

Analiza wpływu sztywności sprężyn zaworów tłocznych pompy wtryskowej na wybrane parametry procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym

RAFAŁ LONGWIC*, WINCENTY LOTKO**

* Katedra Pojazdów Samochodowych, Politechnika Lubelska

** Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn, Zakład Technicznej Eksploatacji Pojazdów i Maszyn Politechnika Radomska

W artykule przedstawiono wyniki badań polegających na indykowaniu silnika 4C90 w warunkach nieustalonych. Nieustalone warunki pracy modelowano poprzez swobodne rozpędzanie silnika spowodowane skokową zmianą położenia elementu sterującego dawką paliwa. Przeanalizowano wpływ sztywności sprężyn zaworów tłocznych pompy wtryskowej na proces spalania i wtrysku zachodzący w warunkach nieustalonej pracy silnika o zapłonie samoczynnym. Wyznaczono następujące parametry procesu spalania i wtrysku: p_i – średnie ciśnienie indykowane, $p_{c,max}$ – maksymalne ciśnienie spalania, $(dp/d\alpha)_{max}$ – maksymalna prędkość narastania ciśnienia, α_{p_i} – kąt wystąpienia początku spalania, α_{max} – kąt wystąpienia maksimum ciśnienia oraz przebieg ciśnienia paliwa przed wtryskiwaczem.

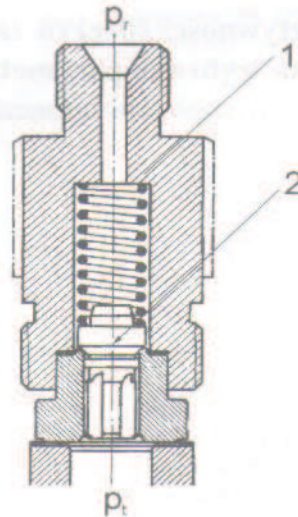
Wykaz głównych oznaczeń

p_i	– średnie ciśnienie indykowane [MPa],
$p_{c,max}$	– maksymalne ciśnienie spalania [MPa],
$(dp/d\alpha)_{max}$	– maksymalne ciśnienie spalania [MPa/°OWK],
α_{p_i}	– kąt wystąpienia początku spalania [°OWK],
α_{max}	– kąt wystąpienia maksimum ciśnienia [°OWK],
c	– sztywność [N/mm],
p_w	– ciśnienie przed wtryskiwaczem [MPa].

1. Wprowadzenie

Jednym z głównych warunków prawidłowego przebiegu procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym jest odpowiedni dobór cech konstrukcyjnych i parametrów regulacyjnych układu wtrysku paliwa. W związku z tym, że konstrukcje współczesnych silników o ZS ewoluują w stronę coraz to wyższych maksymalnych prędkości obrotowych, nieodzownym elementem układu wtryskowego są zawory tłoczne spełniające

jednocześnie rolę zaworów odciążających i korektorów dawkovania. Główne konstrukcje zaworów tłocznych przypisuje się obecnie firmom Bosch i Friedman&Maier [1, 2]. W konstrukcjach układów wtryskowych silników trakcyjnych stosuje się głównie zawory tłoczne firmy Bosch – rozwiązanie to wykorzystano również w układzie wtryskowym powszechnie stosowanego w kraju silnika 4C90. Zawór tłoczny firmy Bosch przedstawiono schematycznie na rys. 1.



Rys. 1. Zawór tłoczny firmy Bosch:
1 – sprężyna zaworu tłoczego, 2 – grzybek zaworu
Fig. 1. The valve delivery of Bosch firm
1 – spring of crowded valve, 2 – valve head

Zawór tłoczny firmy Bosch służy jako zawór zwrotny, a ponadto dzięki odpowiedniej konstrukcji podczas zamykania się obniża ciśnienie w przewodzie wysokiego ciśnienia. Zawór ten posiada grzybek ze stożkową przyłgnią i żłobkową częścią prowadzącą oraz kołnierz (tłoczek odciążający) o średnicy równej średnicy prowadzenia. Zawór tłoczny zamyka się pod wpływem działania sprężyny, ciężaru zaworu ze sprężyną i różnicy ciśnień paliwa przed i za zaworem. Zamknięcie zaworu następuje w chwili gdy tłoczek odciążający znajdzie się w części prowadzącej, dalsze opadanie zaworu powoduje spadek ciśnienia w przewodzie, co umożliwia szybkie opadnięcie iglicy wtryskiwacza i przerwanie wtrysku bez niekorzystnego jego przeciągania i w konsekwencji słabego rozpylenia paliwa.

