

LONGWIC Rafał, LOTKO Wincenty, SANDER Przemysław

ZWŁOKA SAMOZAPŁONU PALIWA W NIEUSTALONYCH WARUNKACH PRACY SILNIKA O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

Streszczenie

W artykule przedstawiono wyniki badań silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach swobodnego rozpędzania. Przeanalizowano w szczególności powody wzrostu kąta zwłoki samozapłonu paliwa w warunkach swobodnego rozpędzania w stosunku do porównywalnych warunków statycznych. Na podstawie uzyskanych wyników badań zbudowano modele regresyjne.

WSTĘP

Rozważania dotyczące specyfiki pracy silnika spalinowego w warunkach dynamicznych prowadzi się od początku ubiegłego wieku [8]. Czyni się to z uwagi na oczywiste fakty, które wskazują, że praca silnika spalinowego pojazdu trakcyjnego przebiega głównie w warunkach dynamicznych [10, 11]. Proces dynamiczny pracy silnika zaistnieje wówczas gdy nie będzie spełnione jedno z równań:

$$\frac{dM_o}{dt} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{dn}{dt} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{d\dot{Q}}{dt} = 0 \quad (3)$$

gdzie:

M_o – moment obrotowy użyteczny silnika,

n – prędkość obrotowa wału korbowego silnika,

\dot{Q} – sumaryczny strumień ciepła przepływającego przez silnik (układ chłodzenia ujmujący w sobie wszelkie możliwe sposoby wymiany ciepła z otoczeniem wraz z układem wylotowym).

Jeśli charakter zmian opisanych równaniami (1), (2) i (3) będzie okresowy to można mówić o warunkach ustalonej pracy silnika, jeśli charakter zmian wektora wyjść obiektu będzie nieokresowy to mówi się o warunkach nieustalonej pracy silnika. W przypadku spełnienia równań (1), (2) i (3) możemy mówić o procesie statycznym a więc o warunkach statycznych pracy silnika. Powyższe rozważania są słuszne jedynie wówczas gdy okresy trwania rozważanych procesów są większe od czasu trwania cyklu pracy silnika. Z istoty działania tłokowego silnika spalinowego wynika bowiem, że zespół równań (1), (2) i (3) nie może być nigdy spełniony gdyż paliwo, a więc ciepło, jest doprowadzane w postaci oddzielnych dawek, zaś chwilowa wartość momentu obrotowego użytecznego i prędkości

obrotowej zawsze ulega zmianie podczas pojedynczego obrotu wału korbowego. Procesy robocze silnika pracującego w warunkach dynamicznych przebiegają odmiennie w stosunku do warunków statycznych mimo porównywalnych warunków w zakresie sterowania i obciążenia [10]. W prezentowanej pracy przedstawiono rozważania w zakresie zwłoki samozapłonu w warunkach statycznych i w warunkach swobodnego rozpędzania silnika. Zwłoka samozapłonu paliwa determinuje w znacznym stopniu przebieg procesu spalania paliwa. Wpływa między innymi na uzyskiwane wartości średniego ciśnienia indykowanego i maksymalnej prędkości narastania ciśnienia.

1. PRACA SILNIKA SPALINOWEGO W WARUNKACH DYNAMICZNYCH

Zagadnieniami pracy silnika spalinowego w warunkach dynamicznych zajmowano się od początku dwudziestego wieku. Najstarsza z dostępnych prac pochodzi z roku 1933 [8] i dotyczy oceny jakości paliw silnikowych w odniesieniu do uzyskiwanych przyspieszeń pojazdu.

W ostatnim dwudziestoleciu na nowo poświęca się wiele uwagi różnym aspektom pracy silnika spalinowego w warunkach nieustalonych. Czyni się to głównie z uwagi na ciągłe zaostrzanie norm toksyczności spalin. Należy podkreślić, że testy jezdne pojazdów samochodowych wyposażonych w silniki spalinowe prowadzone są w warunkach nieustalonych. Dostępne wyniki badań dowodzą ponadto, że przeważającą część czasu pracy silników trakcyjnych i silników maszyn roboczych to praca w warunkach dynamicznych, w tym w warunkach nieustalonych [20, 23].

Aktualne publikacje naukowe podejmujące zagadnienia pracy silnika spalinowego w warunkach nieustalonych dotyczą głównie modelowania procesów roboczych oraz doświadczalnej weryfikacji uzyskanych wyników obliczeń. Najczęściej rozpatruje się warunki nieustalone wywołane nagłym zwiększeniem lub zmniejszeniem obciążenia zewnętrznego silnika – rzadko warunki nieustalone wywołane próbą swobodnego rozpędzania silnika.

W dostępnej literaturze występuje bardzo mało pozycji, w których autorzy dokonywaliby porównań pracy silnika w warunkach nieustalonych i adekwatnych warunkach statycznych. Przykładem jest choćby porównanie warunków swobodnego rozpędzania i warunków pracy na charakterystyce zewnętrznej eksploatacyjnej.

Voos [23] podjął zagadnienie metodyki badań silnika w warunkach dynamicznych. Podkreślił znaczenie prowadzenia badań w warunkach innych od statycznych z uwagi na konieczność odwzorowywania rzeczywistych warunków pracy silników trakcyjnych. Dokonał podziału metod badań silnika w warunkach dynamicznych na badania w warunkach okresowych (ustalonych), nieokresowych (przejściowych). Wyróżnił dodatkowo badania w warunkach „testów symulacyjnych” tzn. badania w trakcie, których na hamowni silnikowej odwzorowywany jest pewien schemat obciążeń i prędkości obrotowych realizowanych przez układ hamulec – silnik. W zaprezentowanej koncepcji badania w warunkach dynamicznych prowadzone były z użyciem hamulca silnikowego, który pozwalał na pomiar wartości momentu obrotowego użytecznego. Oceniono przydatność różnych typów hamulców silnikowych do prowadzenia ww. badań.

