paliwa zgromadzonego na ściankach komory. Odparowane paliwo ogrzewa się i również ulega spaleniu.

W wyniku wzrostu ciśnienia w komorze pośredniej paląca się mieszanka przedostaje się do głównej komory spalania, gdzie następuje pełne jej spalanie. Jest to opóźnione, dwustopniowe i tym samym miękkie spalanie.

Duża powierzchnia komory spalania związana z podziałem procesu spalania przyczynia się do znacznych strat ciepła. Z tego powodu sprawność cieplna tych silników w porównaniu do silników z wtryskiem bezpośrednim jest mała.

Podczas rozruchu silnika straty ciepła są tak duże, że przygotowanie mieszanki jest utrudnione i powoduje zbyt dużą zwłokę zapłonu. W niskiej temperaturze otoczenia prowadzi to do trudności z rozruchem silnika. Dlatego niezbędny jest dodatkowy układ ułatwiający rozruch zimnego silnika.

2.13. Skład gazów spalinowych silników o zapłonie iskrowym

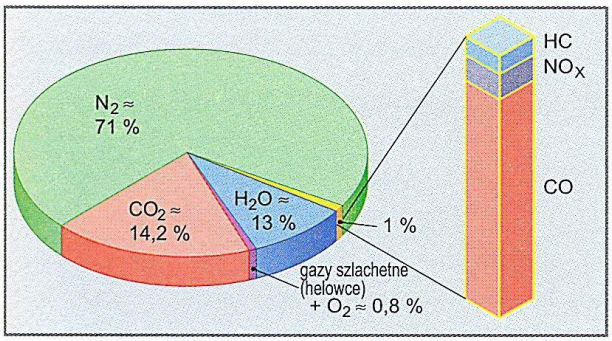
Ze względu na duże obciążenie środowiska naturalnego gazami spalinowymi z pojazdów samochodowych uczestniczących w ruchu drogowym prawodawca zaostrzył przepisy dotyczące zawartości szkodliwych substancji w spalinach emitowanych przez pojazdy. Paliwa składają się przede wszystkim z węglowodorów. Podczas zupełnego ich spalania powstaje dwutlenek węgla, para wodna, azot i gazy szlachetne. Dwutlenek węgla w dużej mierze jest odpowiedzialny za zjawisko zmiany klimatu (efekt cieplarniany).

W wyniku niezupełnego spalania paliwa w silniku powstają, poza dwutlenkiem węgla, parą wodną, azotem i gazami szlachetnymi, dodatkowo:

- tlenek węgla, CO,
- niespalone węglowodory, HC,
- tlenki azotu, NO_x,
- cząstki stałe.

W nagrzanym do temperatury pracy silniku o zapłonie iskrowym udział szkodliwych składników (CO, HC, NO_x) w całkowitej objętości spalin przed katalizatorem wynosi około 1% (**rys. 1, str. 41**).

*** Patent szwajcarski nr 25578 Hippolyt Saurer z 1934 r.



Rys. 1. Skład spalin przed katalizatorem

Zawartość szkodliwych substancji w spalinach w zależności od współczynnika nadmiaru powietrza

Udział poszczególnych szkodliwych substancji w spalinach jest szczególnie zależny od współczynnika nadmiaru powietrza λ (**rys. 2**).

Silnik spalinowy o zapłonie iskrowym osiąga moc maksymalną przy wynoszącym 5% do 10 % niedoborze powietrza; λ = 0,95 ÷ 0,9; mieszanka bogata (**rys. 3**). Z uwagi na niedobór powietrza paliwo nie jest w pełni wykorzystane. Zwiększa się jednostkowe zużycie paliwa. Zwiększa się również zawartość tlenku węgla i niespalonych węglowodorów w spalinach.

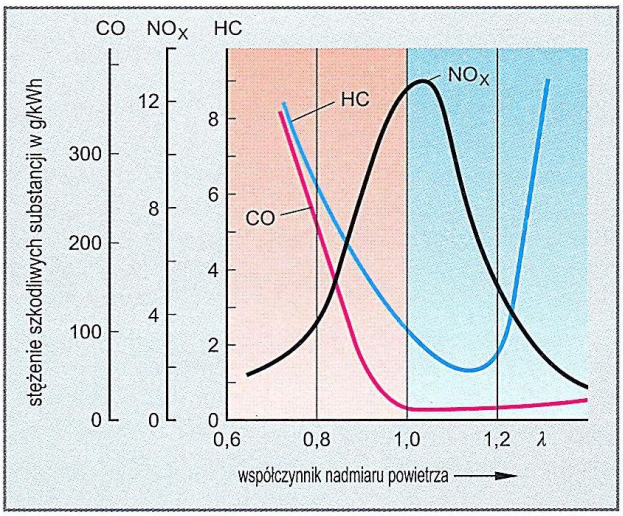
Przy wynoszącym 5 % do 10 % nadmiarze powietrza (λ = 1,05 ÷ 1,1; mieszanka uboga) silniki o zapłonie iskrowym osiągają minimum zużycia paliwa. Moc silnika jest jednak mniejsza, a temperatura procesu spalania, między innymi z uwagi na działanie chłodzące odparowanego paliwa, wyższa. W efekcie udział dwutlenku węgla i niespalonych węglowodorów jest zmniejszony, lecz jednocześnie udział tlenków azotu (NO_x) bardzo duży.

Dopuszczalna zawartość szkodliwych składników w spalinach emitowanych przez silniki o zapłonie iskrowym

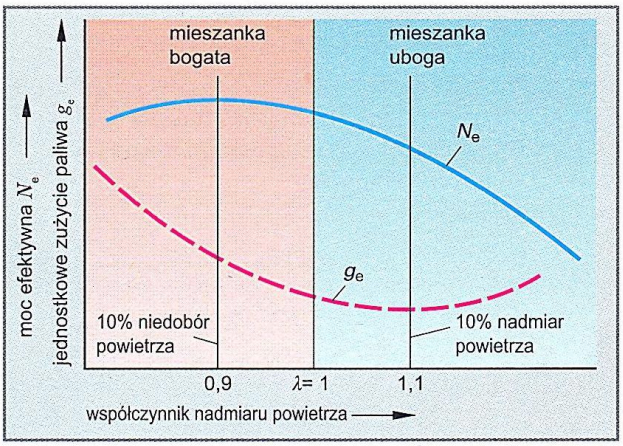
Prawodawca ustalił graniczną dopuszczalną zawartość szkodliwych składników w spalinach z podziałem na typy pojazdu (**tabela 1**) oraz odpowiednie testy sprawdzające ich emisję (badanie emisji spalin; OBD).