Warunek położenie równowagi zaworu tłoczego można zapisać w postaci:

$$(m_z + m_s) \cdot g + p_p \cdot F_1 + c \cdot x = p_T \cdot F_2, \quad (1)$$

gdzie:

m_z – masa zaworu tłoczego,

m_s – masa sprężyny,

p_p – ciśnienie po stronie przewodu paliwowego,

p_T – ciśnienie tłoczenia,

F_1 – sumaryczne pole powierzchni prostopadłej do osi zaworu po stronie przewodu paliwowego,

F_2 – sumaryczne pole powierzchni prostopadłej do osi zaworu po stronie sekcji tłoczącej paliwo,

x – wartość pionowej strzałki ugięcia sprężyny.

Analizując zależność (1) można zauważyć, że na pracę zaworu tłoczego wpływają jego kształt i wymiary geometryczne oraz odpowiedni dobór sztywności sprężyny. Wpływ masy zaworu i sprężyny na chwilę zamknięcia zaworu można zaniedbać z uwagi na znaczne wartości ciśnień występujących w układzie wtryskowym. Ewentualne modyfikacje własności zaworu tłoczego można więc realizować poprzez zmianę sztywności sprężyny. Siły pochodzące od sztywności sprężyny winny oddziaływać na:

- chwilę otwarcia zaworu,
- chwilę jego zamknięcia,
- wartości ciśnień resztkowych w przewodzie wtryskowym.

Jednocześnie zmiana ciśnień resztkowych będzie wpływać na wartości strzałki ugięcia sprężyny. Sztywność sprężyny zaworu tłoczego wpływa więc wielokierunkowo na przebieg charakterystyki wtrysku paliwa. Zmiana przebiegu charakterystyki wtrysku wpływa na przebieg procesu spalania w silniku o ZS. Podjęcie tej tematyki jest istotnym elementem określenia możliwości modyfikacji cech konstrukcyjnych układu wtryskowego, w celu ewentualnej poprawy procesu spalania przebiegającego w warunkach nieustalonych. Odpowiedni dobór sztywności sprężyny zaworu tłoczego wpływa bowiem na proces korekcji dawki paliwa, który jest decydujący w warunkach nagłych zmian obciążeń i prędkości obrotowej silnika.

Celem pracy jest zatem określenie możliwości oddziaływania na proces spalania przebiegający w nieustalonych warunkach pracy silnika o zapłonie samoczynnym poprzez modyfikacje sztywności sprężyn zaworów tłocznych, a więc zmiany w przebiegu charakterystyki wtrysku. Nieustalone warunki pracy modelowano poprzez swobodne rozpędzanie nieobciążonego silnika, spowodowane skokową zmianą położenia dźwigni sterującej dawką paliwa. Obiektem badań był silnik 4C90. W badaniach wykorzystano pięć zestawów sprężyn do zaworów tłocznych o różnych sztywnościach. Wyznaczono następujące parametry procesu spalania: p_i – średnie ciśnienie indykowane, p_{cmax} – maksymalne ciśnienie spalania, $(dp/d\alpha)_{max}$ – maksymalną szybkość narastania ciśnienia, α_{ps} – kąt wystąpienia początku spalania, α_{max} – kąt wystąpienia maksimum ciśnienia oraz przeanalizowano przebieg ciśnienia przed wtryskiwaczem. Dokonano próby wyznaczenia funkcji regresji opisujących obserwowane zjawiska fizyczne.

Przedstawiony artykuł pozwala na stworzenie przesłanek co do doboru sztywności sprężyn zaworów tłocznych z uwzględnieniem przebiegu procesu spalania w nieustalonych warunkach pracy silnika o zapłonie samoczynnym.