Miyamoto, Ogawa, Shibuya, Fuwa [12] przeprowadzili badania jednocylindrowego, niedoładowanego silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach rozpędzania z załączonym hamulcem. Rozpędzanie silnika wywoływano poprzez nagłe zwiększenie dawki wtryskiwanego paliwa. Proces prowadzono w zakresie średnich ciśnień użytecznych od 0,2 MPa do 0,9 MPa. Początkowa prędkość obrotowa wału korbowego silnika wynosiła 1200 obr/min. Hamulec silnikowy ograniczał wartości uzyskiwanych przyspieszeń wału korbowego co umożliwiało pomiar składników spalin w każdym cyklu procesu rozpędzania.

Wykorzystano analizator spalin Horiba Mexa-2000. Rejestrowano zawartość tlenu węgla, dwutlenku węgla, węglowodorów, tlenków azotu i tlenu w spalinach. W pracy przedstawiono przebieg wartości średniego ciśnienia indykowanego w trakcie procesu rozprężania oraz porównano wartości składników spalin w warunkach rozprężania i w warunkach statycznych (charakterystyka zewnętrzna eksploatacyjna). Stwierdzono zbliżone zawartości tlenu węgla, dwutlenku węgla, tlenu w spalinach dla warunków rozprężania i pracy na charakterystyce zewnętrznej eksploatacyjnej. Również w pomiarach zadymienia spalin metodą Boscha nie stwierdzono istotnych różnic. Zawartości tlenków azotu i węglowodorów były porównywalne dla większych prędkości obrotowych wału korbowego silnika. Największe różnice w zawartościach tlenków azotu i węglowodorów zarejestrowano dla początkowych cykli procesu rozprężania. Przykładowo, stężenie węglowodorów w spalinach wynosiło dla trzeciego cyklu procesu rozprężania około 160 ppm a dla warunków statycznych około 80 ppm. Odwrotna tendencja występowała dla tlenków azotu. W trzecim cyklu procesu rozprężania stężenie tlenków azotu w spalinach wynosiło około 600 ppm a w warunkach statycznych około 750 ppm. Podobne prace traktujące o emisji składników toksycznych spalin w warunkach dynamicznych – [2, 3, 4, 5, 12, 14].

Rakopoulos i Giakoumis [18, 19] przedstawili model termodynamiczny pracy silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach dynamicznych oparty na analizie egzergetycznej. Posłużyli się zależnością opracowaną przez Whitehousa i Waya [24] w zakresie przebiegu ciśnienia spalania oraz modelem Annanda [1] w zakresie modelu przenikania ciepła. W cytowanej pracy przedstawiono wyniki obliczeń dla niedoładowanego jednocylindrowego silnika o zapłonie samoczynnym z systemem wtrysku pośredniego (komora wirowa Ricardo E-6). Symulacje prowadzono w warunkach nagłego wzrostu obciążenia od 15% obciążenia maksymalnego do 100% obciążenia maksymalnego, od 15% do 45% obciążenia maksymalnego oraz od 15% do 80% obciążenia maksymalnego. Czas trwania zmiany obciążenia wynosił 0,2 s. Symulowano również proces rozprężania silnika wywołany nagłą zmianą położenia dźwigni sterującej dawką paliwa. Czyniono to dla obciążenia silnika wynoszącego 40% obciążenia maksymalnego, przy zmianach prędkości obrotowej w zakresach od 1500 obr/min do 2250 obr/min, 1500 obr/min do 2150 obr/min i 1500 obr/min do 2350 obr/min. Stwierdzono między innymi, że wraz ze zwiększeniem intensywności symulowanych warunków dynamicznych (rozumianej poprzez uzyskiwane wartości przyspieszeń kątowych wału korbowego silnika) maleje ilość ciepła traconego przez ścianki komory spalania. Autorzy tłumaczą ten fakt krótkim czasem trwania procesu przenikania ciepła w obrębie cyklu pracy silnika. Odwrotna tendencja dotyczyła wartości temperatury gazów spalinowych. Podobne wyniki badań i wnioski Rakopoulos i Giakoumis prezentowali w pracy [17]. Wspomniani autorzy zajmowali się również turboładowanym silnikiem o zapłonie samoczynnym [6, 7, 16]. Opracowali model termodynamiczny dla silnika wielocylindrowego. Zweryfikowali przeprowadzone obliczenia wykonując badania doświadczalne dla sześciocylindrowego turbodoładowanego silnika okrętowego z wtryskiem pośrednim. Badania prowadzono w warunkach nagłego wzrostu obciążenia od 10% obciążenia maksymalnego do 75% obciążenia maksymalnego. Uzyskano podobne wyniki badań jak dla silnika niedoładowanego w odniesieniu do ciepła traconego przez ścianki komory spalania i temperatury gazów spalinowych.

Vachtsevanos i Boukas [22] zaprezentowali model dynamiczny silnika o zapłonie iskrowym z bezpośrednim wtryskiem benzyny. Paliwo wtryskiwane jest w okolice zaworu dolotowego, który w fazie rozruchu silnika ma niższą temperaturę od temperatury ścianek komory spalania. Powoduje to pogorszenie depozycji paliwa a w rezultacie znaczny wzrost zawartości węglowodorów w spalinach. Stworzony model pozwala na optymalizację procesu wtrysku paliwa pod kątem skrócenia czasu uzyskiwania właściwej temperatury w strefie zaworów dolotowych.

