

Thermodynamic aspects of the operation of engine with gasoline direct fuel injection for idle speed

Contemporary requirements for combustion engines are aimed mainly at obtaining high values of engine operation parameters at simultaneously low fuel consumption and reduced emission of toxic components of the exhaust gases. Despite the fact that internal combustion engines utilise diverse load conditions, the share of idle speed in the whole range of their operation is significant. The percentage of combustion engines with direct gasoline injection (SI DI) in the total number of engines with spark ignition engines is increasing. It means that the method of preparation of the mixture is an important factor in SI DI engine, also for idle speed. In tests was analysed the SI engine creating mixture through a dose of injected fuel (of the spray-guided type) for idle speed. The indexes of engine operation in those conditions were determined, and with the use of coefficient of variation the estimation of the cyclic variation of the cycle was conducted. From many operational indexes of the engine were selected those, which in the best way characterise engine operation for idle speed.

Key words: combustion engine, indicating research, idling, cycle variation

Termodynamiczne aspekty pracy silnika z bezpośrednim wtryskiem benzyny w warunkach biegu jałowego

Współczesne wymagania stawiane silnikom spalinowym są ukierunkowane głównie na uzyskiwanie dużych wartości wskaźników ich pracy przy jednoczesnym małym zużyciu paliwa i ograniczonej emisji składników toksycznych spalin. Mimo, że silniki spalinowe wykorzystują zróżnicowane warunki obciążenia, to udział biegu jałowego w całym zakresie ich pracy jest znaczny. Udział silników spalinowych z bezpośrednim wtryskiem benzyny (ZI DI) jest coraz większy w ogólnej liczbie silników o zapłonie iskrowym. Oznacza to, że sposób przygotowania mieszanki jest ważnym czynnikiem w silniku ZI DI również na biegu jałowym. Analizie poddano silnik ZI z tworzeniem mieszanki przez dawkę wtryskiwanego paliwa (typu spray-guided) na biegu jałowym. Określono wskaźniki jego pracy w tych warunkach oraz dokonano oceny nierównomierności cykli z użyciem współczynnika zmienności. Wykorzystując wiele wskaźników eksploatacyjnych silnika wskazano na te, które w najlepszy sposób charakteryzują jego pracę na biegu jałowym.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, badania indykatorowe, bieg jałowy, nierównomierność pracy

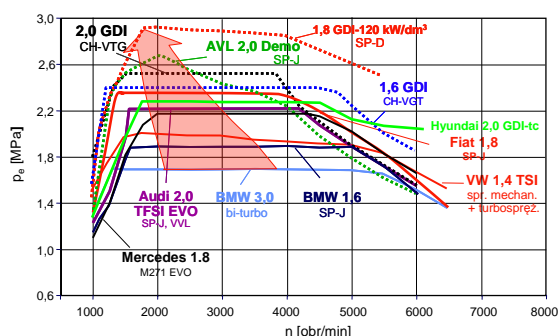
1. Wprowadzenie

Stosowane we współczesnych pojazdach samochodowych silniki o zapłonie iskrowym nie stanowią tak jednolitej grupy pod względem rozwiązań systemu wtrysku i spalania, jak silniki o zapłonie samoczynnym. Konstrukcje systemów spalania silników ZI dzielą się na układy wtrysku pośredniego do kanału dolotowego – niskociśnieniowe i bezpośredniego do cylindra – średnociśnieniowe [9]. Nieliczne konstrukcje będące połączeniem obu tych systemów nie znalazły szerokiego zastosowania (m.in. w silniku firmy Lexus 2GR-FSE oraz silniku Audi – EA888 3. generacji, wykorzystuje się pośredni i bezpośredni wtrysk paliwa do cylindra). Liczne konstrukcje systemu bezpośredniego wtrysku benzyny wskazują na brak zadowalających rozwiązań tego typu układu zarówno pod względem uzyskiwanych parametrów pracy, jak i emisji szkodliwych składników spalin. Wtrysk paliwa do cylindra powinien umożliwiać spalanie ładunku homogenicznego (wykorzystywane w układach wtrysku pośredniego, który powoduje jednak znaczne straty ładunku przed dostarczeniem go do zamkniętej objętości cylindra), a także – co obecnie jest

głównym kierunkiem prac badawczych i rozwojowych – uzyskiwanie ładunku niejednorodnego (uwarstwionego), pozwalającego na spalanie mieszanek ubogich. Pod tym względem systemy spalania silników o zapłonie iskrowym upodobią się do systemów spalania stosowanych w silnikach o zapłonie samoczynnym (zastosowanie np. kontrolowanego samozapłonu w silniku ZI). Układy średnociśnieniowego, bezpośredniego, wieloczęściowego wtrysku benzyny są obecnie głównym przedmiotem badań w tych silnikach, gdyż wtrysk taki pozwala na dowolne ilościowe i jakościowe kształtowanie charakteru ładunku i wpływa na sposób jego późniejszego spalania (rys. 1).

Bezpośredni wtrysk benzyny realizuje się wykorzystując boczne lub centralne usytuowanie wtryskiwacza (niezbyt często stosowane rozwiązanie ze względu na techniczne trudności realizacji). Pierwsze rozwiązanie pozwala na uzyskanie odpowiedniego czasu na przygotowanie ładunku do spalania, gdyż wtrysk jest możliwy zanim tłok osiągnie górne martwe położenie (GMP). Czas ten jest wykorzystany na odpowiednie odparowanie paliwa i jego przygotowanie do spalania. Równocześnie jednak następuje rozrzedzanie tej strefy i utrata uwarstwie-

nia, rozkład paliwa w cylindrze jest nierównomierny, co zmniejsza sprawność spalania.



Rys. 1. Analiza kierunków rozwoju silników z bezpośrednim wtryskiem benzyny [3]: SP-J – sprężarka jedno-stopniowa, SP-D – sprężarka dwustopniowa, CH-VGT – chłodzenie powietrza w turbosprężarce o zmiennej geometrii łopatek kierownicy, VVL – zmienny wznios zaworów

Znacznie korzystniejsze pod tym względem jest centralne umieszczenie wtryskiwacza w komorze spalania. Problemem wtedy jest jednak skrócenie czasu przygotowania ładunku (wymieszanie i odparowanie kropeł paliwa) oraz sposób umieszczenia świecy zapłonowej. Trudno jest również uzyskać ładunek homogeniczny szczególnie przy dużym obciążeniu – wtrysk dużej dawki paliwa bez jej podziału. Nieprawidłowe umieszczenie świecy zapłonowej jest przyczyną powstawania nagaru na jej elektrodach, co uniemożliwia uzyskanie prawidłowego wyładowania. Sposób ten jest jednak znacznie korzystniejszy przy stosowaniu ładunku uwarstwionego i pracy silnika ze znacznym nadmiarem powietrza (można osiągnąć wartości $\lambda = 3-5$ w zależności od sposobu podziału dawki paliwa i przygotowania ładunku). Na podstawie badań przeprowadzonych przez Petersena i in. [8] wykazano, że w silniku o zapłonie iskrowym z bezpośrednim wtryskiem paliwa brak spalania lub jego nieprawidłowy przebieg nie są uzależnione od braku wyładowania na świecy zapłonowej, lecz od nieprawidłowo przygotowanego ładunku do spalania. Ze względu na problemy z prawidłowym przygotowaniem ładunku i jego spalaniem w pracy [9] dokonano analiz cząstkowych rozpylenia paliwa za pomocą wtryskiwacza o zewnętrznym otwarciu iglicy (ang. *outward-opening*) umieszczonego centralnie w komorze spalania. Stosowano przy tym różne techniki wieloczęściowego wtrysku paliwa w celu uzyskania ilościowych i jakościowych informacji o przygotowaniu ładunku do spalania.

