

MOTION PROPERTIES OF HYDRAULICALLY ACTUATED VALVE TRAIN

Krzysztof Zbierski, Mariusz Smoczyński

Technical University of Lodz, Institute for Vehicles, Machine Design and Operation,
Żeromskiego Street 116, 90-924 Łódź, Poland
tel.: +48 42 6312390, fax: +48 42 6312398
e-mail: krzysztof.zbierski@p.lodz.pl, mariusz.smoczynski@p.lodz.pl

Abstract

This paper shows motion properties of hydraulically actuated engine valve train. The experimental model of the hydraulic valve drive is to be presented in this paper. It consists of parts: engine valve, hydraulic actuator and electric control hydraulic distributor, which control the flow of supply oil to the hydraulic actuator. It is hydraulic single-acting drive for valves of internal combustion engines. The methodology of the experimental research is to be explained. The measurements of the valve movement for the different supply pressures and for different opening distributor times were realized in this research. The recorded valve motion was base to detail analysis of velocity and acceleration of the engine valve motion. The researches show possibility of short opening time for typical valve of the high-speed internal combustion engine. Called attention to high speed and stroke against seat, while valve is closing. Especially called attention to possibility to formatting of the course of the valve lift. It may be used for better load exchange in internal combustion engines. The paper points out on the power supply of the system with the working pressure about 15 MPa what gives: smaller delay movement of the timing valve, quicker its opening, and also the large value of stroke of the timing valve.

Keywords: combustion engine, hydraulic valve timing, camless valve timing, variable valve timing

WŁAŚCIWOŚCI RUCHU ZAWORU ROZRZĄDU WYMUSZANEGO HYDRAULICZNIE

Streszczenie

W artykule opisano właściwości ruchu zaworu rozrządu wymuszanego hydraulicznie. Zaprezentowano model doświadczalny składający się z zaworu rozrządu, siłownika hydraulicznego i rozdzielacza sterującego przepływem oleju zasilającego siłownik hydrauliczny. Jest to model hydraulicznego napędu zaworu jednostronnego działania. Uzasadniono przyjętą metodykę badań oraz przeprowadzono pomiary przebiegów wzniosu zaworu przy różnych wartościach ciśnień zasilających siłownik hydrauliczny i różnych czasach otwarcia rozdzielacza. W oparciu o zarejestrowane przebiegi wzniosów zaworu przeprowadzono szczegółową analizę prędkości i przyspieszeń zaworu. Pokazano możliwość uzyskania krótkiego czasu otwarcia dla typowego zaworu szybkoobrotowego silnika spalinowego. Zwrócono uwagę na dużą prędkość i uderzenie zaworu o gniazdo w chwili jego zamykania. Zwrócono także uwagę na stosunkowo dużą możliwość kształtowania krzywej wzniosu. Może zostać ona wykorzystana dla polepszenia wymiany ładunku w tłokowych silnikach spalinowych. Artykuł zwraca uwagę na zasilaniu układu ciśnieniem roboczym o wartości około 15 MPa, co daje: mniejsze opóźnienie ruchu zaworu rozrządu, szybsze jego otwieranie, a także dużą wartość skoku zaworu rozrządu.

Słowa kluczowe: silniki spalinowe, rozrząd hydrauliczny, rozrząd bezkrzywkowy, zmienne fazy rozrządu

1. Wprowadzenie

Hydrauliczne wymuszanie ruchu zaworu rozrządu odbywa się za pomocą siłownika hydraulicznego. Siłownik jest elementem rozrządu elektrohydraulicznego. Spełnia on taką samą rolę jak krzywka wału rozrządu w rozrządzie mechanicznym. Z racji tej analogii może być popularnie nazywany „krzywką hydrauliczną”. Elektrohydrauliczny rozrząd silnika spalinowego należy do grupy rozrządów bezkrzywkowych. Rozrządy te, obok innych rozrządów bezkrzywkowych,

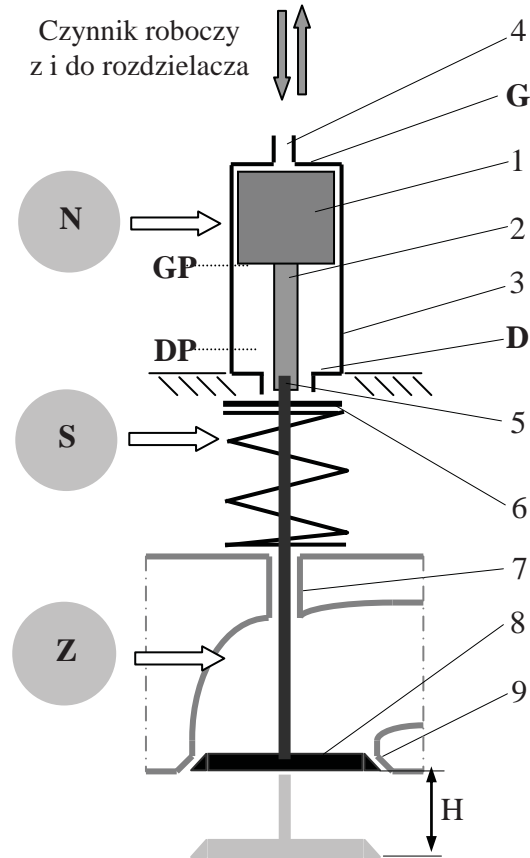
badane są w różnych ośrodkach przemysłowych i uniwersyteckich. Zalety, a także potrzebę zastosowania rozrządu hydraulicznego przedstawiono między innymi w pracach [9-11]. Znalazł on już zastosowanie w niektórych wolnoobrotowych silnikach okrętowych [12, 13].