Tabela 1. Dopuszczalna emisja toksycznych składników samochodów osobowych /kombi (M1) z silnikami ZI w Europie

M1 (≤ 2,5t; ≤ 6 osób)	CO (g/km)	HC (g/km)	NO_x (g/km)
Euro III Obowiązuje od 2000	2,30	0,20	0,15
Euro IV Obowiązuje od 2005	1,00	0,10	0,08



Rys. 2. Zawartość szkodliwych substancji w spalinach przy różnej wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ w komorze spalania



Rys. 3. Moc i zużycie paliwa w zależności od wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ

2.14. Skład gazów spalinowych silników o zapłonie samoczynnym ZS

Spaliny silnika o zapłonie samoczynnym (ZS), oprócz składników reszty powietrza, azotu N_2 i tlenu O_2, zawierają szereg związków chemicznych będących produktami reakcji węgla C, wodoru H, tlenu O i azotu N.

Spalanie całkowite. W warunkach idealnych (praktycznie nieosiągalnych w komorze spalania silnika) węglowodory (HC) utleniają się, tworząc cząsteczki wody (H_2O) i dwutlenku węgla (CO_2).

Spalanie niecałkowite. Silnik o zapłonie samoczynnym zawsze pracuje z nadmiarem powietrza; współczynnik nadmiaru powietrza λ > 1. W zależności od warunków ruchu nadmiar ten ma różne wartości. Przy obciążeniu

całkowitym nadmiar ten jest niewielki ($\lambda \sim 1{,}3$). Przy obciążeniach częściowych i na biegu jałowym jego wartość osiąga $\lambda \sim 18$. Pomimo tak znacznego nadmiaru powietrza paliwo spala się punktowo niecałkowicie.

Jako produkty niecałkowitego spalania powstają następujące szkodliwe substancje: tlenek węgla (CO), niespalone węglowodory (HC), jak również cząstki stałe (ang.: PM = Particulate Matter). Składają się one z jądra sadzy i odłożonych na nim osadów, takich jak tlenki metali (porównaj str. 37).

Do tego dochodzą zanieczyszczenia powstałe ze spalenia dodatków znajdujących się w paliwie lub w oleju smarującym. Są to np. związki metali i siarki.

Tlenki azotu NO_x (tlenek azotu i dwutlenek azotu) powstają w wysokiej temperaturze spalania, kiedy panuje duże szczytowe ciśnienie spalania oraz duża prędkość spalania. Z uwagi na znaczny nadmiar powietrza emisja NO_x przy obciążeniach częściowych i biegu jałowym jest zwiększona.

Graniczna zawartość szkodliwych substancji w spalinach silnika ZS samochodu osobowego

Pomimo wprowadzonych w połowie lat siedemdziesiątych ograniczeń dotyczących zawartości szkodliwych składników spalin, emisja spalin silników ZS zmniejsza się w sposób powolny. Głównym motorem zmian są normy emisji spalin.

Tabela 1 zawiera obowiązujące w Europie normy emisji spalin dotyczące nowych samochodów osobowych z silnikami o zapłonie samoczynnym.

Tabela 1. Dopuszczalna emisja toksycznych składników spalin silników ZS samochodów osobowych, w tym kombi, obowiązująca w Europie, g/km

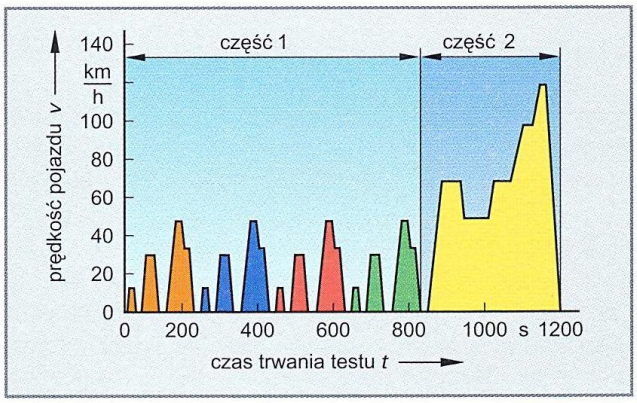
	CO	CH + NO_x	NO_x	Cząstki stałe PM
Euro 2 od 1996	1,00	0,70	–	0,080
Euro 3 od 2000	0,64	0,56	0,50	0,050
Euro 4 od 2005	0,50	0,30	0,25	0,250
Euro 5 od 2008	0,50	?	0,08	0,025

2.15. Toksyczność spalin silników o zapłonie iskrowym i samoczynnym

2.15.1. Określanie składu spalin

Określanie składu spalin typowych pojazdów jest prowadzone na hamowniach podwoziowych. W toku tych badań stosuje się reprezentatywne testy pomiarowe, analizując w trakcie ich trwania skład spalin, określając przy tym zawartość szkodliwych składników.

Test europejski (rys. 1) dotyczy pojazdów osobowych do 2,5 t masy całkowitej oraz pojazdów dostawczych do 3,5 t. Pierwsza część testu obejmuje jazdę w przerywanym cyklu miejskim z prędkością od 0 km/h do 50 km/h. Program testu jest realizowany nieprzerwanie w trakcie 13 minut i powtarzany czterokrotnie. Rozruch silnika przy rozpoczęciu testu według normy Euro III następuje w temperaturze otoczenia 20°C. Końcowe dwie części odpowiadają 7-minutowej jeździe poza miastem, podczas której pojazd osiąga prędkość do 120 km/h. Podczas trwania testu zbierane są gazy spalinowe, a po zakończeniu testu analizowany jest ich skład. Wartości graniczne emisji w g/km niezależnie od pojemności skokowej silnika nie mogą być przekroczone. Od 2002 roku wprowadzono również sprawdzanie spalin w pojazdach z silnikami o zapłonie iskrowym klasy M1, uruchamianych w niskiej temperaturze otoczenia, ustalając rozruch silnika w temperaturze -7 °C i odpowiednie wartości graniczne emisji: HC < 1,8 g/km i CO < 15 g/km.



Rys. 1 Test europejski

Badanie spalin jest prowadzone, kiedy pojazd uczestniczy w normalnym ruchu miejskim, w określonych odstępach czasu. Podczas testu sprawdzana jest zawartość CO w spalinach w zależności od różnych parametrów ruchu, takich jak: temperatura pracy silnika, moment obrotowy. Dodatkowo są jeszcze prowadzone inne testy sprawdzające, np.:

- sprawdzanie względnej zawartości szkodliwych składników spalin,
- sprawdzanie emisji króćca napełniania zbiornika paliwa,
- sprawdzanie obwodów regulacji,
- sprawdzanie punktu zapłonu (o ile istnieje możliwość jego sprawdzenia).