2. Analiza literatury

Uważa się że równomierność pracy silnika na biegu jałowym jest kluczowym wymogiem do stosowania mieszanek uwarstwionych i ubogich. Nie wielkie zmiany procesu spowodowane powolnym spalaniem prowadzą do niepożądanych drgań silni-

ka. Duża dynamika spalania może powodować zwiększoną wartość emisji węglowodorów [11]. Wyniki badań zamieszczone w [5] wskazują, że minimalizacja współczynnika zmienności może prowadzić do 8-procentowego zmniejszenia zużycia paliwa oraz, że wartość współczynnika zmienności powyżej 10% prowadzi do niestabilizowanej pracy silnika i pogarsza własności jezdne pojazdu. W badaniach dotyczących wpływu recyrkulowanych spalin na parametry pracy silnika stwierdzono [6], że udział EGR o wartości 20% zwiększa niestabilność pracy silnika wyrażoną współczynnikiem zmienności średniego ciśnienia indykowanego powyżej 10%. Jednakże stosowanie zwiększonego stopnia sprężania zmniejsza tę wartość. Jest to wynikiem zmniejszania się laminarnej prędkości płomienia oraz zwiększania się intensywności turbulencji podczas tego zabiegu. Wnioski te potwierdzają również badania [11], z których wynika, że zwiększenie laminarnej prędkości spalania LPG prowadzi do ograniczenia współczynnika zmienności średniego ciśnienia indykowanego do około 2% (przy zmianach współczynnika nadmiaru powietrza 1–1,4). Przy zasilaniu silnika benzyną w tym samym zakresie zmian współczynnika nadmiaru powietrza wartość CoV(IMEP) uzyskuje 4,5%.

Ozдор i in. [7] klasyfikują współczynniki wpływu zmienności procesu w czterech kategoriach z ich wpływem na proces spalania: składniki mieszanki, doloł ładunku, charakterystyka układu zapłonowego oraz proces mieszania w cylindrze. Pundir i in. [10] stwierdził, że ładunek dolołowy ma najmniejszy wpływ na zmienność procesu, jeśli mieszanka palna jest bliska stechiometrycznej. Badania Hassaneena i in. [4] prowadzone na 8-cylindrowym silniku ZI zasilanym gazem ziemnym dowodzą, że zmiany współczynnika nadmiaru powietrza z 1 do 1,66 skutkują zmianą współczynnika rozrzutu średniego ciśnienia indykowanego o 33%.

3. Metodyka badawcza

Pogorszenie warunków tworzenia ładunku w komorze spalania wymusza prowadzenie badań w zakresie procesu spalania w takich silnikach, w tym także w warunkach biegu jałowego. Badania prowadzono na pojeździe marki Mercedes-Benz C200 wyposażonym w silnik spalinowy o bezpośrednim wtrysku benzyny (o oznaczeniu CGI) – tab. 1, współpracujący z automatyczną 7-biegową skrzynią przekładniową 7G-TRONIC. Pojazd wyposażono w funkcję HOLD, która umożliwia po zatrzymaniu pojazdu jego unieruchomienie (bez konieczności ciągłego użycia hamulca) bez rozłączania napędu. Oznacza to, że bieg jałowy można uzyskać dwoma sposobami:

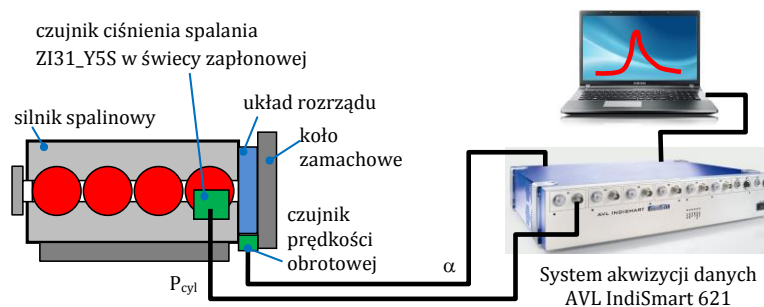
- po przełączeniu skrzyni przekładniowej w pozycję P (parking) oraz
- po użyciu funkcji HOLD w pozycji D (drive).

W pierwszym z tych przypadków brak rozłączenia napędu skutkuje prędkością obrotową $n = 750$ obr/min (wykorzystuje się częściowe minimalne obciążenie wynikające z pracy automatycznej skrzyni przekładniowej), a drugim – po rozłączeniu przekładni – 650 obr/min.

Tab. 1. Dane techniczne silnika firmy Mercedes C200 CGI

Wielkość	Wartość
Rodzaj silnika	4-cyl, rzędowy, turbodoładowany
Napęd rozrządu	dwa wałki w głowicy
$D \times S$	82×85 mm
Objętość skokowa	1796 cm ³
Stopień sprężania	9,3
Średnie ciśnienie użyteczne	1,8892 MPa
Moment maksymalny przy prędkości obrotowej	270 N·m przy 1800-4600 obr/min
Moc maksymalna przy prędkości obrotowej	135 kW przy 5250 obr/min
Przekładnia	7-biegowa, automatyczna (7G-TRONIC)

Badania prowadzono podczas postoju pojazdu. Dokonano zapisu i późniejszej analizy 150 kolejnych cykli pracy silnika. Analizę równomierności pracy silnika umożliwił pomiar ciśnienia w komorze spalania z wykorzystaniem czujnika ciśnienia firmy AVL zamontowanego w świecy zapłonowej najbliższej miejsca pomiaru prędkości obrotowej, gdyż czujnik prędkości obrotowej jest umieszczony od strony koła zamachowego. Czujnik ciśnienia w cylindrze o zakresie pomiarowym 0-20 MPa miał czułość 11,91 pC/bar. Sygnał z czujnika ciśnienia wraz z pomiarem kąta obrotu wału korbowego (koło zębate o liczbie zębów: 60–2) rejestrowano przy wykorzystaniu 8-kanalowego systemu pomiarowego AVL IndiSmart 621. Użyto do tego oryginalnego czujnika Halla prędkości obrotowej silnika i dokonano zapisu sygnału pomiarowego z rozdzielczością kątową $\Delta\alpha = 0,1$ °OWK. Układ pomiarowy wraz z oprogramowaniem AVL Concerto daje możliwość termodynamicznej analizy cykli pracy silnika. Schemat układu pomiarowego przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Układ pomiarowy służący do wyznaczania nierównomierności pracy silnika ZI DI w warunkach biegu jałowego

Badania prowadzono przy dwóch prędkościach obrotowych biegu jałowego silnika spalinowego ($n = 650$ obr/min oraz 750 obr/min), w warunkach ustalonego stanu cieplnego silnika (temperatura cieczy chłodzącej wynosiła 85 °C). Warunki nierównomierności pracy silnika określono na podstawie współczynnika zmienności danej wielkości X , zdefiniowanego jako:

$$\text{CoV}_X = \frac{\sigma}{\mu} \quad (1)$$

gdzie: σ – jest odchyleniem standardowym wielkości X , a μ – wartością średnią X z pomiarów. Analizę rozkładów przedziałów wartości uzupełniono o współczynnik skośności A , który określa asymetrię rozkładu analizowanych wartości:

$$A = \frac{n \sum (x_i - x_{sr})^3}{(n-1)(n-2)s^3} \quad (2)$$

gdzie:

n – liczba obserwacji, x_i – wynik kolejnej obserwacji, x_{sr} – średnia, s – odchylenie standardowe.