W zakresie modelowania pracy silnika spalinowego w warunkach dynamicznych powstało jeszcze kilka innych prac dotyczących między innymi modelowania procesu nagrzewania się silnika o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim [9], modelowania pracy zaworu recyrkulacji spalin EGR [13] oraz wykorzystujących niestandardowe narzędzia do modelowania [15].

W wykonanych studiach literaturowych odszukano jeszcze dwie interesujące prace badawcze. Black, Eastwood i inni [4] przedstawili wyniki badań składników toksycznych spalin uzyskane w warunkach dynamicznych w teście EUDC (European Extra-Urban Drive Cycle). Dokonali oni dodatkowo zestawienia uzyskanych wyników badań z porównywalnymi warunkami statycznymi – przy tych samych wartościach prędkości obrotowej, obciążenia i zużycia paliwa). Zwrócono uwagę, że optymalizacji dawkowania paliwa oraz pracy zaworu EGR dokonuje się w warunkach statycznych co ma niekorzystny wpływ na uzyskiwane poziomy emisji składników toksycznych spalin w teście EUDC.

Wykonane studia literaturowe ujawniają znaczny niedostatek publikacji naukowych dotyczących badań doświadczalnych silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach dynamicznych. Wyjątek stanowi analiza emisji składników toksycznych spalin. Zdecydowanie największa liczba publikacji związana jest z modelowaniem pracy silnika spalinowego w warunkach dynamicznych. Nie odnaleziono prac, w których prezentowanoby indykowanie silnika w warunkach dynamicznych a jest to przecież fundamentalna metoda badawcza pozwalająca na stwierdzenie różnic w przebiegu procesów roboczych w warunkach statycznych i dynamicznych. Niewiele jest również w ostatnim okresie prac badawczych opartych o metodę swobodnego rozpędzania. Proces swobodnego rozpędzania jest procesem dynamicznym a ściślej jest to proces nieustalony i przejściowy. Dodatkową zaletą tej metody badawczej jest możliwość generowania kilku powtórzeń pomiaru, dla których przy zachowaniu warunków początkowych można pewne obserwacje uśredniać. Proces swobodnego rozpędzania można odnosić do warunków statycznych realizowanych poprzez pracę silnika na charakterystyce zewnętrznej [10].

2. ZWŁOKA SAMOZAPŁONU PALIWA W WARUNKACH DYNAMICZNYCH – BADANIA EMPIRYCZNE

2.1. Obiekt badań

Obiektem badań był trzycylindrowy silnik o zapłonie samoczynnym z wtryskiem bezpośrednim paliwa. Podstawowe dane techniczne silnika badawczego przedstawiono w tabeli 1.

Do zasilania badanego silnika użyto oleju napędowego „ekodiesel” w odmianie letniej (EDL) [10]. Badania prowadzono dla nominalnej wartości kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa) i nominalnego statycznego ciśnienia otwarcia wtryskiwaczy.

Tab. 1 Podstawowe dane techniczne silnika badawczego

Maksymalna moc	28 kW przy 2200 obr/min
Maksymalny moment obrotowy	139,6 Nm przy 1300 obr/min
Prędkość obrotowa biegu jałowego	750 obr/min
Objętość skokowa	2,502 dm ³
Liczba cylindrów	3
Stopień sprężania	16,5
Średnica cylindrów	0,0914 m
Jednostkowe zużycie paliwa przy mocy maksymalnej	228 g/(kWh)
Układ zasilania	pompa rotacyjna DPA, końcówki wtryskiwacza typ DSL150A-38
Nominalny kąt dynamicznego początku tłoczenia paliwa	17 °OWK przed GMP
Ciśnienie robocze otwarcia wtryskiwaczy	17,5 MPa
System wtrysku	wtrysk bezpośredni

2.2. Metodyka badań

Badani prowadzono metodą swobodnego rozpędzania silnika wywołanego skokową zmianą położenia dźwigni sterującej dawką paliwa.

Warunki początkowe pomiaru charakteryzowała niezmiennosc:

- początkowej prędkości obrotowej wału korbowego silnika,
- ustalonego stanu cieplnego silnika, którego miarą była temperatura oleju smarującego.

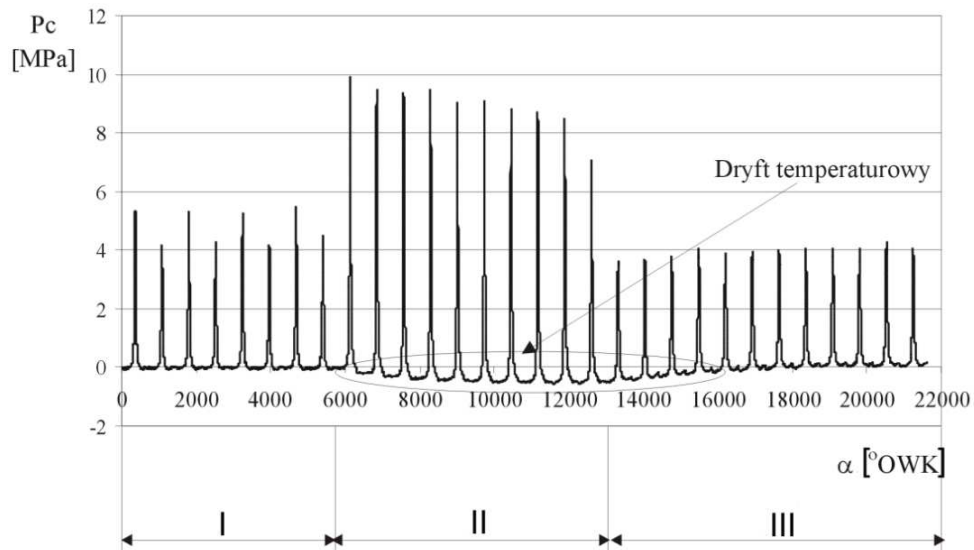
W chwili, gdy prędkość obrotowa wału korbowego i temperatura oleju pracującego silnika były równe wartościom ustalonym dla warunków początkowych, operator wyzwał start pomiarów. System pomiarowy rozpoczynał pomiar ciśnienia w komorze spalania, ciśnienia przed wtryskiwaczem i wzniosu iglicy wtryskiwacza od punktu określonego górnym zwrotnym położeniem tłoka (suw dolotu). Po około 4 ÷ 8 cyklach pracy silnika uruchamiano przesuw listwy sterującej dawką paliwa. System pomiarowy rejestrował ciśnienia w komorze spalania, ciśnienia przed wtryskiwaczem, wznios iglicy wtryskiwacza i prędkość obrotową wału korbowego dla 30 kolejnych cykli pracy silnika.