On-Board-Diagnose (OBD). W systemie diagnostyki pojazdu OBD wszystkie zaistniałe uszkodzenia są zapamiętywane w pamięci błędów sterownika. Diagnozowane systemy to: układy regulacji ruchu silnika (wtryskowy, zapłonowy), układ wydechowy (działanie katalizatora, sonda λ), układ paliwowy. Lampka kontrolna umieszczona na tablicy rozdzielczej wewnątrz pojazdu informuje kierującego o nieprawidłowym działaniu, które może prowadzić do wzrostu emisji toksycznych składników

spalin. Zaistniałe nieprawidłowe działanie należy niezwłocznie wyeliminować.

2.15.2. Wpływ szkodliwych składników spalin na organizmy żywe

Tlenek węgla CO. Tlenek węgla jest gazem bezbarwnym i bezwonnym. Wdychany blokuje transport tlenu we krwi. Małe stężenie w powietrzu powoduje ból głowy, nudności i trudności z koncentracją. Przy stężeniu większym niż 0,3% i dłuższym czasie oddziaływania jest śmiertelny. Tlenek węgla powstaje z powodu niedostatku powietrza, w wyniku niezupełnego spalenia paliwa. Udział tlenku węgla w spalinach jest tym większy, im bogatsza jest mieszanka paliwowo-powietrzna. Przy nadmiarze powietrza także może dojść do powstawania niewielkiej ilości tlenku węgla. W tym wypadku wymieszanie paliwa z powietrzem nie jest homogeniczne, w komorze spalania tworzą się obszary z bogatą i ubogą mieszanką.

Niespalone węglowodory (ang. Hydrocarbon). Są to związki węgla z wodorem w różnorodnych konfiguracjach. Węglowodory uszkadzają błonę śluzową, powodują stany zapalne górnych dróg oddechowych, a część z nich przyczynia się do powstawania chorób nowotworowych. Pod wpływem działania promieni słonecznych w obecności tlenku azotu i tlenu zachodzi reakcja fotochemiczna. W efekcie tej reakcji tworzy się m.in. ozon (O_3), który powoduje powstawanie tzw. słonecznego smogu o toksycznym działaniu na organizmy żywe. Niespalone węglowodory powstają podczas niezupełnego spalania ubogiej mieszanki paliwowo-powietrznej; λ <1. Ponadto niespalone węglowodory powstają również w tych obszarach komory spalania, do których nie dotarło w pełni czoło płomienia, przykładowo w szczelinie pomiędzy płaskim denkiem tłoka a płaszczyzną głowicy w okolicach progu ogniowego.

Tlenki azotu NO_x. Przez pojęcie „tlenki azotu" rozumie się różne tlenki (tlenek azotu NO, dwutlenek azotu NO_2, tlenek dwuazotowy). W zależności od składu tlenki azotu mogą być bezwonne i bezbarwne lub czerwonobrązowe o intensywnym przykrym zapachu. Tlenki azotu uszkadzają drogi oddechowe, w dużym stężeniu prowadzą do nieodwracalnych zmian w płucach, są współodpowiedzialne za niszczenie warstwy ozonowej i niszczenie lasów. Tlenki azotu powstają przede wszystkim w wysokiej, maksymalnej temperaturze spalania w komorze spalania.

Cząstki stałe. Powstają w wyniku niecałkowitego spalania, tworząc formy osadów na różnych cząsteczkach, między innymi sadzy, produktów korozji, czy wreszcie stałych produktów spalania. Osady związków HC powstałe na cząsteczkach sadzy są najbardziej rakotwórcze. W przeciwieństwie do cząstek stałych powstałych w procesie spalania w silnikach o zapłonie samoczynnym w wypadku silników ZI można je pominąć, gdyż jest ich od 20 do 200-krotnie mniej.

W celu zredukowania emisji szkodliwych składników spalin, zgodnie z normą Euro 4 oraz Euro 5, działania wewnętrzne w silniku muszą być zsynchronizowane z zewnętrznymi działaniami zaradczymi.

Działania wewnętrzne

Składają się na nie przykładowo:

- optymalizacja komory spalania,
- duże ciśnienie wtrysku,
- sterowanie kolektorem dolotowym,
- regulacja czasu samozapłonu,
- technika wielozaworowa,
- regulacja ciśnienia doładowania,
- optymalizacja początku wtrysku i ilości wtryskiwanego paliwa.

Działania zewnętrzne

Obecnie wchodzą do użytku następujące systemy:

- katalizator utleniający,
- filtr cząstek stałych,
- recyrkulacja spalin (EGR),
- katalizator gromadzący NO_x.

3. Parametry pracy silnika. Charakterystyka silnika

3.1. Prędkość obrotowa silnika spalinowego i jej pomiar

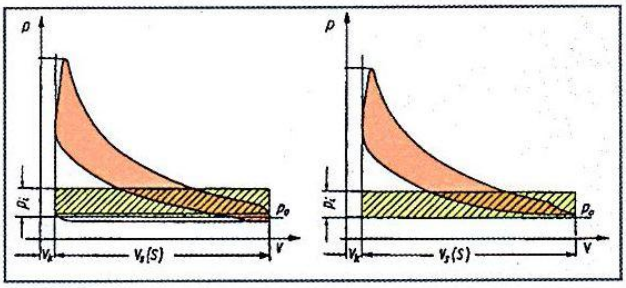
Do pomiaru prędkości obrotowej silników spalinowych stosuje się mierniki mechaniczne, magnetyczne, elektryczno-elektroniczne, wibracyjne i stroboskopowe. Obecnie najczęściej używa się obrotomierzy elektronicznych. Wśród nich wyróżnia się obrotomierze tachometryczne, impulsowe i indukcyjne. Obrotomierze tachometryczne składają się z dwóch zasadniczych części: prądnicy tachometrycznej i wskaźnika, którym jest miernik napięcia wyskalowany w jednostkach prędkości obrotowej. W obrotomierzach impulsowych wirujący element, którego prędkość obrotową należy zmierzyć, może być użyty do wywoływania impulsów np.: świetlnych lub magnetycznych. Impulsy te w odpowiednich czujnikach (np.: fotokomórka, przetwornik magnetyczny) są przetwarzane na sygnały elektryczne, które poprzez układy elektroniczne wskazują mierzone wartości prędkości obrotowych.

Z bardzo dobrym rezultatem stosuje się do pomiaru prędkości obrotowej przyrządy działające na zasadzie działania stroboskopu. Jeżeli lampą stroboskopową oświetli się wirujący element wraz z naniesionym na nim znakiem, to można zauważyć, że w miarę zmiany liczby błysków zmieniać się będzie pozorna prędkość wirowania obserwowanego znaku. Chwila, gdy ten pozorny ruch ustanie, będzie oznaczać, że liczba błysków zrównała się z prędkością wirowania (lub z jej wielokrotnością).