Współczynnik ten o wartości równej zero świadczy o idealnie symetrycznym rozkładzie, o wartości powyżej zera – o rozkładzie prawoskośnym, natomiast o wartości poniżej zera – o rozkładzie lewoskośnym (ujemnoskośnym).

Wykorzystując dużą liczbę danych pomiarowych zachowano prawidłowość statystyczną polegającą na uwzględnieniu minimum 30 próbek [12, 13].

Na podstawie współczynnika zmienności określono nierównomierność pracy silnika w postaci wskaźników: maksymalnego ciśnienia spalania $\text{P}_{\text{MAX}4}$, prędkości obrotowej (SPEED), średniego ciśnienia indykowanego ($\text{IMEP}4$), termodynamicznego początku spalania $\text{AI}05_4$ (określanego na podstawie 5-procentowego progu wywiązywania ciepła) oraz końca spalania $\text{AI}90_4$ (określanego jako 90-procentowy próg wywiązywania ciepła). W dalszej kolejności określono wielkości charakteryzujące pracę silnika spalinowego: cykle o największych rozrzutach ciśnienia maksymalnego ($\text{P}_{\text{cyl_min}}$, $\text{P}_{\text{cyl_max}}$) oraz wartości średnie ($\text{P}_{\text{cyl_av}}$), a także cykle o największych wartościach kąta, przy których wystąpiły ekstremalne

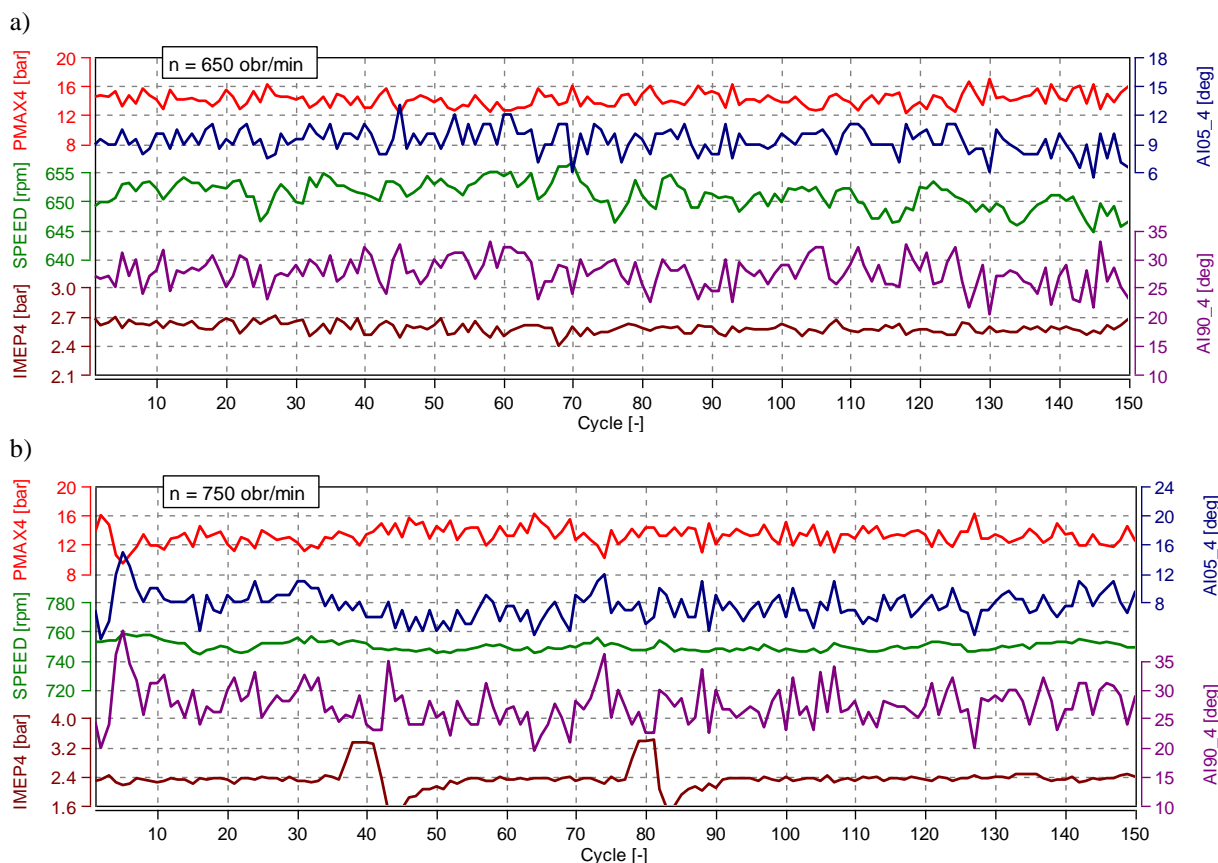
wartości ciśnienia w cylindrze (APcyl_min oraz APcyl_max). W odniesieniu do przebiegu ciśnienia w cylindrze wyznaczono dodatkowo szybkość narastania ciśnienia po zapłonie (Rmax) oraz kąt jego wystąpienia (ARmax). Wielkościami charakteryzującymi przebieg wywiązywania ciepła były: maksymalna szybkość jego wywiązywania (dQmax) oraz kąt jej występowania (AdQmax). Po dokonaniu całkowania wyznaczono maksymalną wartość wywiązanego ciepła (Imax) oraz kąt przy którym ona występuje (Almax).

4. Analiza warunków pracy silnika

4.1. Ocena wskaźników pracy silnika

Ocenę wskaźników pracy silnika prowadzono przy dwóch prędkościach obrotowych biegu jałowego

wego. Przy prędkości 650 obr/min zaobserwowano większą powtarzalność pracy silnika (scharakteryzowaną maksymalnym ciśnieniem spalania) niż w przypadku zwiększonej prędkości obrotowej (rys. 3). Prędkość obrotowa zmieniała się w zakresie ± 5 obr/min przy mniejszej wartości prędkości biegu jałowego, oraz ± 10 obr/min przy prędkości wynoszącej 750 obr/min. Zmiany te mogą wynikać z większego obciążenia silnika przy większej wartości prędkości obrotowej, wywołane brakiem rozłączenia napędu. Ma to swoje odzwierciedlenie w średnim ciśnieniu indykowanym, które osiąga większe wartości przy prędkości 650 obr/min. Początek spalania (określony przez AI05) przy prędkości 650 obr/min przypada o około 1° OWK. później niż przy prędkości 750 obr/min. Jednak koniec spalania oscyluje w takim samym przedziale (około $25\text{--}30^\circ$ po GMP).