W zarejestrowanym cyklu pomiarowym (30 kolejnych cykli pracy silnika) można wyróżnić trzy okresy pracy silnika:

- I. Prędkość obrotowa wału korbowego i temperatura oleju pracującego silnika są równe wartościom ustalonym dla warunków początkowych, położenie listwy sterującej dawką paliwa $h \cong \text{const}$, przyspieszenie kątowe wału korbowego silnika $\varepsilon = 0$.
- II. Okres ten można podzielić na dwa podokresy: 1- $n \neq \text{const}$, nieustalony stan cieplny silnika, $h = h_{\text{max}}$, $\varepsilon \neq 0$; 2- rozpoczynający się od chwili zadziałania regulatora pompy wtryskowej $n \neq \text{const}$, nieustalony stan cieplny silnika, $h \neq \text{const}$, $\varepsilon \neq 0$ (podokres ten obejmował zazwyczaj ostatni cykl pracy silnika w okresie II). Dalszej analizie poddano pierwszy z omawianych podokresów.
- III. $n = n_{\text{max}}$, quasi ustalony stan cieplny silnika, $h \cong \text{const}$, $\varepsilon = 0$.

Wykonano po 10 powtórzeń pomiaru ściśle zachowując określone wcześniej warunki początkowe (określające prędkość początkową wału korbowego silnika i temperaturę oleju w skrzyni korbowej). Analizie poddawano cykle pracy silnika należące do okresu II-1 procesu swobodnego rozpędzania silnika. Przykładowy przebieg procesu rozpędzania silnika

przedstawiono na rysunku 1. Na rysunku tym zaznaczono trzy wyróżnione powyżej okresy pracy silnika.

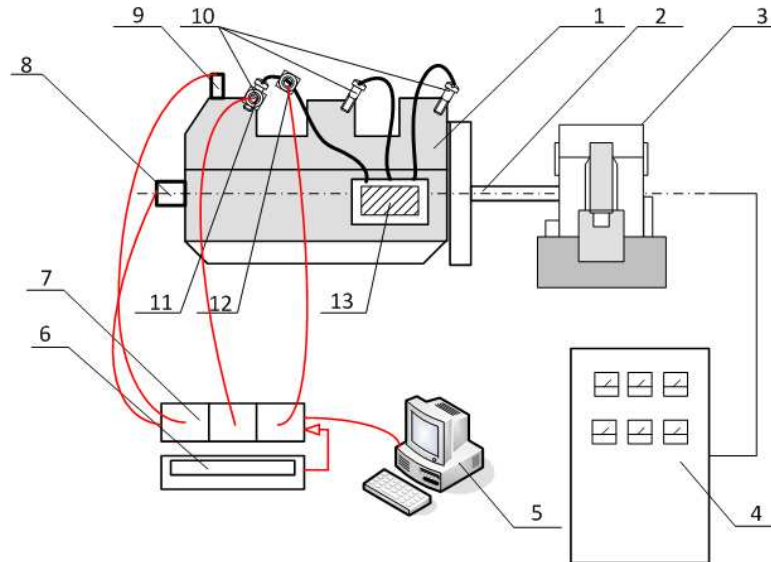


Rys. 1. Zarejestrowany przebieg ciśnienia w komorze spalania dla 30 kolejnych cykli pracy silnika w warunkach swobodnego rozpedzania [10]

I – okres pracy silnika na biegu jałowym, II – okres swobodnego rozpedzania silnika, III – okres pracy silnika na biegu luzem

2.3. Stanowisko badawcze

Badania realizowano na stanowisku badawczym, którego schemat funkcjonalny przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Schemat stanowiska badawczego: 1 – silnik badawczy, 2 – wał napędowy, 3 – hamulec wodny (odłączany od silnika na czas badań realizowanych z zastosowaniem metody swobodnego rozpedzania), 4 – szafa kontrolno-sterująca, 5 – komputer PC wraz z kartą pomiarową, 6 – generator podstawy czasu, 7 – kasetka pomiarowa z zespołem wzmacniaczy, 8 – nadajnik kąta obrotu wału korbowego INTRON (rozdzielczość pomiaru 1,4 °OWK), 9 – czujnik ciśnienia w komorze spalania, 10 – wtryskiwacze silnika badawczego, 11 – czujnik wzniosu iglicy wtryskiwacza, 12 – czujnik ciśnienia paliwa przed wtryskiwaczem, 13 – pompa wtryskowa silnika badawczego [10]

System pomiarowy [10, 21] wyposażony został w cztery tory pomiarowe oraz dekodery kąta obrotu wału korbowego. Panele wzmacniaczy ładunku umieszczono w jednej kasecie z cyfrowym panelem odczytowym, który wykorzystywano do skalowania torów pomiarowych.