3.2. Średnie ciśnienie użyteczne

Jednym z parametrów pracy silnika jest tzw. średnie ciśnienie użyteczne. Jest ono nierozerwalnie związane z pojęciem średniego ciśnienia indykowanego, którego definicja jest następująca:

Średnie ciśnienie indykowane p_i jest to stałe (obliczeniowe) ciśnienie zastępcze, które działając na tłok podczas jednego całego suwu rozprężania, wytwarza taką samą pracę, jaką wykonuje zmienne ciśnienie rzeczywiste działające w cylindrze **(rys. 1)**.



Rys. 1. Średnie ciśnienie indykowane; po lewej: silnika czterosuwowego, po prawej: dwusuwowego

Średnie ciśnienie użyteczne p_e jest to stałe ciśnienie obliczeniowe (zastępcze), które, działając na tłok podczas całego suwu rozprężania, wytwarza pracę równą pracy użytecznej silnika.

Stosunek średniego ciśnienia użytecznego p_e do średniego ciśnienia indykowanego p_i jest równy sprawności mechanicznej silnika spalinowego η_m.

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}$$

gdzie:

- p_e – średnie ciśnienie użyteczne,
- p_i – średnie ciśnienie indykowane,
- η_m – sprawność mechaniczna silnika spalinowego.

3.3. Moment obrotowy, moc silnika, średnia prędkość tłoka

Z analizy zasad działania silnika spalinowego oraz definicji pracy i mocy wynika, że **moc silnika** jest proporcjonalna do jego pojemności skokowej, średniego ciśnienia użytecznego oraz prędkości obrotowej.

Praca uzyskana w czasie jednego suwu w jednym cylindrze wynosi:

$$L_e = ASp_e = V_s p_e, \text{ J},$$

gdzie:

- A – pole powierzchni tłoka, m^2,
- S – skok tłoka, m,
- p_e – średnie ciśnienie użyteczne, Nm^{-2}
- V_s – pojemność skokowa cylindra, m^3.

Przyjmując prędkość obrotową n_s, liczbę cylindrów i, możemy obliczyć moc silnika N_e:

dwusuwowego:

$$N_e = V_{ss} n_s p_e, \text{ W},$$

czterosuwowego:

$$N_e = 0{,}5\, V_{ss} n_s p_e, \text{ W},$$

gdzie: $V_{ss} = V_s i$,
i – liczba cylindrów,
n – prędkość obrotowa, s^{-1}.

Stosując tradycyjny (w badaniach silnikowych) układ jednostek, otrzymuje się w odniesieniu do silników:

dwusuwowego: $$N_e = \frac{(V_{ss} n_s p_e)}{60} \text{ kW}$$

czterosuwowego: $$N_e = \frac{(V_{ss} n_s p_e)}{120} \text{ kW}$$

gdzie:
V_{ss} – pojemność skokowa silnika, dm^3,
n – prędkość obrotowa, min^{-1},
p_e – ciśnienie użyteczne, MPa.

Ze wzorów powyższych wynika, że moc użyteczna silnika jest proporcjonalna do iloczynu np_e. Gdyby ciśnienie użyteczne miało wartość stałą, to wówczas wykres zależności $N_e = f(n)$ byłby linią prostą, której przedłużenie przechodziłoby przez początek układu współrzędnych.

Moment obrotowy użyteczny M_o można obliczyć z zależności:

$$M_o = 10^3 N_e \omega^{-1}, \text{ Nm},$$

gdzie: N_e – moc użyteczna, kW,
ω – prędkość kątowa, rad/s.

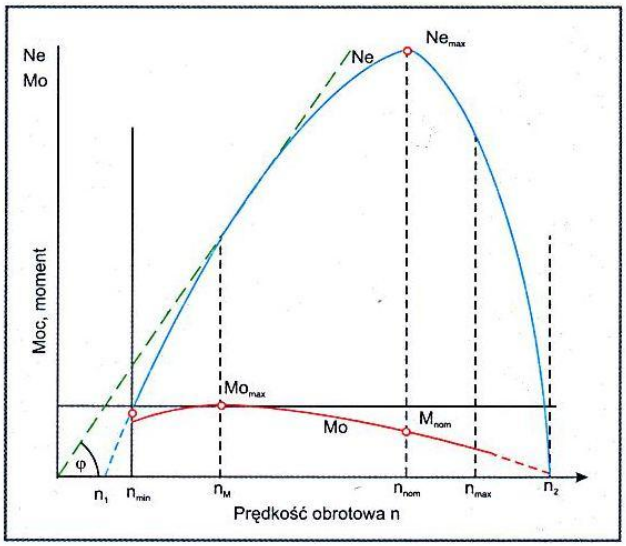
Po podstawieniu $\omega = \frac{\pi n}{30}$ otrzymuje się:

$$M_o = \frac{9549{,}3\, N_e}{n} \text{ Nm}$$

$$p_e = \frac{0{,}012566\, M_o}{V_{ss}} \text{ MPa}$$

gdzie:
M_o – moment obrotowy, Nm,
V_{ss} – pojemność skokowa silnika, dm^3,
p_e – ciśnienie użyteczne, MPa.

Wobec stałej wartości ciśnienia użytecznego p_e przebieg momentu obrotowego M_o w funkcji prędkości obrotowej jest linią prostą równoległą do osi odciętych. Na rysunku 1 przedstawiono schematyczną charakterystykę silnika odpowiadającą stałej wartości ciśnienia użytecznego p_e = const, na której wykreślono przebieg mocy użytecznej N_e i momentu obrotowego M_o oraz rzeczywiste przebiegi tych parametrów.



Rys. 1. Teoretyczna (p_e = const) i rzeczywista charakterystyka mocy i momentu obrotowego silnika spalinowego

W rzeczywistości wartość ciśnienia użytecznego p_e nie jest stała. W stałych warunkach otoczenia i przy stałych nastawach dawki paliwa wartość p_e początkowo rośnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej, osiąga maksimum, a następnie stopniowo maleje **(rys. 1)**. Przyczyny tego zjawiska są złożone. Do najważniejszych należy spadek sprawności mechanicznej η_m i współczynnika napełnienia η_V w funkcji prędkości obrotowej. Ze zwiększeniem prędkości obrotowej czas przypadający na wszystkie procesy przebiegające w silniku skraca się, a jednocześnie przedłuża się dopalanie paliwa. Również stosunkowo wolny przebieg wszystkich procesów w silniku przy małych prędkościach obrotowych powoduje spadek ciśnienia p_e. Wpływają na to przede wszystkim zwiększone straty ciepła przechodzącego do czynnika chłodzącego, ucieczka gazów spalinowych przez nieszczelności oraz regulacja układu rozrządu optymalizowana w celu zwiększania prędkości obrotowych. W wypadku silników o zapłonie samoczynnym, oprócz zmienności współczynnika napełnienia, na przebieg wartości ciśnienia p_e wyraźnie wpływa charakter pracy aparatury paliwowej.