2. Metodyka badań

Warunki nieustalone modelowano poprzez gwałtowne rozpędzanie nieobciążonego silnika 4C90 spowodowane skokową zmianą położenia elementu sterującego dawką paliwa. Skok jednostkowy dźwigni sterującej dawką wymuszano siłownikiem elektromagnetycznym w chwili wybranej przez wykonującego pomiar.

Warunki początkowe pomiaru charakteryzuje stałość:

- początkowa prędkość obrotowa wału korbowego silnika – 900 obr/min;
- ustalony stan cieplny silnika – temperatura oleju smarnego 70°C.

W chwili gdy prędkość obrotowa wału korbowego i temperatura oleju smarnego silnika były równe wartościom ustalonym dla warunków początkowych operator wyzwał start pomiarów. System pomiarowy rozpoczynał pomiar ciśnienia w komorze spalania i ciśnienia przed wtryskiwaczem od punktu określonego górnym zwrotnym położeniem tłoka. Po około 4÷8 cyklach pracy silnika uruchamiano przesuw listwy sterującej dawką paliwa. System pomiarowy [5] rejestrował ciśnienia w komorze spalania dla 30 kolejnych cykli pracy. W zarejestrowanym cyklu pomiarowym (30 kolejnych cykli pracy silnika) można wyróżnić trzy okresy pracy silnika:

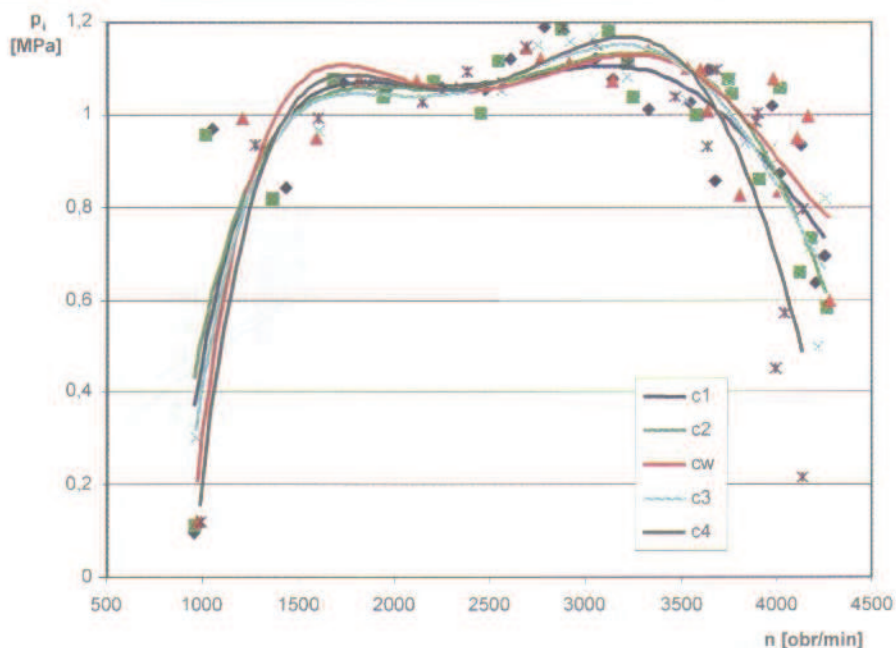
- I. $n = 900$ obr/min, $t_{oleju} = 70^{\circ}\text{C}$, położenie dźwigni sterującej dawką paliwa $x \equiv \text{const}$, przyspieszenie kątowe wału korbowego silnika $\varepsilon = 0$;
- II. okres ten można podzielić na dwa podokresy: 1- $n \neq \text{const}$, nieustalony stan cieplny silnika, $x = x_{\text{max}}$, $\varepsilon \neq 0$; 2- rozpoczynający się od chwili zadziałania regulatora pompy wtryskowej $n \neq \text{const}$, nieustalony stan cieplny silnika, $x \neq \text{const}$, $\varepsilon \neq 0$. Dalszej analizie poddano pierwszy z omawianych podokresów.
- III. $n = n_{\text{max}}$, quasi ustalony stan cieplny silnika, $x \equiv \text{const}$, $\varepsilon = 0$.