Rys. 3. Analiza wskaźników pracy silnika dla dwóch prędkości obrotowych biegu jałowego: a) 650 obr/min, b) 750 obr/min

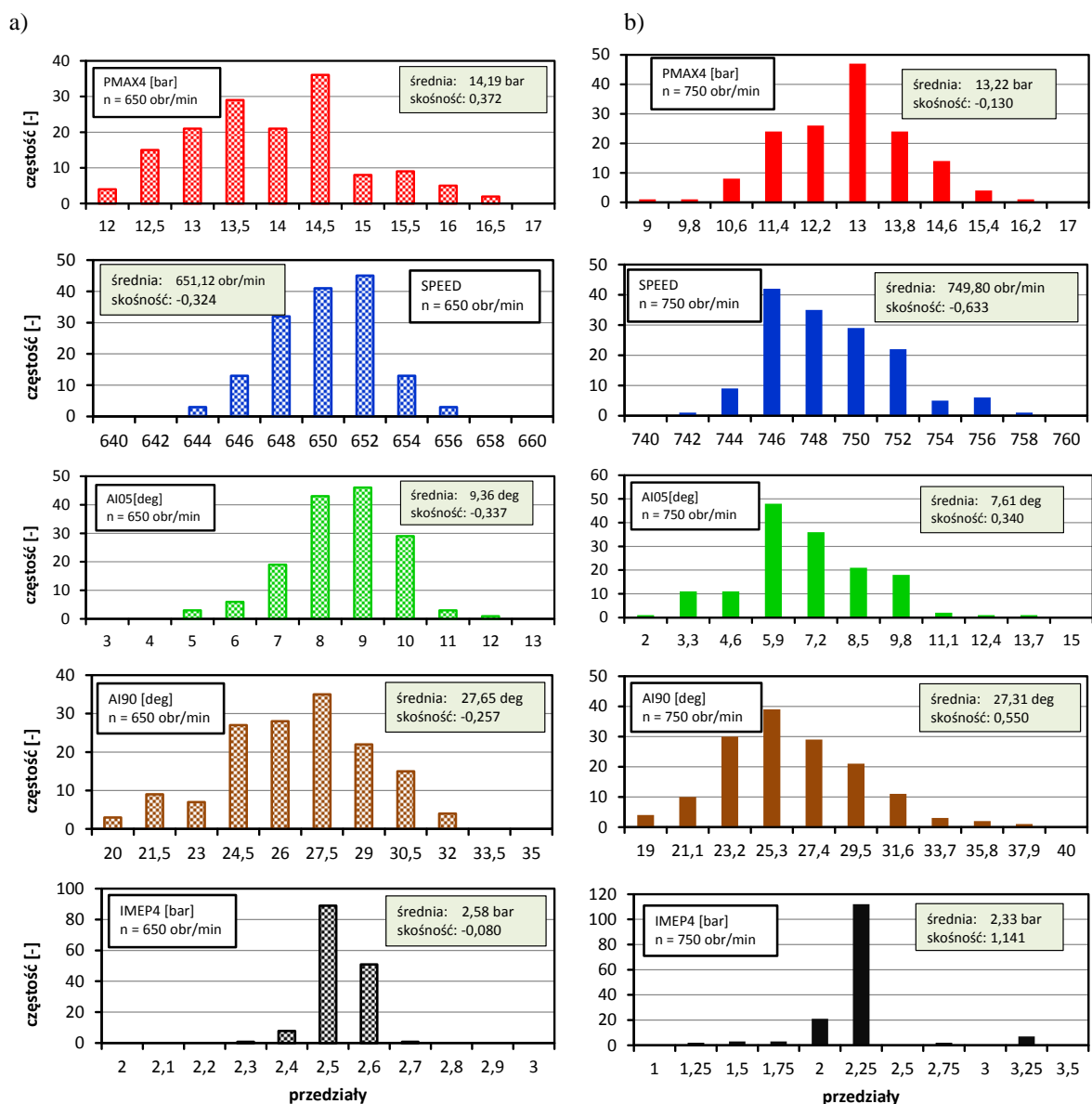
Analiza przedziałowa ciśnienia maksymalnego w cylindrze PMAX4, prowadzona na podstawie rys. 4, wskazuje, że rozkłady są zbliżone do rozkładu normalnego, przy czym przy mniejszej prędkości obrotowej współczynnik skośności ma wartość dodatnią. Oznacza to, że rozkład jest przesunięty w prawą stronę od wartości średniej. Dla większej prędkości obrotowej, zmiany maksymalnego ciśnienia w cylindrze są bardziej skupione wokół

wartości średniej (mniejsza wartość współczynnika skośności i przesunięta nieco w lewą stronę rozkładu).

Zmiana prędkości obrotowej wykazuje podobne tendencje, gdyż w obu wariantach biegu jałowego rozkłady są przesunięte w lewą stronę (ujemne współczynniki skośności), a wartości średnie prawie pokrywają się z przedziałem wartościami najczęściej występujących.

Rozrzuty termodynamicznego początku spalania są zróżnicowane zarówno pod względem rozkładów jak i współczynników skośności, które przyjmują odmienne wartości. Wyznaczony koniec spalania ma także rozkład zbliżony do normalnego. Uzyskano przy tym jednakowe pod względem znaku współczynniki skośności. Określone wartości średniego ciśnienia indykowanego wskazują na dużą powtarzalność procesu, gdyż liczba przedziałów jest bardzo ograniczona, a częstość wartości – duża. Przy prędkości $n = 650$ obr/min uzyskano

bardzo mały współczynnik skośności, co świadczy o powtarzalności jego wartości i dużym skupieniu wokół wartości średniej. Przy większej prędkości obrotowej biegu jałowego ($n = 750$ obr/min), mimo dużej liczności największego przedziału, współczynnik skośności przyjmuje wartość największą ze wszystkich analizowanych wielkości. Jest to wynikiem powtarzających się rozrzutów średniego ciśnienia indykowanego o wartościach z przedziału 3,25–3,5 bara.



Rys. 4. Ocena przedziałów zmienności charakterystycznych wielkości pracy silnika na biegu jałowym: a) przy prędkości $n = 650$ obr/min, b) przy $n = 750$ obr/min

Zbiorczą analizę cykli pracy silnika poparto ocenami ilościowymi przedstawionymi w dalszej części artykułu. Dotyczą one poszczególnych cykli pracy silnika w warunkach biegu jałowego.