Przedstawione zjawiska powodują, że przebieg mocy i momentu obrotowego oraz innych parametrów pracy silnika nie jest liniowy, lecz może być przedstawiony w postaci tzw. charakterystyki.

Średnia prędkość tłoka jest iloczynem skoku tłoka i prędkości obrotowej:

$$c_{sr} = \frac{2Sn_{N\,max}}{60} \text{ m/s},$$

gdzie:

$c_{śr}$ – średnia prędkość tłoka, m/s

S – skok tłoka, m,

$n_{N\,max}$ – nominalna prędkość obrotowa (mocy maksymalnej), min^{-1}.

Z uwagi na średnią prędkość tłoka można wyróżnić silniki wolnobieżne ($c_{śr}$ < 6 m/s), średniobieżne ($c_{śr}$ = 6 ÷ ÷ 9 m/s) i szybkobieżne ($c_{śr}$ > 9 m/s).

Stosunek skoku tłoka do średnicy cylindra. Moc litrowa. Moc wagowa

Stosunek skoku tłoka do średnicy cylindra jest oznaczony literą *k*.

Jeżeli skok tłoka jest mniejszy od średnicy cylindra, to *k* jest mniejsze od 1. Jeżeli jest odwrotnie, to *k* jest większe od 1.

Silniki krótkoskokowe. Z punktu wiedzenia trwałości nie powinno się budować silników seryjnych o średnich prędkościach tłoka przekraczających wartość 20 m/s. Aby mimo to osiągać duże prędkości obrotowe, konstruuje się silniki krótkoskokowe. W tym wypadku wartości współczynnika *k* są mniejsze od 1 (0,9 ÷ 0,7).

Silniki długoskokowe. Współczynnik *k* ma wartość większą od 1 (1,1 ÷ 1,3). Silniki te stosuje się przede wszystkim do napędu pojazdów użytkowych i autobusów. W wyniku małych prędkości obrotowych osiągane są duże przebiegi, a dzięki dużemu promieniowi wykorbienia duże wartości momentu obrotowego.

Moc litrowa

Moc litrowa jest to maksymalna moc użyteczna uzyskana z jednego litra pojemności skokowej danego silnika spalinowego.

Silniki szybkoobrotowe tym bardziej nadają się do napędu pojazdów samochodowych, im większa jest ich moc w odniesieniu do pojemności skokowej i im mniejszy jest ich ciężar jednostkowy w odniesieniu do mocy.

Aby poszczególne silniki można było ze sobą porównywać, wprowadzono określenia – moc litrowa i moc wagowa (**tabela 1**).

Moc wagowa silnika spalinowego jest to wielkość informująca o tym, ile kg masy silnika przypada na maksymalną moc użyteczną 1 kW.

Moc wagowa pojazdu jest to wielkość informująca o tym, ile kg masy pojazdu przypada na maksymalną moc użyteczną 1 kW.

Tabela 1. Moc litrowa. Moc wagowa

Rodzaj pojazdu	Moc litrowa	Moc wagowa:	
		silnika	pojazdu
	kW/l	kg/kW	kg/kW
Silniki o ZI motocyklowe	30 ÷ 100	0,5 ÷ 3	2 ÷ 9
Samochody osobowe	35 ÷ 130	1,3 ÷ 1,5	4 ÷ 22
Samochody wyścigowe	÷ 400	0,2 ÷ 1	1,5 ÷ 7
Silniki o ZS, samochody osobowe	20 ÷ 50	1,8 ÷ 5	12 ÷ 25
Silniki o ZS, samochody użytkowe	10 ÷ 45	2,5 ÷ 8	60 ÷ 230
Silniki doładowane o ZS, samochody osobowe	30 ÷ 70	1 ÷ 4	9 ÷ 20
Silniki doładowane ZS, samochody użytkowe	18 ÷ 55	2 ÷ 7	50 ÷ 210

3.4. Zużycie paliwa i jego pomiar

Zużycie paliwa w silniku spalinowym jest zależne od prędkości obrotowej i wartości momentu obrotowego oraz mocy generowanych przez silnik, które to są następstwem obciążenia silnika spalinowego i żądanej prędkości pojazdu samochodowego.

Najczęściej zużycie paliwa jest mierzone w kg/h lub l/100 km przebiegu pojazdu. W wypadku badań stanowiskowych do pomiaru zużycia stosuje się metodę objętościową lub wagową. W wypadku pomiaru metodą objętościową konieczne jest wykonanie obliczeń normalizujących wyniki.

Stosując metodę wagową pomiaru zużycia paliwa, można pominąć wyznaczanie gęstości paliwa, która zmienia się w szerokich granicach wraz ze zmianą temperatury

paliwa. Tak więc dzięki metodzie wagowej omija się jedno ze źródeł błędów.

Zarówno pomiary objętościowe, jak i wagowe można automatyzować, stosując wagę elektroniczną, elektrozawory i obróbkę komputerową uzyskanych danych pomiarowych. Stosowane odpowiednie oprogramowanie umożliwia sterowanie pracą zaworów odpowiedzialnych za napełnianie i opróżnianie zbiornika pomiarowego. Jednocześnie komputer dokonuje pomiaru czasu zużycia zadanej masy i oblicza zużycie paliwa przez silnik oraz dokonuje rejestracji wyników.

Pomiar zużycia paliwa przez silnik w pojeździe odbywa się najczęściej w sposób pośredni, za pomocą zliczania ilości zapłonów w jednostce czasu w wypadku silnika o zapłonie iskrowym lub ilości i czasu trwania wtrysków w wypadku silnika o zapłonie samoczynnym. W obu wypadkach konieczne są wartości chwilowe głównych parametrów sterujących, czyli prędkości obrotowej i masy powietrza zasilającego silnik w odniesieniu do silników ZI oraz prędkości obrotowej i wychylenia pedału przyspieszenia w odniesieniu do silników ZS. Szerzej zagadnienia pomiaru zużycia paliwa są poruszane w rozdziałach omawiających układy wtrysku paliwa silników ZI i ZS.

3.5. Sprawność silnika

Na ogół sprawność silnika jest determinowana sprawnością procesu zamiany energii chemicznej zawartej w paliwie na energię mechaniczną.