Tor pomiarowy ciśnienia w komorze spalania składał się z następujących elementów [10, 21]:

- przetwornika piezokwarcowego 8Qp 500c firmy AVL Austria,
- przewodu łączącego czujnik ze wzmacniaczem,
- wzmacniacza ładunku CL 111 firmy ZEP Marki.

Tor pomiarowy ciśnienia w przewodzie wtryskowym składał się z następujących elementów [10, 21]:

- przetwornika piezokwarcowego 5Qp 60002 firmy AVL Austria,
- przewodu łączącego czujnik ze wzmacniaczem ładunku,
- wzmacniacza ładunku CL 111.

W skład toru pomiarowego wzniosu iglicy wtryskiwacza wchodziły:

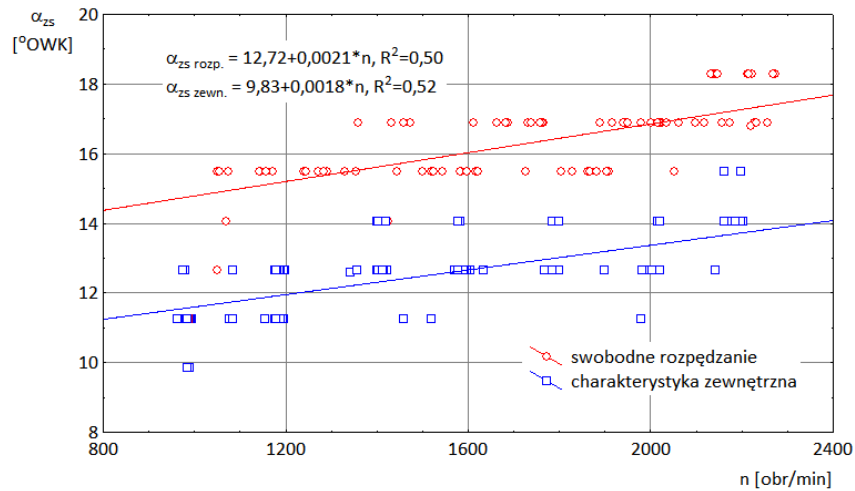
- miniaturowy transformatorowy przetwornik przemieszczeń (prototyp firmy ZEP Marki),
- przewód połączeniowy,
- wzmacniacz z falą nośną CL 104.

Pomiary rejestrowano z wykorzystaniem karty pomiarowej LC-030-1612 o maksymalnej częstotliwości próbkowania 500 kHz, wyposażonej w pamięć wewnętrzną.

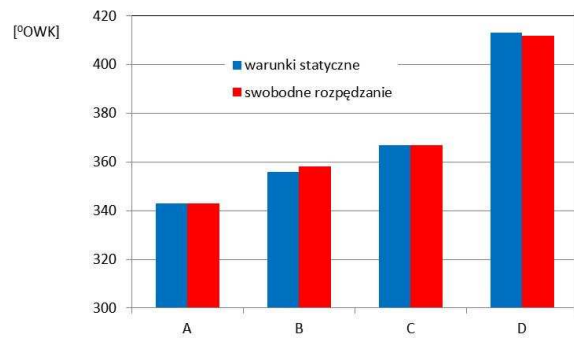
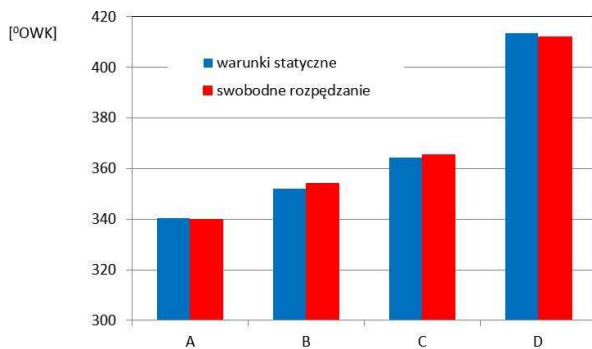
W zastosowanym systemie pomiaru czasu trwania kolejnych cykli pracy silnika przyspieszającego wykorzystano nadajnik kąta obrotu wału korbowego o rozdzielczości 1,4 °OWK oraz generator podstawy czasu - wytwarzający prostokątny sygnał napięciowy o amplitudzie 1V i okresie od 0,1 ms do 20 ms. Dodatkowo podczas badań wykorzystywano testery AVL873 i AVL845 umożliwiające precyzyjne ustawienie kąta dynamicznego początku tłoczenia paliwa.

3. ANALIZA UZYSKANYCH WYNIKÓW BADAŃ

Istotną różnicą jaka występuje dla warunków swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej jest różnica w wartościach kąta zwłoki samozapłonu paliwa. Stwierdzono, że w warunkach swobodnego rozpędzania kąt zwłoki samozapłonu jest o około 3°OWK większy w stosunku do warunków pracy silnika na charakterystyce zewnętrznej – rysunek 3. Tendencja ta zachowana jest dla całego zakresu prędkości obrotowych silnika. Różny przebieg trendu chwilowej prędkości obrotowej w obrębie cyklu pracy silnika (rys. 4) wpływa na przebieg zmian objętości nad tłokiem w funkcji czasu. Na rysunku 4 naniesiono dodatkowo charakterystyczne dla procesu spalania i wtrysku punkty takie jak: punkt występowania początku wtrysku (A), punkt występowania początku spalania (B), punkt występowania maksymalnego ciśnienia spalania (C) i punkt występowania końca spalania (D). Punkty te określono poprzez odpowiednie wartości kątów obrotu wału korbowego mierzone od początku trwania cyklu pracy silnika i oznaczono kolejnymi literami alfabetu od A do D.