Rozrząd elektrohydrauliczny nie jest jeszcze stosowany w seryjnie produkowanych silnikach samochodowych. Wynika to z braku zapotrzebowania rynku na silniki z takimi rozrządami, podobnie jak z rozrządami elektrycznymi. Ten brak zapotrzebowania wynika z kolei z faktu, że produkowane obecnie silniki z klasycznymi, krzywkowymi rozrządami spełniają jeszcze stawiane im wymagania w zakresie sposobu wymiany ładunku i dopuszczalnej emisji szkodliwych składników spalin. Rozrządy krzywkowe zapewniają silnikom również dużą niezawodność i trwałość w przeciwieństwie do nierozpoznanej jeszcze dostatecznie niezawodności i trwałości wysokoobrotowych silników samochodowych z rozrządami bezkrzywkowymi. Hydrauliczne, jak i inne bezkrzywkowe rozrządy, są nieustannie doskonalone we wspomnianych ośrodkach badawczych. Można przypuszczać, że dogodne warunki do ich wdrożenia powstaną wówczas, gdy zaczną obowiązywać ostrzejsze niż obecnie normy czystości spalin, a także inne wymagania konieczne do spełnienia przez silniki samochodowe.

W niniejszej pracy opisano właściwości ruchu zaworu rozrządu wymuszanego hydraulicznie. Te właściwości ruchu to funkcja (krzywa) wzniosu zaworu, nazywana przebiegiem wzniosu zaworu i związane z nią wartości geometrycznych parametrów rozrządu oraz wartości prędkości i przyspieszeń zaworu.

Na Rys. 1 przedstawiono schemat układu: napęd hydrauliczny – zawór rozrządu – sprężyna zaworowa. Napęd (siłownik) hydrauliczny (N), pokazany na tym rysunku, jest napędem jednostronnego działania, co oznacza, że wymusza on ruch zaworu rozrządu Z tylko w jednym kierunku odpowiadającym otwieraniu zaworu, analogicznie do krzywki mechanicznego rozrządu. Ruch powrotny zaworu odbywa się pod działaniem siły sprężyny (S). Ten typ siłownika został celowo przyjęty jako obiekt do opisu właściwości ruchu zaworu wymuszanego hydraulicznie, ze względu na jego funkcjonalne podobieństwo do napędu krzywkowego.

Gdy tłok (1) napędu hydraulicznego (N) znajduje się w górnym położeniu (GP) (Rys. 1) i na jego powierzchnię nie jest wywierany nacisk czynnika roboczego, wówczas grzybek (8) zaworu rozrządu dociskany jest do swego gniazda (9) za pomocą sprężyny zaworowej (S). Docisk ten zapewnia szczelne zamknięcie zaworu. Z chwilą rozpoczęcia przepływu czynnika roboczego o określonym ciśnieniu do przestrzeni cylindra, tłok (1) od swojego górnego położenia (GP) przemieszcza się w kierunku dolnego położenia (DP), powodując ścisnięcie sprężyny (S) i otwieranie zaworu rozrządu (Z). Trwałoby to w rzeczywistych warunkach pracy silnika spalinowego tak długo, dopóki nie nastąpiłoby zrównoważenie sił: napędzającej, pochodzącej od ciśnienia czynnika roboczego, sprężyny, masowych, tłumienia i gazowych. Tłok przemieściłby się zatem na odcinku od (GP) do (DP) odpowiadającym skokowi (H) zaworu rozrządu (Z). Na omawianym rysunku w celu wyjaśnienia możliwych sposobów pracy układu: napęd – zawór rozrządu – sprężyna zaworowa, tak przyjęto skrajne (robocze) położenia tłoka opisane symbolami (GP) oraz (DP), aby tłok nie miał możliwości uderzenia swoją górną częścią w denko cylindra (G) lub swoją dolną częścią w denko cylindra (D). W takiej sytuacji przemieszczający się zawór rozrządu do góry, jeśli nie zostanie wcześniej wyhamowany, z pewnością uderzy w swoje gniazdo (9). Zamykaniu zaworu, w zależności od warunków pracy silnika, towarzyszyłyby zatem uderzenia o różnej prędkości. Aby temu zapobiec musi być zastosowane w omawianym siłowniku hamowanie tzw. dobiegu tłoka, zanim osiągnie on skrajne położenie (GP). Hamowanie dobiegu, to innymi słowy zmniejszanie prędkości tłoka do bliskiej zeru w końcowych fazach jego ruchu. Przy przyjęciu skrajnego położenia tłoka w (GP), powstaje minimalna odległość między górną płaszczyzną tłoka, a wewnętrzną płaszczyzną górnego denka (G) pokrywy cylindra roboczego. Dzięki tej odległości, możliwa jest chwilowa minimalna zmiana położenia (GP) wynikająca z rozszerzalności elementów rozrządu podczas pracy silnika spalinowego. Oznacza to więc samoregulację luzu zaworowego w elektrohydraulicznym rozrządzie silnika spalinowego. Omawiane hamowanie dobiegu tłoka zapobiega również zerwaniu łańcucha kinematycznego w złączu zaworu rozrządu z tłoczyskiem (5) wówczas, gdy to złącze jest stykowe.