Na wale łączącym silnik z maszyną roboczą musi zachodzić równowaga mocy i momentu przekazywanego i pobieranego. W cylindrach silnika (wewnątrz silnika) wytwarzana jest moc indykowana N_i. Do napędu maszyny roboczej wykorzystywana jest moc na kole zamachowym silnika – moc użyteczna N_e, wyprowadzona z cylindrów za pomocą układu korbowego (tłoka ze sworzniem, korbowodu i wału korbowego). Współpraca elementów układu korbowego w tzw. parach ciernych wymaga pokonania oporów ruchu (tarcia), co pochłania moc tarcia N_f, będącą częścią energii wytworzonej w silniku.

Można więc zapisać:

$$N_e = N_i - N_f ,$$

gdzie:

N_e – moc użyteczna, kW,
N_i – moc indykowana, kW,
N_f – moc tarcia, kW.

Stosunek mocy otrzymanej na wale N_e, a więc mocy użytecznej, do doprowadzonego w paliwie strumienia energii BW nazywa się sprawnością użyteczną lub ogólną η_e:

$$\eta_e = \frac{N_e}{BW} \text{ kW} ,$$

gdzie: BW – strumień energii dostarczonej do silnika zawartej w paliwie, kW.

Moc odpowiadającą przyjętemu za wzorzec procesowi termodynamicznemu (np.: obiegu Sabathe) nazwano mocą teoretyczną i określono symbolem N_t. Pole pracy wykresu Sabathe jest większe od pola pracy rzeczywistego wykresu indykatorowego. Przekształcając powyższe równanie, można napisać:

$$\eta_e = \left(\frac{N_e}{N_i}\right)\cdot\left(\frac{N_i}{N_t}\right)\cdot\left(\frac{N_t}{BW}\right),$$

gdzie:

N_e – moc użyteczna, kW,
N_i – moc indykowana, kW,
N_t – moc teoretyczna przyjętego za wzorzec obiegu Sabathe'a, kW,
BW – strumień energii dostarczonej do silnika zawartej w paliwie, kW.

Iloraz N_t/BW, który jest stosunkiem mocy teoretycznej do strumienia doprowadzonej w paliwie energii, nazwano sprawnością teoretyczną η_t. Przyjęta jest również nazwa „sprawność termodynamiczna", gdyż teoretyczny wzorzec odpowiada umownemu procesowi termodynamicznemu.

Iloraz mocy użytecznej do mocy indykowanej (N_e/N_i) jest określany mianem sprawności mechanicznej η_m.

Iloraz mocy indykowanej do mocy teoretycznej (N_i/N_t) odpowiadającej obiegowi Sabathe nazywany bywa sprawnością indykowaną η_i.

Wzór poprzedni można zatem zapisać w postaci:

$$\eta_e = \eta_m \eta_i \eta_t .$$

Iloczyn sprawności teoretycznej i indykowanej bywa nazywany sprawnością cieplną. Iloczyn ten jest równy stosunkowi mocy indykowanej do strumienia energii doprowadzonej w paliwie:

$$\eta_c = \eta_i \eta_t = \left(\frac{N_i}{N_t}\right)\cdot\left(\frac{N_t}{BW}\right) = \left(\frac{N_i}{BW}\right).$$

Zatem sprawność użyteczną silnika spalinowego można zapisać w postaci:

$$\eta_e = \eta_m \eta_i \eta_t = \eta_c \eta_m ,$$

gdzie:

η_e – sprawność użyteczna silnika spalinowego,
η_m – sprawność mechaniczna silnika spalinowego,
η_c – sprawność cieplna silnika spalinowego,
η_i – sprawność indykowana silnika spalinowego,
η_t – sprawność termodynamiczna obiegu porównawczego silnika spalinowego.

Biorąc pod uwagę rzeczywiste wartości poszczególnych sprawności silnika spalinowego, które są równe odpowiednio: sprawność teoretyczna η_t = 0,50 ÷ 0,70, sprawność indykowana η_i = 0,75 ÷ 0,85, sprawność me-

chaniczna $\eta_m = 0{,}75 \div 0{,}90$, można obliczyć sprawność silnika spalinowego:

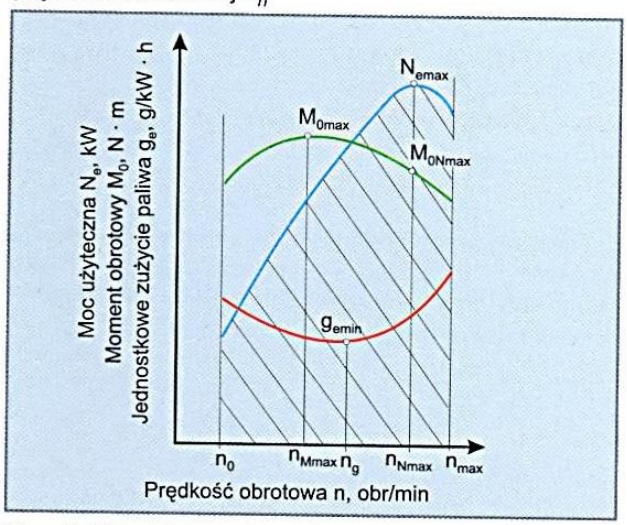
$$\eta_e = 0{,}27 \div 0{,}45.$$

3.6. Wskaźniki porównawcze silników

Wskaźniki porównawcze silników spalinowych mogą być różnego rodzaju. Począwszy od najbardziej powszechnych parametrów, określających moc użyteczną N_e, moment obrotowy M_o i prędkość obrotową mocy maksymalnej n_{Nmax} i momentu obrotowego n_{Mmax}, po wskaźniki zawartości toksycznych składników spalin. Istnieją jednakże również ważne z punktu widzenia zastosowania trakcyjnego wskaźniki ujmujące przebieg zmiany wartości momentu obrotowego, który to jest związany ze sprawnością napełnienia silnika w funkcji prędkości obrotowej.

W odniesieniu do płaskiej (zbliżonej do poziomej linii) krzywej momentu obrotowego M_o zmiana obciążenia zewnętrznego, np. wzrost oporów ruchu pojazdu, spowoduje większą zmianę prędkości obrotowej niż w odniesieniu do krzywej momentu obrotowego wypukłej o dłuższym spadku.

W związku z tym wprowadzono pojęcie wskaźnika elastyczności momentu e_M i wskaźnika elastyczności prędkości obrotowej e_n.