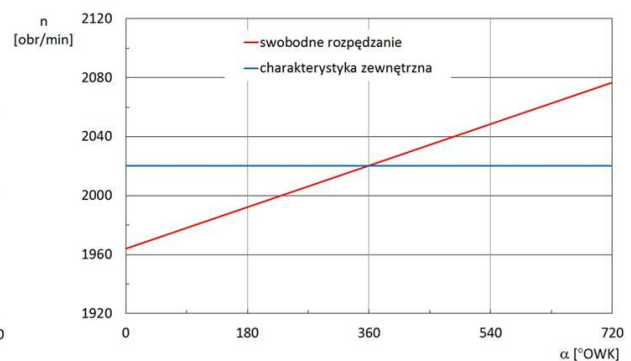
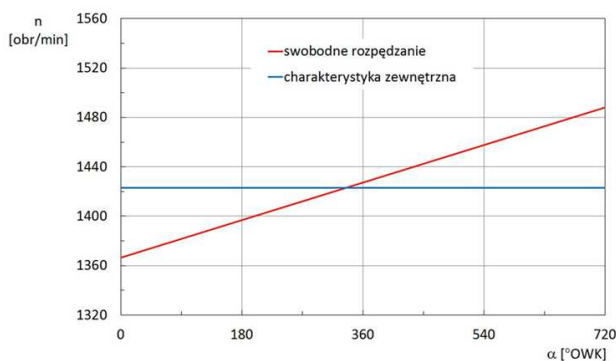


Rys. 3. Wartości kąta zwłoki samozapłonu w zależności od prędkości obrotowej dla silnika pracującego w warunkach swobodnego rozpedzania i charakterystyki zewnętrznej (w warunkach statycznych) [10]



n=1420 obr/min		
	warunki statyczne	swobodne rozpedzanie
A	340,3	340,0
B	352,0	354,0
C	364,2	365,6
D	413,4	412,0

n=2020 obr/min		
	warunki statyczne	swobodne rozpedzanie
A	343,1	343,1
B	355,8	358,2
C	367,0	367,0
D	413,2	411,9



Rys. 4. Porównanie charakterystycznych dla procesu spalania i wtrysku punktów występowania: początku wtrysku (A), początku spalania (B), maksymalnego ciśnienia spalania (C) i końca spalania (D) – dla warunków statycznych (charakterystyka zewnętrzna) i warunków swobodnego rozpedzania silnika

Proces wtrysku w warunkach swobodnego rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej rozpoczyna się przy porównywalnych wartościach kąтового położenia wału korbowego silnika – rys. 4. Prezentowane wykresy dotyczą dwóch przypadków (dwóch par cykli pracy silnika), dla których udało się uzyskać bardzo zbliżone średnie prędkości obrotowe wału korbowego silnika. Stwierdzono między innymi, że proces wtrysku rozpoczyna się w późniejszej chwili czasu dla warunków swobodnego rozpędzania w stosunku do warunków statycznych – co jest związane z różnym przebiegiem prędkości obrotowej w obrębie cyklu pracy silnika – rys. 4. Pomimo, że proces wtrysku dla warunków statycznych i swobodnego rozpędzania rozpoczyna się prawie w tym samym położeniu kątowym wału korbowego silnika, to w warunkach rozpędzania większy czas jaki upływa do chwili wtrysku paliwa będzie skutkować mniejszymi średnimi wartościami temperatury ścianek komory spalania (upłynął większy czas, w którym temperatura zmniejszała się od czasu zakończenia procesu spalania przebiegającego w poprzednim cyklu pracy silnika). Mniejsza średnia temperatura ścianek komory spalania w chwili wtrysku będzie oddziaływać w kierunku zwiększenia kąta zwłoki samozapłonu paliwa.

Dla zaistnienia procesu samozapłonu paliwa konieczny jest upływ pewnego czasu od chwili rozpoczęcia wtrysku paliwa. Czas ten jest potrzebny dla chemicznego i fizycznego przygotowania mieszaniny palnej. O chwili wystąpienia procesu samozapłonu decyduje zatem czas a nie kątowe przemieszczenie wału korbowego silnika.

Okres zwłoki samozapłonu zależy od wielu czynników a główne z nich to ciśnienie i temperatura panująca wewnątrz komory spalania w chwili wtrysku, własności fizykochemiczne paliwa, prędkość obrotowa wału korbowego silnika, parametry jakościowe tworzącej się mieszaniny palnej, współczynnik nadmiaru powietrza. Eksperymentalny wzór służący do określania okresu zwłoki samozapłonu zaproponował Arrhenius [10]:

$$\tau = A \cdot p^{-n} \cdot \exp\left(\frac{E_A}{R_u \cdot T}\right) \quad (4)$$

gdzie:

A, n – stałe eksperymentalne,

R_u – uniwersalna stała gazowa,

E_A – energia aktywacji paliwa,

p, T – odpowiednio ciśnienie i temperatura ładunku bezpośrednio przed wystąpieniem zjawiska samozapłonu.