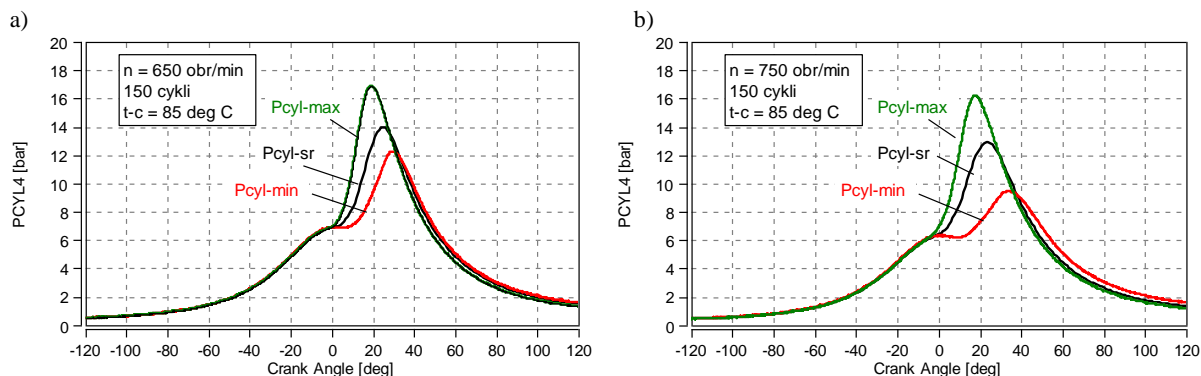
4.2. Ocena nierównomierności pracy silnika

Nierównomierność pracy silnika spalinowego można scharakteryzować kilkoma wielkościami do których należy wartość maksymalnego ciśnienia spalania (rys. 5). Przy prędkości 650 obr/min

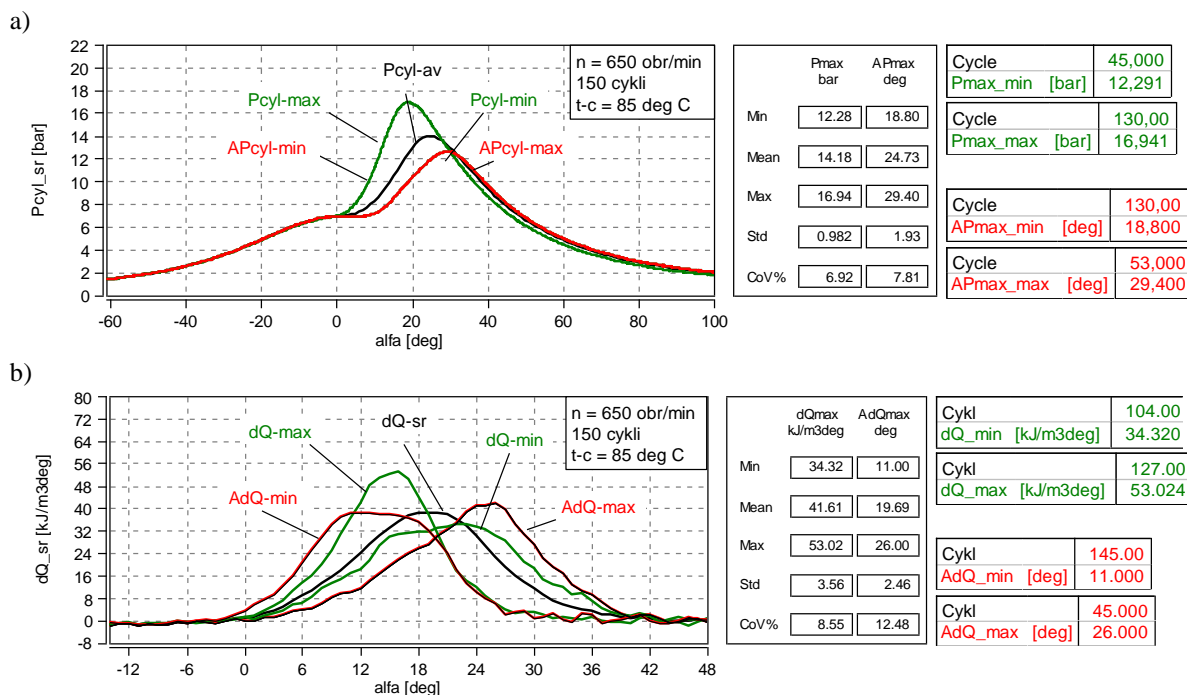
stwierdzono, że maksymalne rozrzuty ciśnienia od wartości średniej wynoszą około 20% (zmiana wartości maksymalnej ciśnienia w cylindrze do wartości średniej ze 150 cykli) oraz 14% dla wartości średniej i minimalnej Pmax w cylindrze z tej samej populacji.

Dla zwiększonej prędkości obrotowej uzyskano znacznie mniejsze wartości Pmax w cylindrze, co wskazuje, że współczynnik zmienności uzyskuje większe wartości. Rozrzuty ciśnienia maksymalnego w cylindrze są następujące: 10% dla wartości największej i średniej oraz 15% dla wartości średniej i najmniejszej.

Rozrzuty maksymalnej wartości ciśnienia w cylindrze powodują również odmienne wartości kąta obrotu wału korbowego, przy którym występują maksymalne wartości ciśnienia w cylindrze. Jak wynika z rys. 6a zwiększenie wartości ciśnienia w cylindrze powoduje, że kąt jego wystąpienia również ulega przesunięciu w pobliżu GMP. Należy zauważyć, że maksymalna różnica kątów PcyL-max wynosi ponad 10 stopni. Jednocześnie maksymalna zmiana ciśnienia w cylindrze to 0,465 MPa. Rozrzuty określone przez CoV(Pmax) oraz CoV(APmax) wynoszą odpowiednio 6,92% oraz 7,81%. W świetle



Rys. 5. Analiza cykli pracy silnika na biegu jałowym przy prędkości obrotowej: a) 650 obr/min, b) 750 obr/min



Rys. 6. Analiza zmienności wartości maksymalnej oraz kąta jej wystąpienia wraz z charakterystycznymi danymi przy prędkości obrotowej 650 obr/min dla: a) ciśnienia w cylindrze, b) szybkości wywiązywania ciepła

przytaczanych danych literaturowych, oznacza to wartości akceptowalne tych wielkości. Jak wynika z analizy pojedynczych cykli pracy silnika wielkości maksymalne i minimalne nie pojawiają się w kolejnych cyklach.

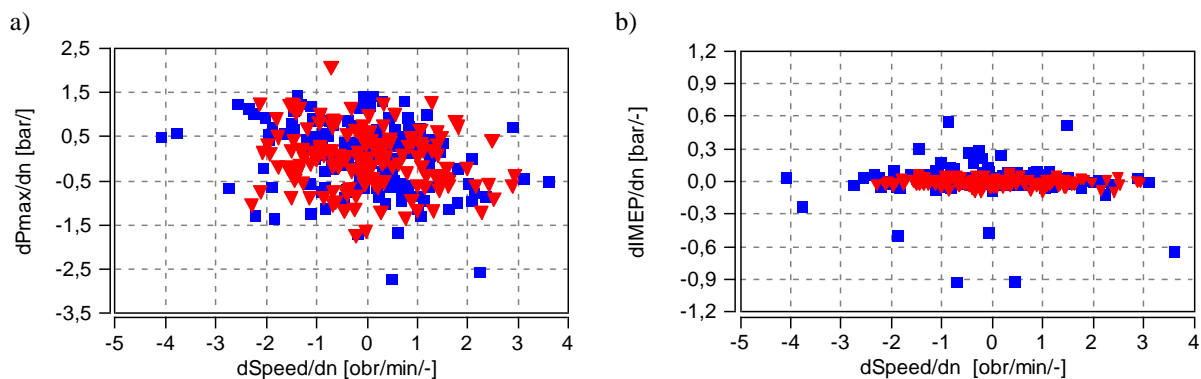
W odniesieniu do szybkości wywiązywania ciepła (rys. 6b) uzyskano rozrzuty CoV o wartości 8,55%. Wartości te również są akceptowalne. Jednak tutaj wartości skrajne szybkości wywiązywania ciepła nie pokrywają się z kątami uzyskania warto-

ści maksymalnej szybkości wywiązywania ciepła. Mimo to współczynnik zmienności wynosi 12,5% wokół wartości średniej.