Rys. 1. Charakterystyka zewnętrzna silnika z naniesionymi prędkościami maksymalnej mocy i momentu obrotowego

Wskaźnik elastyczności momentu jest równy:

$$e_M = \frac{M_{o\,max}}{M_{o\,Nmax}} = \frac{p_{e\,max}}{p_{e\,Nmax}},$$

gdzie:

$M_{o\,max}$ – maksymalny moment obrotowy, Nm,

$M_{o\,Nmax}$ – moment obrotowy odpowiadający mocy maksymalnej, Nm,

$p_{e\,max}$ – maksymalne ciśnienie użyteczne, MPa,

$p_{e\,Nmax}$ – ciśnienie użyteczne odpowiadające mocy maksymalnej, MPa.

Wskaźnik elastyczności prędkości obrotowej jest równy:

$$e_n = \frac{n_{N\,max}}{n_{M\,Nmax}},$$

gdzie:

$n_{N\,max}$ – prędkość obrotowa silnika w wypadku mocy maksymalnej, min^{-1}

$n_{M\,ma}$ – prędkość obrotowa silnika w wypadku maksymalnego momentu obrotowego, min^{-1}.

Wartości wskaźników elastyczności wynoszą: $e_M = 1{,}05 \div 1{,}4$, $e_n = 1{,}35 \div 3{,}0$. Charakterystyki silnika trakcyjnego są tym korzystniejsze, im większe są wartości e_M i e_n. Iloczyn wskaźników elastyczności momentu i prędkości obrotowej nosi nazwę wskaźnika elastyczności całkowitej E:

$$E = e_n e_M = \left(\frac{M_{o\,max}}{M_{o\,Nmax}}\right) \cdot \left(\frac{n_{N\,max}}{n_{M\,Nmax}}\right).$$

Przeciętne wartości wskaźnika elastyczności całkowitej silników czterosuwowych są równe:

– silniki o zapłonie iskrowym $E = 2{,}4$,

– silniki o zapłonie samoczynnym $E = 1{,}79$

Wartość wskaźnika elastyczności całkowitej zależy od czynników określających przebieg średniego ciśnienia użytecznego p_e.

W wypadku małej elastyczności silnika, płaski przebieg krzywej momentu między N_{max} a M_{max}, otrzymany dzięki dużej wartości współczynnika napełnienia η_V, zapewnia uzyskanie dużej mocy jednostkowej (moc z jednostki objętości skokowej), ale też łatwiejsze zachwianie równowagi pracy silnika. W wypadku dużej elastyczności (stromy przebieg momentu obrotowego) silnik w obszarze dużych prędkości obrotowych jest dławiony i nie rozwija mocy maksymalnych z powodu pogorszenia współczynnika napełnienia. Można to częściowo wyrównać przez odpowiedni dobór silnika do pojazdu, np. przez zastosowanie silnika o większej mocy, zastosowanie odpowiedniej skrzyni przekładniowej.

3.7.1. Wyznaczanie mocy użytecznej silnika

Moc silnika może być wyznaczana metodami bezpośrednimi lub pośrednimi.

Metody bezpośrednie wykorzystują pomiar wartości energii, na którą została zamieniona energia mechaniczna silnika; np. pomiar energii elektrycznej wytwarzanej przez prądnicę napędzaną silnikiem spalinowym z uwzględnieniem sprawności prądnicy.

Metody pośrednie to:

- pomiar momentu reakcji wywieranej na obudowę hamulca oraz prędkości obrotowej wału hamulca; hamulec zamontowany wahliwie, a silnik na stałe;
- pomiar momentu reakcji wywieranej na obudowę silnika oraz pomiar prędkości obrotowej wału korbowego silnika; hamulec zamontowany na stałe, a silnik wahliwie;
- pomiar momentu obrotowego na łączniku pomiędzy badanym silnikiem a hamulcem; potrzebny do pomiaru dużych wartości momentu przy małej prędkości obrotowej za pomocą torsjometru.

Moc silnika oblicza się najczęściej na podstawie pomiaru momentu obrotowego i prędkości obrotowej odpowiadającej zmierzonemu momentowi. W wypadku pomiaru opartego na momencie reakcji wywieranej na obudowę hamulca mierzy się siłę oddziałującą na ramieniu o znanej długości i z iloczynu tej siły i ramienia określa się wartość momentu obrotowego silnika. Moc użyteczna silnika jest obliczana na podstawie zależności:

$$N_e = \omega M_o,$$

gdzie:

N_e – moc użyteczna silnika w W,

ω – prędkość kątowa s^{-1},

M_o – moment obrotowy w Nm.

Prędkość kątowa jest związana z prędkością obrotową za pomocą wyrażenia:

$$\omega = 2\pi n_s,$$

gdzie: n_s – prędkość obrotowa w s^{-1}.

Po wstawieniu tego wyrażenia do zależności określającej moc otrzymuje się:

$$N_e = 2\pi n_s M_o.$$

mocy w kW, momentu obrotowego w Nm i prędkości obrotowej w min^{-1}, moc wyraża się w postaci:

$$N_e = \frac{M_o \cdot n}{9549,3},$$

gdzie:

N_e – moc użyteczna silnika w kW,

M_o – moment obrotowy silnika w Nm.

n – prędkość obrotowa w min^{-1}

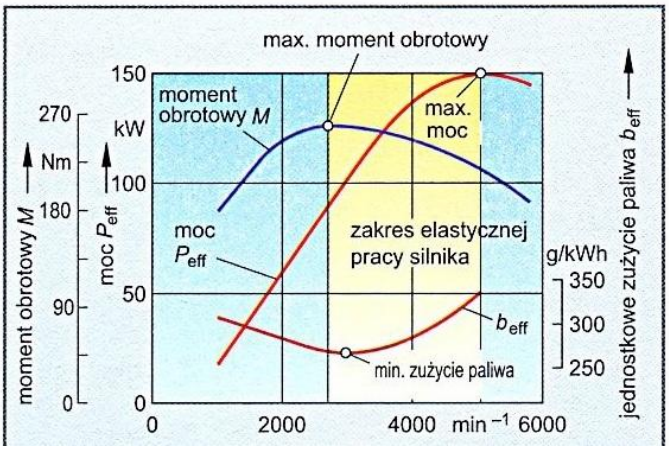
3.8. Charakterystyka prędkościowa, obciążeniowa, regulacyjna

Charakterystyki silnika spalinowego są sporządzanie na podstawie badań przeprowadzonych na stanowisku badawczym, zwanym stanowiskiem hamownianym, i przedstawiają wartości takich parametrów, jak: moc, moment obrotowy, jednostkowe zużycie paliwa w funkcji prędkości obrotowej.

Po naniesieniu otrzymanych wartości na wykres, ujmujący ich zależność od prędkości obrotowej i ich aproksymacji odpowiednią krzywą, otrzymuje się charakterystykę silnika. (**rys. 1**).