Uwzględniając zmiany temperatury i ciśnienia ładunku w okresie zwłoki samozapłonu paliwa można zapisać, że [10]:

$$\int_{t=0}^{t=\tau} \frac{1}{A \cdot p^{-n} \cdot \exp\left(\frac{E_A}{R_u \cdot T}\right)} dt = 1 \quad (5)$$

Okres zwłoki samozapłonu zwiększa się gdy ciśnienie i temperatura ładunku maleją. W rozpatrywanym przypadku pracy silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach rozpędzania i charakterystyki zewnętrznej wtrysk paliwa występuje przy prawie identycznym położeniu kątowym wału korbowego. Zatem gdyby ciśnienie i temperatura w chwili wtrysku były jednakowe to okresy zwłoki samozapłonu winny być podobne. Przeprowadzone obliczenia wskazują jednak, że dla prędkości obrotowej około 1420 obr/min okres zwłoki samozapłonu dla warunków rozpędzania wynosił 0,00164 s (1,64 ms) a dla warunków statycznych 0,00148 s (1,48 ms). Różnica bezwzględna wynosi zatem około 0,16 ms (względna około 10%). Dla średniej prędkości obrotowej wynoszącej około 2020 obr/min okres zwłoki samozapłonu wynosił 0,00128 s (1,28 ms) dla warunków rozpędzania i 0,00104

s (1,04 ms) dla warunków statycznych. Różnica bezwzględna wynosiła 0,24 ms. Obliczone wartości okresów zwłoki samozapłonu i ich różnic wskazują, że parametry termodynamiczne ładunku w chwili wtrysku nie są dla rozpatrywanych warunków takie same. Jak wspomniano może mieć na to wpływ niższa temperatura ścianek komory spalania w chwili wtrysku. Nie można jednak wykluczyć, że obserwowane różnice są wynikiem nieznacznie większej dawki paliwa w warunkach rozpędzania, zmian w procesie napełnienia lub przygotowania mieszanki palnej. Dodatkowo na kąt zwłoki samozapłonu paliwa wpływa zmian prędkości obrotowej wału korbowego silnika od chwili początku wtrysku do chwili początku spalania. Ten sam okres czasu przy większej prędkości obrotowej będzie występował dla większego zakresu kąta obrotu wału korbowego silnika. Rozpatrywane pary cykli pracy silnika nie są pod tym względem jednakowe. Przy średniej prędkości obrotowej 1420 obr/min okres samozapłonu występuje w warunkach większej prędkości obrotowej podczas rozpędzania. Fakt ten wynika z tego, że do porównań w rozpatrywanych warunkach wybrano cykle pracy silnika o nieznacznie różnej średniej prędkości obrotowej. Przy średniej prędkości obrotowej 2020 obr/min okres zwłoki samozapłonu występuje w warunkach rozpędzania przy mniejszych wartościach prędkości obrotowych niż w warunkach statycznych – będzie to wpływać na nieznacznie zmniejszenie kąta zwłoki samozapłonu. Dla tej pary cykli pracy silnika w warunkach swobodnego rozpędzania i statycznych występuje równość w zakresie średnich prędkości obrotowych – przebiegi dla $n_{sr}=2020$ obr/min są zatem przykładem przebiegów, które w sposób rzeczywisty odwzorowują teoretyczną równość w zakresie średnich prędkości obrotowych.

Jak wspomniano, w warunkach swobodnego rozpędzania i statycznych chwila początku i końca wtrysku zachodzi przy bardzo zbliżonych położeniach kątowych wału korbowego. Podobna sytuacja ma miejsce w odniesieniu do chwili końca procesu spalania – kąty końca spalania dla warunków statycznych i procesu rozpędzania są zbliżone. Z uwagi na powyższe, należy stwierdzić, że proces wtrysku zachodzi w warunkach rozpędzania przy wolniej zmieniającej się objętości nad tłokiem w stosunku do warunków statycznych. Różnica w czasie osiągnięcia przez tłok górnego martwego położenia (GMP) (dla warunków swobodnego rozpędzania i statycznych) dla prędkości średniej 2020 obr/min wynosi około 0,0015 ms. Proces wtrysku kończy się w okolicy GMP tłoka. Zjawisko to może wpływać na utrudnienie procesu przygotowania mieszanki palnej - głównie poprzez pogorszenie zawirowania zasysanego powietrza. Z uwagi na niewielkie obserwowane różnice czasowe wpływ ten będzie jednak nieznaczny. Nieznaczne są również, w ten sam sposób wyznaczone, różnice czasowe pomiędzy początkiem wtrysku a końcem spalania.

PODSUMOWANIE

W wyniku indykowania silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach swobodnego rozpędzania i w porównywalnych warunkach statycznych (w warunkach charakterystyki zewnętrznej) uzyskano istotne różnice w zakresie kąt zwłoki samozapłonu paliwa. Stwierdzono, że w warunkach swobodnego rozpędzania kąt zwłoki samozapłonu jest o około 3°OWK większy w stosunku do warunków pracy silnika na charakterystyce zewnętrznej – tendencja ta zachowana jest dla całego zakresu prędkości obrotowych silnika. Dokonano analizy ww. zjawiska poprzez szczegółowe porównanie dwóch par cykli pracy silnika pochodzących z warunków statycznych i swobodnego rozpędzania a przebiegających przy zbliżonych wartościach prędkości obrotowej. Stwierdzono, że mimo równości w zakresie średnich prędkości obrotowych różny jest przebieg trendu chwilowej prędkości obrotowej dla warunków statycznych i procesu swobodnego rozpędzania. Wtrysk paliwa występuje przy zbliżonych położeniach kątowych wału korbowego silnika ale okres zwłoki samozapłonu jest dla warunków statycznych mniejszy niż dla warunków swobodnego rozpędzania. Związane jest to ze wspomnianym różnym przebiegiem trendu chwilowej prędkości obrotowej. W

warunkach rozpędzania upływa większy czas od początku cyklu pracy silnika do chwili wtrysku paliwa co wpływa na występowanie mniejszych średnich wartości temperatury ścianek komory spalania (upływa większy czas, w którym temperatura zmniejsza się od czasu zakończenia procesu spalania przebiegającego w poprzednim cyklu pracy silnika). Mniejsza średnia temperatura ścianek komory spalania w chwili wtrysku oddziałuje w kierunku zwiększenia kąta zwłoki samozapłonu paliwa.