Wykonano po 10 powtórzeń pomiaru. Dalszej analizie poddano jeden cykl pracy silnika w I okresie (ostatni w tym okresie) i oznaczono go I, cykle pracy w I fazie II okresu oraz jeden cykl pracy silnika w III okresie (ostatni w tym okresie). Wyznaczono następnie prędkość obrotową wału korbowego silnika dla poszczególnych cykli pracy silnika podczas rozpędzania.

W badaniach wykorzystano pięć kompletów sprężyn zaworów tłocznych o sztywnościach: $c_1 = 19,3$ N/mm, $c_2 = 26,4$ N/mm, $c_w = 34,2$ N/mm, $c_3 = 36,0$ N/mm, $c_4 = 48$ N/mm. Sprężyny o sztywności $c_w = 34,2$ /mm są fabrycznym kompletem pompy wtryskowej Motor-Pal silnika 4C90. Sprężyny wykonano ze stali 50HG. Zachowano długości swobodne sprężyn, takie jak dla kompletu fabrycznego.

3. Analiza wyników badań

Na rysunkach od 2 do 7 przedstawiono uzyskane wyniki badań. Średnie ciśnienia indykowane rosną wraz ze wzrostem sztywności sprężyn zaworów tłocznych dla prędkości obrotowych silnika $n > 2000$ obr/min – rys.2. Zakres prędkości obrotowych wału korbowego silnika od 1000 obr/min do 2000 obr/min cechował się znaczącą niepewnością obserwowanych parametrów procesu spalania. Zjawisko to i jego

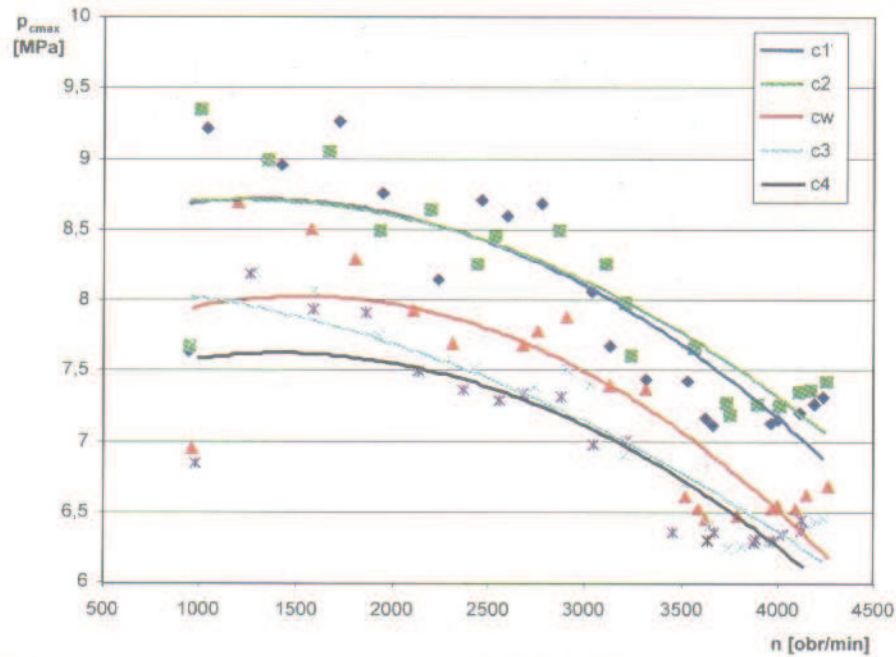


Rys. 2. Wartości średniego ciśnienia indykowanego p_i dla silnika 4C90 pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla pięciu sztywności sprężyn zaworów tłocznych:

$$c_1 = 19,3 \text{ N/mm}, c_2 = 26,4 \text{ N/mm}, c_w = 34,2 \text{ N/mm}, c_3 = 36,0 \text{ N/mm}, c_4 = 40 \text{ N/mm}$$