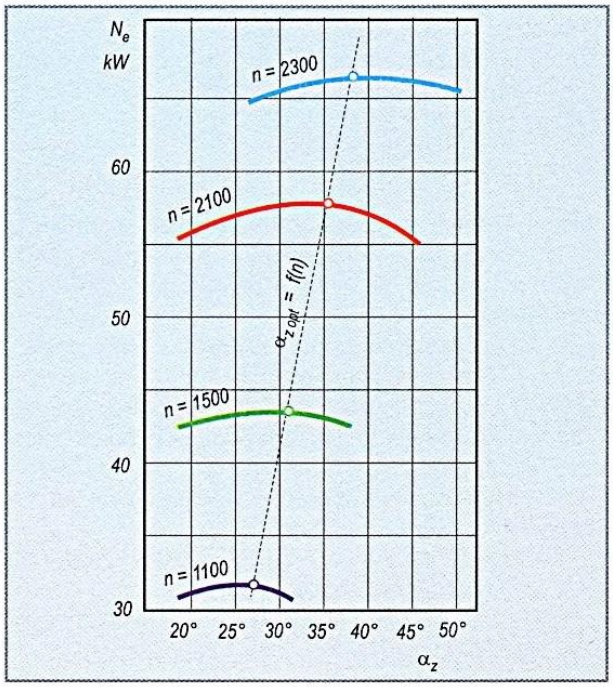
Rozróżnia się charakterystyki mocy całkowitej (zewnętrzna) i mocy częściowych.

Charakterystyka zewnętrzna. Silnik rozgrzany do temperatury pracy zostaje poddany obciążaniu przy pełnych nastawach urządzeń sterujących (np. przepustnicy). Przez obciążenie maksymalne rozumie się takie obciążenie, które w wypadku odpowiadającej mu prędkości obrotowej silnika jeszcze może być zrównoważone. Zgromadzone wartości, będące średnimi wartości uzyskanych w wyniku pomiarów przy takim



samym obciążeniu, są podstawą do sporządzenia krzywych przebiegu momentu, mocy i jednostkowego zużycia paliwa w funkcji prędkości obrotowej. Przebieg tych krzywych umożliwia określenie maksymalnego momentu obrotowego, mocy maksymalnej i minimalnego zużycia paliwa, przy określonych wartościach odpowiadających im prędkości obrotowych.

Charakterystyki regulacyjne to wykresy zależności wybranych wskaźników pracy silnika, np.: N_e w zależności od czynnika regulacyjnego. Zarówno dla silników o zapłonie iskrowym, jak i samoczynnym istnieją pewne charakterystyczne wartości wielkości regulacyjnych, które wraz ze wzrostem prędkości obrotowej pozwalają uzyskać maksimum mocy. Są to przede wszystkim w wypadku silnika ZI kąt wyprzedzenia zapłonu **(rys. 2 str. 53)**, a w wypadku silnika o zapłonie samoczynnym kąt wtrysku.



Rys. 2. Przykładowa charakterystyka wpływu kąta wyprzedzenia zapłonu na moc silnika ZI wraz ze zmianą prędkości obrotowej

Charakterystyki mocy częściowych. Ponieważ w codziennej eksploatacji silnik bardzo rzadko jest w pełni obciążany, ważne są również pomiary przy obciążeniach częściowych. W związku z tym przeprowadza się szereg badań przy różnych prędkościach obrotowych i częściowych nastawach urządzeń regulacyjnych.

Teoretycznie w takim samym przedziale prędkości obrotowej i przy takich samych nastawach urządzeń sterujących zarówno zużycie paliwa, jak i moment obrotowy powinny mieć takie same wartości, gdyż każdorazowo podobna wartość energii jest przekazana w postaci momentu obrotowego na wał korbowy. Odpowiadająca temu moc rośnie proporcjonalnie do wzrostu prędkości obrotowej.

Po osiągnięciu maksymalnej mocy krzywa mocy załamuje się, gdyż wraz ze wzrostem obrotów zmniejsza się wartość momentu obrotowego.

Przyczyny odstępstw od stanu idealnego:

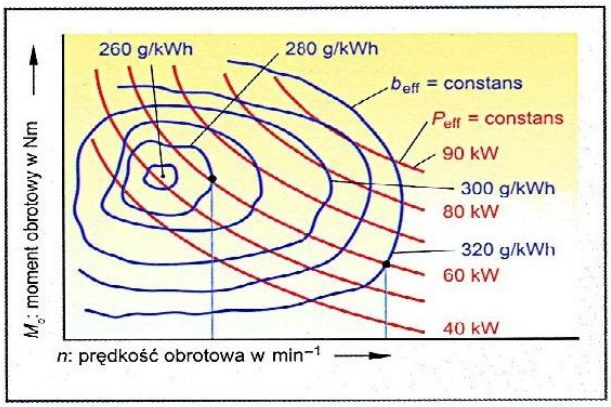
- niecałkowite napełnienie cylindra przy małych i dużych prędkościach obrotowych,
- nieodpowiednia ilość powietrza i złe wymieszanie mieszanki paliwowo-powietrznej spowodowane małym natężeniem przepływu (efektem tego jest powolniejsze i niepełne spalanie).
- straty ciepła,
- straty tarcia.

Zakres elastycznej pracy silnika. Praca silnika w granicach między maksymalnym momentem obrotowym a maksymalną mocą **(rys. 1 str. 53)**. Przy zmniejszaniu prędkości obrotowej rośnie moc w wyniku zwiększania momentu obrotowego. Maksymalny moment obrotowy powinien być osiągany możliwe jak najbliżej średniej prędkości obrotowej silnika, a maksymalna moc powinna być osiągana przy dużej prędkości obrotowej. Dzięki temu uzyskuje się elastyczną pracę silnika w szerokim zakresie, co sprawia, że nie ma konieczności częstej zmiany biegów.

3.9. Charakterystyka ogólna silnika

Na wykresie na **rys. 1** przedstawiono jednostkowe zużycie paliwa w funkcji momentu obrotowego i prędkości obrotowej. W ten sposób powstają częściowo zamknięte krzywe jednakowego jednostkowego zużycia paliwa.

Ponieważ krzywe te są podobne do poziomic na mapach, noszą nazwę poziomic jednakowego zużycia paliwa. Dodatkowo charakterystyka ta zawiera krzywe jednakowej mocy użytecznej, na podstawie których można stwierdzić, że silnik osiąga taką samą moc przy całkowicie różnych wartościach jednostkowego zużycia paliwa. Tak więc przedstawiony na wykresie silnik może uzyskać moc 60 kW, zarówno zużywając 320 g/kWh, jak i 280 g/KW, i osiągać przy tym większą wartość momentu obrotowego.



Rys. 1. Charakterystyka uniwersalna