Maksymalne zmiany ciśnienia P_{max} w cylindrze są porównywalne przy obu prędkościach obrotowych i wynoszą około $\pm 2,5$ bar/cykl (rys. 7a). Zmiany prędkości obrotowej z cyklu na cykl są mniejsze przy niższej jej wartości i wynoszą ± 3 obr/min/cykl. Dla większej prędkości obrotowej ($n = 750$ obr/min) dynamika jest nieco większa i wynosi ± 4 obr/min/cykl. Oznacza to, że zmiany

pojawiające się z cyklu na cykl są znacznie mniejsze niż przedstawione przypadki skrajne na rys. 6.

Maksymalna wartość zmiany średniego ciśnienia indykowanego przy prędkości 650 obr/min jest znacznie mniejsza niż przy prędkości $n = 750$ obr/min (rys. 7b). Przy mniejszej prędkości wynosi ona $\pm 0,1$ bar/cykl, przy większej od 0,6 do -1 bar/cykl. Można zauważyć, że maksymalne zmiany średniego ciśnienia indykowanego nie powodują maksymalnych zmian prędkości obrotowej silnika.

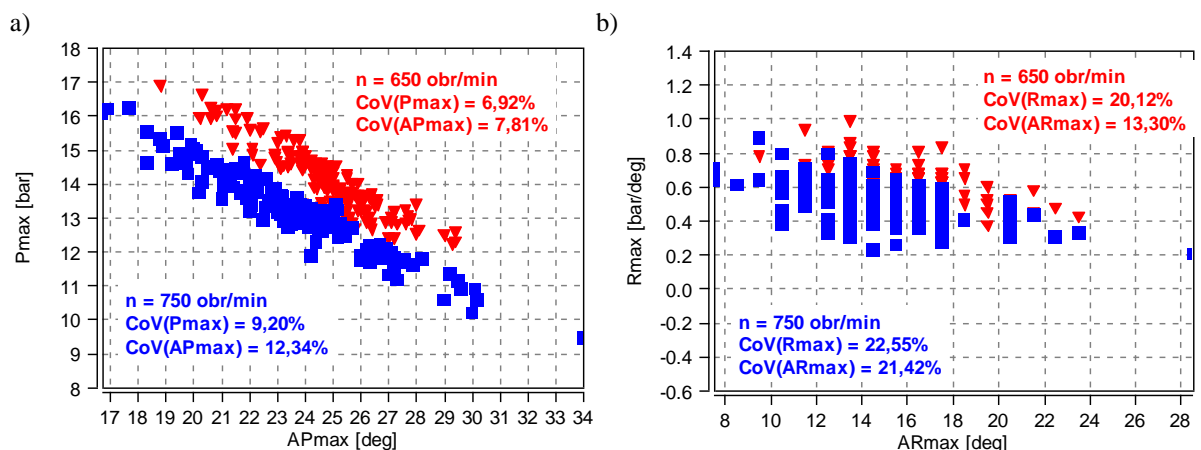


Rys. 7. Szybkości zmian analizowanych wielkości podczas pracy silnika na biegu jałowym przy dwóch prędkościach: a) ciśnienia indykowanego, b) maksymalnych wartości ciśnienia spalania jako funkcje prędkości obrotowej

4.3. Ocena porównawcza rozrzutów wskaźników pracy silnika na biegu jałowym

Analizy porównawczej dokonano w odniesieniu do dwóch prędkości obrotowych pracy silnika. Dokonano porównań, zestawiając ze sobą wielkości charakterystyczne pracy silnika spalinowego. Analiza ciśnienia maksymalnego w cylindrze (rys. 8a) wskazuje na mniejsze o około 25% rozrzuty przy prędkości 650 obr/min ($CoV(P_{max}) = 6,9\%$) w stosunku do rozrzutów przy prędkości 750 obr/min

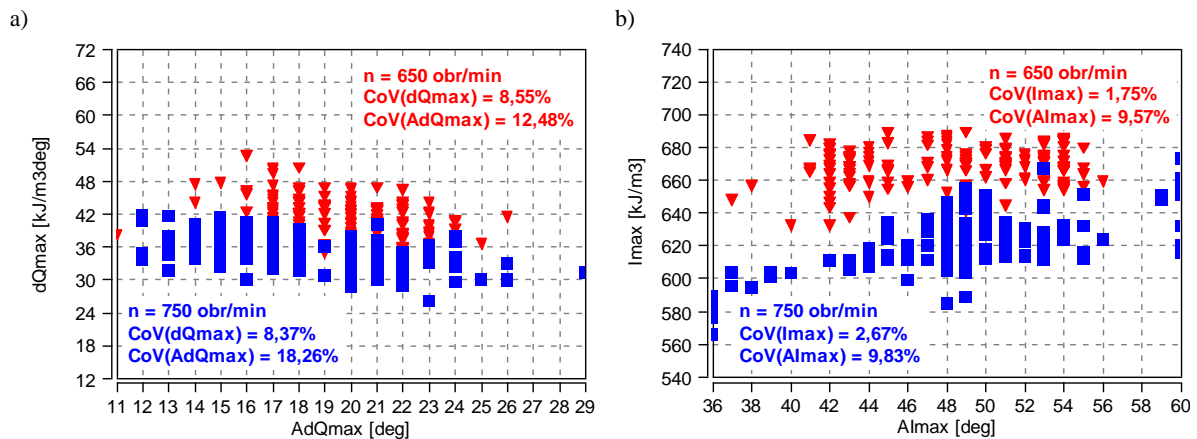
($CoV(P_{max}) = 9,2\%$). Mniejsze są również rozrzuty kąta występowania tego ciśnienia (wynoszą odpowiednio 7,8% oraz 12,3%). W odniesieniu do stabilności szybkości narastania ciśnienia w cylindrze (rys. 8b) uzyskano znaczne rozrzuty przy obu prędkościach obrotowych (ponad 20%). Kąt występowania tej wielkości również nie jest stały. Jego rozrzut jest większy przy prędkości 750 obr/min (21,4%) niż przy prędkości $n = 650$ obr/min (13,3%).



Rys. 8 Analiza cykli pracy silnika przy dwóch prędkościach obrotowych: a) ciśnienia maksymalnego i kąta jego występowania, b) maksymalnej szybkości narastania ciśnienia oraz kąta jej występowania

Analiza wskaźników termodynamicznych w postaci szybkości wywiązywania ciepła i jego kąta (rys. 9a) wskazuje na możliwe do zaakceptowania wartości. Wynoszą one 8,5% (przy $n = 650$ obr/min) oraz 8,4% (przy $n = 750$ obr/min). Nieco większe rozrzuty dotyczą kąta przy jakim jest uzyskiwana maksymalna szybkość wywiązywania ciepła (odpowiednio dla zwiększanej prędkości obrotowej: 12,5% oraz 18,3%), jednak wartości te są znacznie mniejsze niż wartości kąta maksymalnej szybkości narastania ciśnienia po zapłonie.