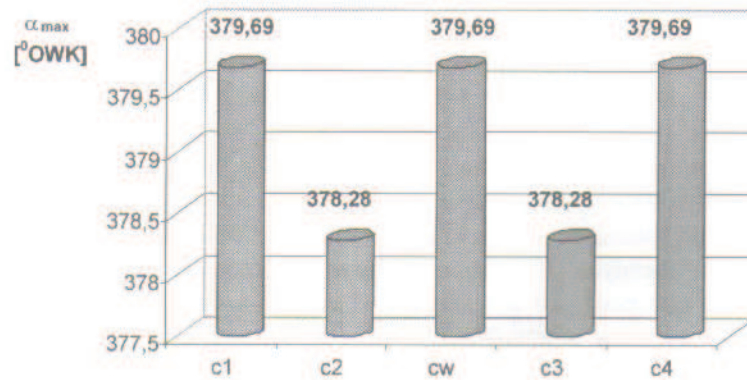
Fig. 2. Mean indicated pressure in the 4C90 engine during free acceleration, for five stiffness of delivery valves springs: $c_1 = 19,3 \text{ N/mm}$, $c_2 = 26,4 \text{ N/mm}$, $c_w = 34,2 \text{ N/mm}$, $c_3 = 36,0 \text{ N/mm}$, $c_4 = 40 \text{ N/mm}$

przyczyny opisywano w literaturze [4] i występowało ono dla szybkoobrotowych silników o ZS. Największe różnice w wartościach średniego ciśnienia indykowanego występowały dla prędkości obrotowej około 3200 obr/min. Maksymalna względna różnica p_i wynosiła tu dla przypadku zastosowania sprężyn o sztywnościach c_1 i c_4 około 4,5%. Różnice w wartościach maksymalnych ciśnień w komorze spalania wynosiły około 13% – rys. 3. Maksymalne ciśnienia w komorze spalania malały przy wzroście sztywności sprężyn zaworów tłocznych. Na rysunkach 4 i 5 zobrazowano wartości kąta występowania maksimum ciśnienia i kąta występowania początku spalania dla badanych sztywności sprężyn zaworów tłocznych przy prędkości obrotowej $n = 3200$ obr/min. Kąt występowania początku spalania zwiększał się wraz ze wzrostem sztywności sprężyn zaworów tłocznych. Bezpośrednią przyczyną tego zjawiska jest prawdopodobnie zmniejszenie kąta początku wtrysku dla większych sztywności sprężyn. Wprawdzie konstrukcja wtryskiwacza uniemożliwiała pomiar wzniosu iglicy ale z przebiegu ciśnienia przed wtryskiwaczem (rys. 7) wynika, że początek wzrostu ciśnienia następował później dla większych sztywności sprężyn zaworów tłocznych. Maksymalne ciśnienia wtrysku były zbliżone. Ciśnienia reszkowe w przewodzie wtryskowym były większe dla większych sztywności sprężyn zaworów tłocznych – rys. 7. Dla sprężyn o małej sztywności w trakcie tłoczenia paliwa zawór tłoczny unosi się na większą wysokość niż w przypadku sprężyn o dużej sztywności. Skutkuje to zmniejszeniem ciśnień



Rys. 3. Wartości maksymalnego ciśnienia spalania p_{max} dla silnika 4C90 pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, dla pięciu sztywności sprężyn zaworów tłocznych: $c_1 = 19,3$ N/mm, $c_2 = 26,4$ N/mm, $c_w = 34,2$ N/mm, $c_3 = 36,0$ N/mm, $c_4 = 40$ N/mm

Fig. 3. Maximum combustion pressure in the 4C90 engine during free acceleration, for five stiffness of delivery valves springs: $c_1 = 19.3$ N/mm, $c_2 = 26.4$ N/mm, $c_w = 34.2$ N/mm, $c_3 = 36.0$ N/mm, $c_4 = 40$ N/mm



Rys. 4. Wartości kąta występowania maksymalnego ciśnienia spalania α_{max} dla silnika 4C90 pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, przy prędkości $n = 3200$ obr/min, dla pięciu sztywności sprężyn zaworów tłocznych: $c_1 = 19,3$ N/mm, $c_2 = 26,4$ N/mm, $c_w = 34,2$ N/mm, $c_3 = 36,0$ N/mm, $c_4 = 40$ N/mm

Fig. 4. Maximum pressure angle in the 4C90 engine during free acceleration, for five stiffness of delivery valves springs: $c_1 = 19.3$ N/mm, $c_2 = 26.4$ N/mm, $c_w = 34.2$ N/mm, $c_3 = 36.0$ N/mm, $c_4 = 40$ N/mm, rotational speed $n = 3200$ rpm