Całkowity proces wtrysku zachodzi w warunkach rozpędzania przy wolniej zmieniającej się objętości nad tłokiem w stosunku do warunków statycznych. Zjawisko to może wpływać na utrudnienie procesu przygotowania mieszanki palnej - głównie poprzez pogorszenie zawirowania zasysanego powietrza. Wraz ze zjawiskiem wzrostu kąta zwłoki samozapłonu oddziałuje to w kierunku znaczących wzrostów maksymalnej prędkości narastania ciśnienia w warunkach swobodnego rozpędzania w stosunku do warunków statycznych.

BIBLIOGRAFIA

1. Annand W., Proceedings of the institute of mechanical engineers, 177, 973, 1963.
2. Armas O., Ballesteros R., Diesel emissions from an emulsified fuel during engine transient operation, Paper No. 2008-01-2430, Wydawnictwo SAE 2008.
3. Bazari Z., Diesel exhaust emissions prediction under transient operating conditions, Paper No. 940666, Wydawnictwo SAE 1994.
4. Black J., Eastwood P. i inni, Diesel engine transient control and emissions response during a European extra-urban drive cycle (EUDC, Paper No. 2007-01-1938, Wydawnictwo SAE 2007.
5. Chłopek Z., Modelowanie procesów emisji spalin w warunkach eksploatacji trakcyjnej silników spalinowych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1999.
6. Giakoumis E., Rakopoulos C., Parametric study of transient turbocharged diesel engine operation from the second-law perspective, Paper No. 2004-01-1679, Wydawnictwo SAE 2004.
7. Giakoumis E., Cylinder wall insulation effects on the first- and second law balances of a turbocharged diesel engine operating under transient load conditions, Energy Conversion and Management 48, Wydawnictwo Science Direct 2007.
8. Jante A., Spezifische Schnellaufzahlen. ATZ 24, 1933.
9. Jarrier L., Champoussin J., Warm-up of a D.I. diesel engine experiment and modeling, Paper No. 2000-01-0299, Wydawnictwo SAE 2000.
10. Longwic R., Charakterystyka działania silnika o zapłonie samoczynnym w warunkach swobodnego rozpędzania, Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2011
11. Longwic R., Modeling the Combustion Process in the Diesel Engine with the use of Neural Networks, Paper No. 2008-01-2446, Wydawnictwo SAE 2008.
12. Miyamoto N., Ogawa H., Shibuya M., Fuwa N, Time series analysis of diesel exhaust gas emissions under transient operation, Paper No. 930976, Wydawnictwo SAE 1993.
13. Narusawa K. i inni, An EGR control method for heavy-duty diesel engines under transient operations, Paper No. 900444, Wydawnictwo SAE 1990.
14. Ogawa H., Miyamoto N., Reksowardojo I., Cycle-to-cycle transient characteristics of exhaust gas emissions from a diesel engine with different increasing and decreasing load patterns, Paper No. 970750, Wydawnictwo SAE 1997.
15. Qiao J., Dent J., Garner C., Diesel engine modeling under steady and transient conditions using a transputer based concurrent computer, Paper No. 922226, Wydawnictwo SAE 1992.
16. Rakopoulos C., Giakoumis E., Availability analysis of a turbocharged diesel engine operating under transient load conditions, Wydawnictwo Elsevier, Energy vol. 29, 2004.

17. Rakopoulos C., Giakoumis E., Review of thermodynamic diesel engine simulations under transient operating conditions, Paper No. 2006-01-0884, Wydawnictwo SAE 2006.
18. Rakopoulos C., Giakoumis E., Simulation and analysis of a naturally aspirated IDI Diesel engine under transient conditions comprising the effect of various dynamic and thermodynamic parameters, Wydawnictwo Pergamon, Energy Convers. Mgmt vol. 39, No. 5/6, 1998.
19. Rakopoulos C., Giakoumis E., Simulation and exergy analysis of transient diesel engine operation, Wydawnictwo Pergamon, Energy vol. 22, No. 9, 1997.
20. Rakopoulos C., Giakoumis E., Diesel Engine Transient Operation - Principles of Operation and Simulation Analysis, Wydawnictwo Springer 2009.
21. Różycki A., Pomiary ciśnień szybkozmiennych w silniku o zapłonie samoczynnym, Praca zamawiana, Politechnika Radomska, 1996.
22. Vachtsevanos G., Boukas T., Modeling and control of transient engine conditions, Wydawnictwo SAE, 2001-01-3231, 2001.
23. Voos W., Dynamic engine testing, Paper No. 920254, Wydawnictwo SAE 1992.
24. Whitehouse N., Way R., Proceedings of the institute of mechanical engineers, 184, 17, 1969-1970.

IGNITION LAG IN THE TRANSIENT OPERATING CONDITIONS OF THE DIESEL ENGINE

Abstract

In the paper gives the results of research of Diesel engine in the transient operations conditions. Examined in particular the reasons for the increase in the angle of ignition lag in transient operating conditions to comparable conditions. On the basis of the obtained results of regression models were built.

Autorzy:

dr hab. inż. **Rafał Longwic**, prof. PL – Politechnika Lubelska, Katedra Pojazdów Samochodowych

prof. dr hab. inż. **Wincenty Lotko** – Uniwersytet Technologiczno – Humanistyczny w Radomiu, Zakład Technicznej Eksploatacji Pojazdów

mgr inż. **Przemysław Sander** – Politechnika Lubelska, Katedra Pojazdów Samochodowych