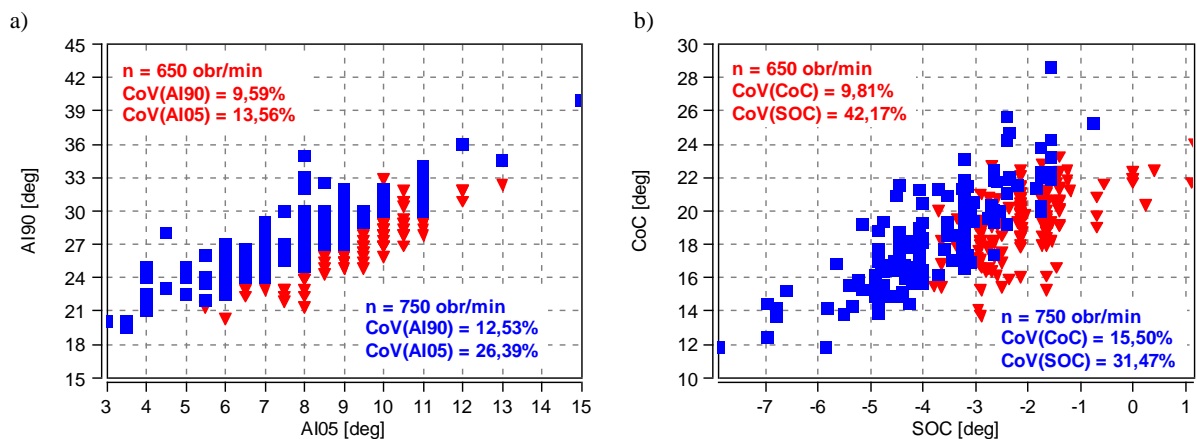
Analiza rozrzutów maksymalnych wartości wywiązanego ciepła (rys. 9b) wskazuje na małe ich wartości przy obu prędkościach obrotowych (przy $n = 650$ obr/min – 1,7% oraz przy $n = 750$ obr/min – 2,7%). Świadczy to o bardzo powtarzalnym procesie spalania, mimo że warunki spalania nie dawały powodów do takich rezultatów. Nieco większe wartości rozrzutów przyjmuje kąt maksymalnych wartości wywiązywania ciepła, jednak są to wyniki poniżej 10% (odpowiednio 9,6% oraz 9,8%).



Rys. 9. Analiza termodynamiczna pracy silnika przy dwóch prędkościach obrotowych: a) maksymalnej szybkości wywiązywania ciepła i kąta jej występowania, b) maksymalnej wartości wywiązanego ciepła oraz kąta jego występowania

Proporcjonalnie do rozpoczęcia procesu spalania (AI_{05} na rys. 10a) opóźnieniu ulega również zakończenie spalania. Rozrzuty wartości zakończenia procesu tylko dla mniejszej wartości prędkości nie przekraczają 10%. Rozrzuty rozpoczęcia spalania są znaczne i wynoszą odpowiednio 13,6% oraz 26,4%. Bardzo często wykorzystywanym wskaźnikiem termodynamicznym do sterowania spalaniem jest kąt tzw. 50-procentowego wywiązywania ciepła (rys. 10b). Jest on określany mianem centrum spalania (CoC – *center of combustion*). Wartość rozrzutów tego wskaźnika przy mniejszej prędkości

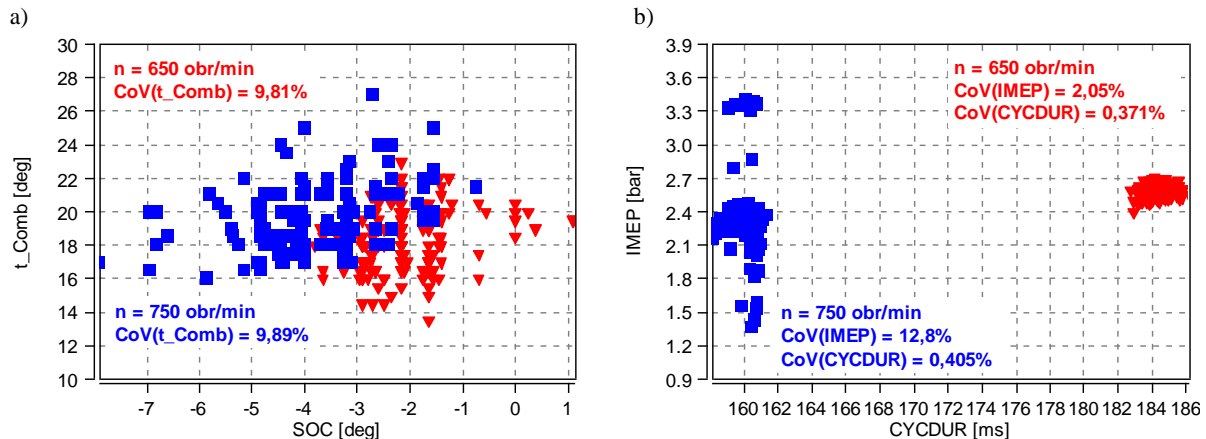
obrotowej wynosi 9,8%, natomiast przy większej – 15,5%. Oznacza to, że silnik z bezpośrednim wtryskiem benzyny wymaga dalszych badań i konieczności modyfikacji sposobów sterowania spalaniem, gdyż wielkość ta nie uzyskuje ustabilizowanych wartości. Ustalony początek spalania (SOC – *start of combustion*) na podstawie przebiegu ciśnienia w cylindrze uzyskuje większe rozrzuty (przy $n = 650$ obr/min – 42,2% oraz przy $n = 750$ obr/min – 31,5%), co oznacza, że wielkość ta nie może być brana pod uwagę podczas analiz równomierności pracy silnika.



Rys. 10. Analiza termodynamiczna procesu spalania przy dwóch prędkościach obrotowych: a) początku i końca spalania, b) początku spalania i wyznaczenia punktu 50-procent wywiązanego ciepła

Mimo że niektóre z wcześniej przedstawionych wskaźników uzyskały duże rozrzuty, to czas spalania ma te rozrzuty poniżej 10% (rys. 11a). Analiza zmian średniego ciśnienia indykowanego (rys. 11b) daje spodziewane rezultaty: uzyskano jedne z najmniejszych rozrzutów przy prędkości $n = 650$ obr/min, które wynoszą 2,1%. Przy prędkości 750 obr/min, ze względu na większe rozrzuty prędkości

obrotowej, wartość $CoV(IMEP)$ wynosi 12,8%. Tak duże wartości rozrzutów średniego ciśnienia indykowanego przy prędkości $n = 750$ obr/min występują przy ustalonym stanie cieplnym silnika. Należy spodziewać się, że przy niższej temperaturze cieczy chłodzącej oraz przy uruchamianiu silnika wartości rozrzutów mogą być większe.