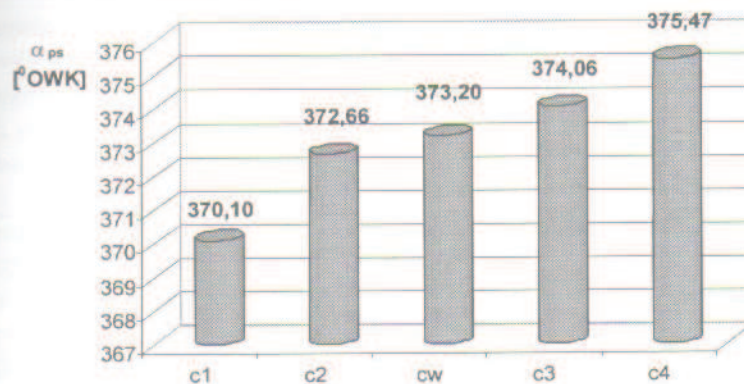


Fig. 5. Wartości kąta występowania początku spalania α_{ps} dla silnika 4C90 pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, przy prędkości $n = 3200$ obr/min, dla pięciu sztywności sprężyn zaworów tłocznych: $c_1 = 19,3$ N/mm, $c_2 = 26,4$ N/mm, $c_w = 34,2$ N/mm, $c_3 = 36,0$ N/mm, $c_4 = 40$ N/mm

Fig. 5. Burning start angle in the 4C90 engine during free acceleration, for five stiffness of delivery valves springs: $c_1 = 19,3$ N/mm, $c_2 = 26,4$ N/mm, $c_w = 34,2$ N/mm, $c_3 = 36,0$ N/mm, $c_4 = 40$ N/mm, rotational speed $n = 3200$ rpm

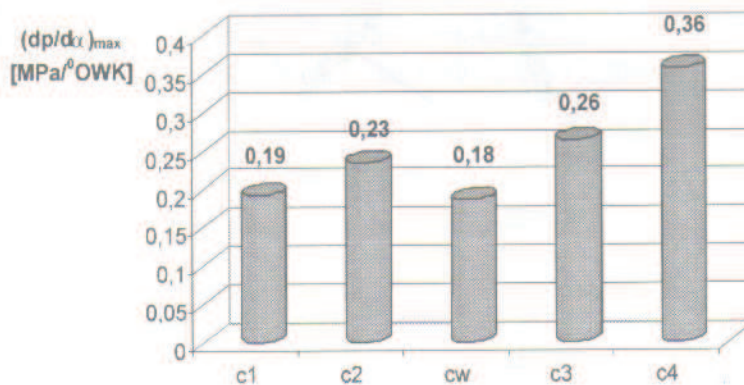
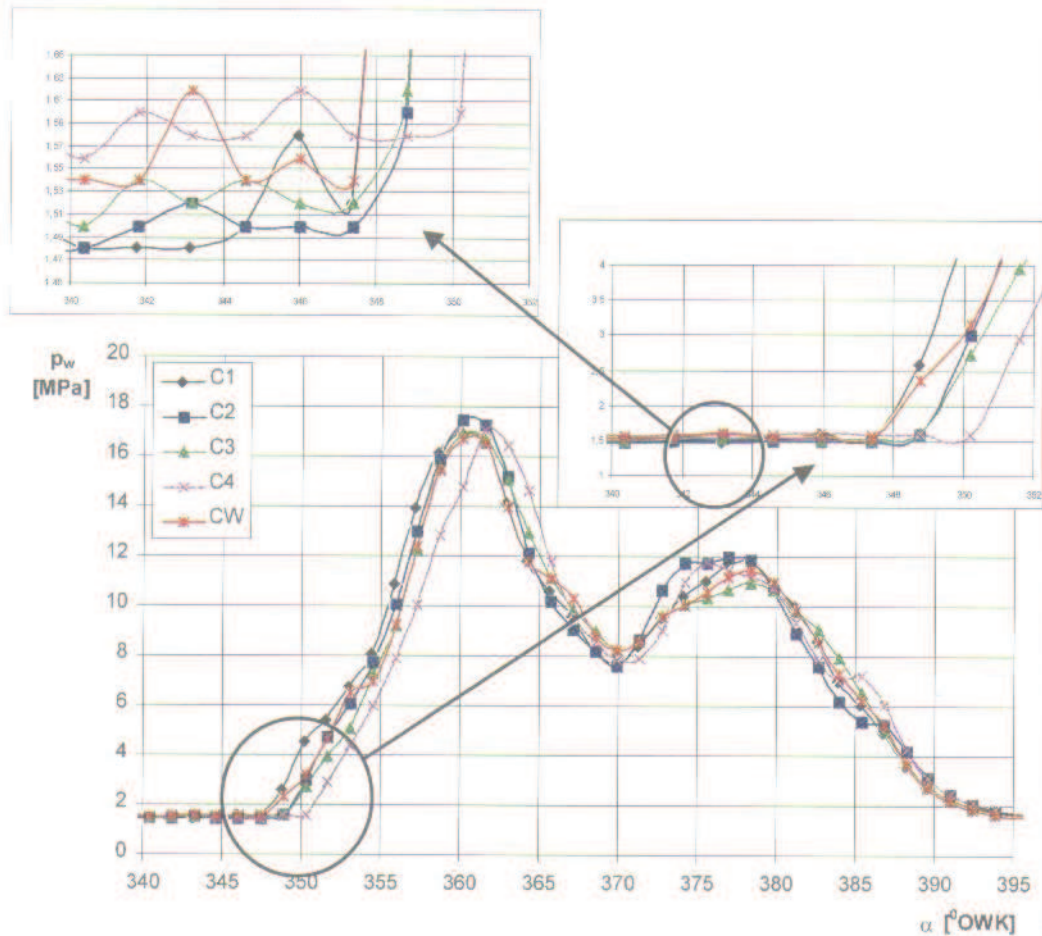