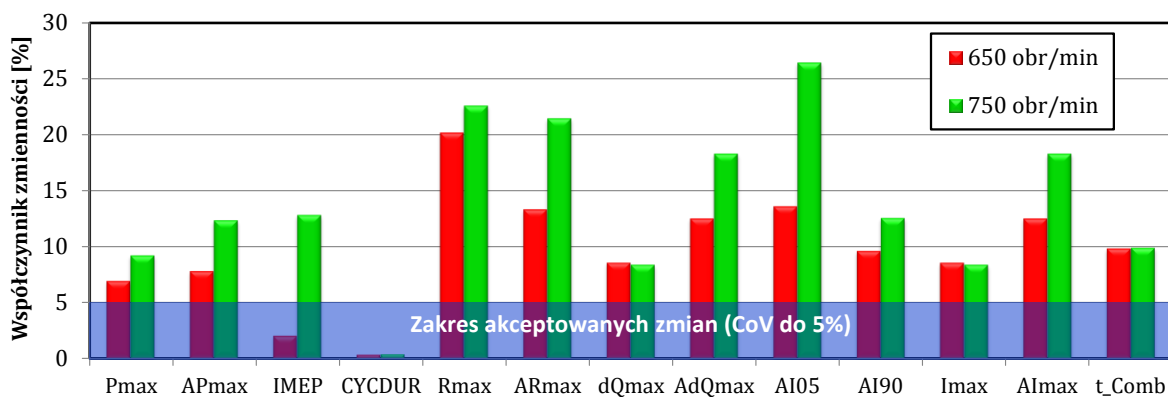


Rys. 11. Termodynamiczne wskaźniki pracy silnika przy dwóch prędkościach obrotowych: a) początku spalania i czasu jego trwania, b) czasu trwania cykli i średniego ciśnienia indykowanego

5. Wnioski

Przeprowadzona analiza współczynników zmienności wielkości charakteryzujących pracę silnika na biegu jałowym wskazuje na istnienie wielkości, które w znaczny sposób mogą pozwalać na ocenę pracy silnika z cyklu na cykl. W badaniach wykorzystano 13 wskaźników, których war-

tości zmienności są bardzo zróżnicowane. Wahają się one od około 2% do ponad 26%. Mimo że dotychczasowe ograniczenie o wartości $CoV(IMEP) < 10\%$ jest skuteczne w analizie nierównomierności pracy silnika, to dąży się do zmniejszenia rozrzutów. Wartości poniżej 10% są spełnione przez kilka wskaźników pracy silnika przedstawione na rys. 12.



Rys. 12. Analiza rozrzutów określonych przez współczynnik zmienności wskaźników pracy silnika

Zaawansowane metody sterowania pracą silnika w tym również na biegu jałowym powinny pozwolić na uzyskanie akceptowalnego zakresu zmian współczynnika zmienności o wartości 5%. Tak znaczne ograniczenie wartości zmian pracy silnika pozwala na wybór jedynie średniej wartości ciśnie-

nia indykowanego jako wskaźnika równomierności pracy silnika. Uważa się, że nierównomierność pracy silników z bezpośrednim wtryskiem benzyny jest tak znaczna, że limity o wartości 5% będą trudne do spełnienia.

Skróty i oznaczenia

AdQmax	angle of maximum rate of heat release/ <i>kąt maksymalnej szybkości wywiązywania ciepła</i>	ARmax	angle of maximum rise of cylinder pressure/ <i>kąt maksymalnego przyrostu ciśnienia</i>
AI50	angle of 50% of heat release (center of combustion)/ <i>kąt 50% wywiązania ciepła (centrum spalania)</i>	dQmax	maximum rate of heat release/ <i>maksymalna szybkość wywiązywania ciepła</i>
AI90	angle of 90% of heat release (end of combustion)/ <i>kąt 90% wywiązania ciepła (koniec spalania)</i>	Imax	maximum value of heat release/ <i>maksymalna wartość wywiązanego ciepła</i>
AImax	angle of maximum value of heat release/ <i>kąt maksymalnej wartości wywiązanego ciepła</i>	IMEP	indicating mean effective pressure/ <i>średnie ciśnienie indykowane</i>
APmax	angle of maximum pressure/ <i>kąt maksymalnego ciśnienia spalania</i>	CoV	coefficient of variation/ <i>współczynnik zmienności</i>
		CYCDUR	cycle duration/ <i>czas trwania cyklu</i>
		Pmax	maximum pressure/ <i>maksymalne ciśnienie spalania</i>
		Rmax	maximum rise of cylinder pressure/ <i>maksymalna szybkość przyrostu ciśnienia</i>
		t_Comb	time of combustion/ <i>czas spalania</i>

Literatura

- [1] Ceviz M.A., Sen A.K., Küleri A.K., Volkan Ö.I. Engine performance, exhaust emissions, and cyclic variations in a lean-burn SI engine fueled by gasoline hydrogen blends. *Applied Thermal Engineering* 36 (2012) 314–324.
- [2] Ceviz M.A., Yüksel F. Cyclic variations on LPG and gasoline-fuelled lean burn SI engine. *Renewable Energy* 31 (2006) 1950–1960.
- [3] Friedl H. Challenges and solutions for gasoline engines applications. W: IV International Congress on Combustion Engines, PTNSS-2011-SC-204, Radom 2011.
- [4] Hassaneen A.E., Varde K.S., Bawady A.H. et al. A study of the flame development and rapid burn duration in a lean-burn fuel injected natural gas S.I. engine. SAE 981384, 1998.
- [5] Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals, McGraw Hill Book Company 1998.
- [6] Mingzhang P., Gequn S., Haiqiao W., Tianyu Z., Youcai L., Changwen L. Effects of EGR, compression ratio and boost pressure on cyclic variation of PFI gasoline engine at WOT operation. *Applied Thermal Engineering* 64 (2014) 491–498.
- [7] Ozdor N., Dulger M., Sher E. Cyclic variability in spark ignition engines a literature survey. SAE 940987, 1994.
- [8] Peterson B., Reuss D.L., Sick V. High-speed imaging analysis of misfires in a spray-guided direct injection engine. *Proceedings of the Combustion Institute*. 33(2) 2011, doi: 10.1016/j.proci.2010.07.079.
- [9] Pielecha I. Studium bezpośredniego wieloczęściowego wtrysku i spalania benzyny. Seria Rozprawy nr 473, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej. Poznań 2012, ss. 156.
- [10] Pundir B., Zvonov V.A., Gupta A.C.P. Effect of charge non-homogeneity on cycle by cycle variation in combustion in SI engines. SAE 810774, 1980.
- [11] Shankar K.S., Mohanan P. MPFI gasoline engine combustion, performance and emission characteristics with LPG injection. *International Journal of Energy and Environment* 2; 4 (2011) 761–770.
- [12] Szydlowski H. Teoria pomiarów, PWN, Warszawa 1981.
- [13] Tylor J.R. Wstęp do analizy błęd pomiarowego. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1995.

Dr hab. inż. Ireneusz Pielecha, prof. PP
– profesor na Wydziale Maszyn Roboczych
i Transportu Politechniki Poznańskiej.