Fig. 6. Wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia $(dp/dx)_{max}$ dla silnika 4C90 pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, przy prędkości $n \approx 3200$ obr/min, dla pięciu sztywności sprężyn zaworów tłocznych: $c_1 = 19,3$ N/mm, $c_2 = 26,4$ N/mm, $c_w = 34,2$ N/mm, $c_3 = 36,0$ N/mm, $c_4 = 40$ N/mm

Fig. 6. Maximum rates of pressure rise in the 4C90 engine during free acceleration, for five stiffness of delivery valves springs: $c_1 = 19,3$ N/mm, $c_2 = 26,4$ N/mm, $c_w = 34,2$ N/mm, $c_3 = 36,0$ N/mm, $c_4 = 40$ N/mm, rotational speed $n \approx 3200$ rpm

resztkowych w przewodzie wysokiego ciśnienia z uwagi na większy przekrój przepływu poprzecznego przez zawór, a zatem krótszy czas spadku ciśnienia. Zjawisko to nie wpływa jednak znacząco na obserwowany kąt początku wtrysku. Decydujące znaczenie odgrywa fakt, że paliwo musi zostać sprężone do wyższego ciśnienia, aby zrównoważyć większą siłę pochodzącą od sztywności sprężyn.

Opóźnienie wtrysku wpływa korzystnie na przebieg procesu spalania w warunkach nieustalonych, co wyjaśniono w pracach autorów [3]. Mniejszy kąt początku wtrysku wpływa oczywiście na zwiększenie wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia (rys.6), co skutkuje nieznacznym wzrostem średnich ciśnień indykowanych w analizowanych warunkach nieustalonej pracy silnika o ZS.



Rys. 7. Przebieg ciśnienia przed wtryskiwaczem p_w dla silnika 4C90 pracującego w warunkach swobodnego rozpędzania, przy prędkości $n \approx 3200$ obr/min, dla pięciu sztywności sprężyn zaworów tłocznych:

$c_1 = 19.3$ N/mm, $c_2 = 26.4$ N/mm, $c_w = 34.2$ N/mm, $c_3 = 36.0$ N/mm, $c_4 = 40$ N/mm

Fig. 7. The histories of pressure before the injector in the 4C90 engine during free acceleration, for five stiffness of delivery valves springs: $c_1 = 19.3$ N/mm, $c_2 = 26.4$ N/mm, $c_w = 34.2$ N/mm, $c_3 = 36.0$ N/mm, $c_4 = 40$ N/mm, rotational speed $n \approx 3200$ rpm

4. Wnioski

Przedstawione wyniki badań oraz ich analiza pozwalają stwierdzić, że:

1. Istnieje możliwości oddziaływania na przebieg procesu spalania w warunkach nieustalanej pracy silnika o zapłonie samoczynnym poprzez zmianę sztywności sprężyn zaworów tłocznych pompy wtryskowej.

2. W wyniku zwiększenia sztywności sprężyn zaworów tłocznych maleją maksymalne ciśnienia spalania o około 13%, rośnie kąt występowania początku spalania i średnie ciśnienia indykowane (maksymalnie o około 4,5%),

3. Bezpośrednią przyczyną wzrostu kąta występowania początku spalania jest opóźnienie chwili wtrysku paliwa dla sprężyn o większych sztywnościach – paliwo musi zostać sprężone do wyższego ciśnienia, aby zrównoważyć większą siłę pochodzącą od sztywności sprężyn.

4. Ciśnienia resztkowe w przewodzie wtryskowym jest większe dla większych sztywności sprężyn zaworów tłocznych. Dla sprężyn o małej sztywności w trakcie tłoczenia paliwa zawór tłoczny unosi się na większą wysokość niż w przypadku sprężyn o dużej sztywności. Skutkuje to zmniejszeniem ciśnień resztkowych w przewodzie wysokiego ciśnienia z uwagi na większy przekrój przepływu poprzecznego przez zawór, a zatem krótszy czas spadku ciśnienia.

5. Mniejszy kąt początku wtrysku wpływa na zwiększenie wartości maksymalnej prędkości narastania ciśnienia, co skutkuje nieznacznym wzrostem średnich ciśnień indykowanych w analizowanych warunkach nieustalanej pracy silnika o ZS.

6. Wydaje się, że przyczyną nieznacznego zwiększenia średnich ciśnień indykowanych dla sprężyn zaworów tłocznych o większych sztywnościach nie jest wzrost dawki wtryskiwanego paliwa a poprawa przebiegu procesu spalania w warunkach nieustalonych, na skutek opóźnienia chwili wtrysku. Stan cieplny silnika w warunkach nieustalonych „spóźnia się” w stosunku do odpowiadających mu warunków ustalonych toteż korzystny jest późniejszy wtrysk paliwa do komory, w której panuje wyższe ciśnienie i temperatura.

Literatura

- [1] CYGAN S., SZYMAŃSKI J.: *Podstawowe problemy doboru aparatury wtryskowej silników wysokoprężnych*. WK i Ł, Warszawa 1979.
- [2] FALKOWSKI H., HAUSER G., JANISZEWSKI T., JASKUŁA A.: *Układy wtryskowe silników wysokoprężnych*. WK i Ł, Warszawa 1989.
- [3] LOTKO W., LONGWIC R.: *Nieustalone stany pracy silnika zasilanego paliwem rzepakowym. Monografia*, Wydawnictwo Instytutu Technologii Eksploatacji w Radomiu, Radom 1999
- [4] PIĘTAK A.: *Diagnozowanie silników o ZS na podstawie przebiegu procesu przejściowego*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej – rozprawa nr 340, Poznań 1998.
- [5] RÓŻYCKI A.: *Pomiary ciśnień szybkozmiennych w silniku o zapłonie samoczynnym*, Praca zamawiana. Politechnika Radomska 1996

Analysis of influence of spring stiffness of delivery valves of injection pumps on chosen parameters of the combustion process in diesel engine

Summary

Results of the 4C90 diesel engine indication in transient conditions have been presented in this paper. Transient work conditions were modelled by free running engine acceleration caused by changes of injection pump control lever position. The influence of spring stiffness of delivery valves of injection pumps on the combustion process and injection process were analysed. The following parameters were analysed: p_i – mean indicated pressure, p_{cmax} – maximum pressure, $(dp/d\alpha)_{max}$ – maximum rate of pressure rise, α_{ps} – burning start angle, α_{max} – maximum pressure angle and a course of pressure before the injector.