Rys. 1. Schemat układu: napęd hydrauliczny – zawór rozrządu – sprężyna zaworowa: N – napęd (siłownik) hydrauliczny, S – sprężyna zaworowa, Z – zawór rozrządu, 1 – tłok napędu, 2 – tłoczyisko, 3 – cylinder roboczy, 4 – kanał dolotowo-wylotowy czynnika roboczego, 5 – złącze zaworu rozrządu z tłoczykiem, 6 – zamek sprężyny zaworowej, 7 – prowadnik zaworu rozrządu, 8 - grzybek zaworu rozrządu, 9 – gniazdo zaworu rozrządu, H – skok zaworu rozrządu, GP – górne położenie tłoka napędu, DP – dolne położenie tłoka napędu, G, D – denka cylindra roboczego

Fig. 1. Diagram of set: hydraulic drive – valve – spring: N – hydraulic actuator, S – spring, Z – valve, 1 – actuator piston, 2 – piston rod, 3 – work cylinder, 4 – inlet – outlet port for working oil, 5 – connection valve – piston rod, 6 – valve spring key, 7 – valve guide, 8 – valve head, 9 – valve seat, H – valve lift, GP – top position of actuator piston, DP – bottom position of actuator piston, G, D – bottoms of work cylinder

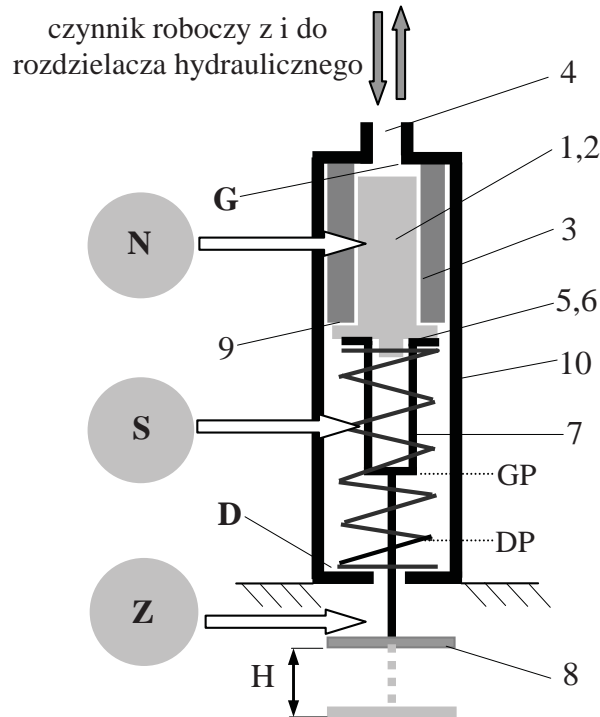
W niniejszym artykule zagadnienie hamowania dobiegu tłoka siłownika i związany z nim algorytm nie będą dalej rozpatrywane i uwzględniane, ponieważ celem artykułu jest opis podstawowych właściwości ruchu zaworu wymuszanego hydraulicznie, umożliwiające między innymi ustalenie ewentualnych wytycznych do opracowania sposobu i parametrów hamowania dobiegu tłoka siłownika.

Przedstawiony na Rys. 1 schemat odnosi się do rzeczywistego silnika, którego rozrząd elektrohydrauliczny zawierałby siłowniki jednostronnego działania, oczywiście uwzględniające hamowanie dobiegu tłoka.

2. Metodyka badań

Do badań mających na celu określenie właściwości ruchu zaworu wymuszanego hydraulicznie przyjęto doświadczalny model układu: napęd hydrauliczny – zawór rozrządu – sprężyna zaworowa, którego schemat przedstawiono na Rys. 2. Model ten jest zespołem doświadczalnego elektrohydraulicznego rozrządu, którego koncepcja zakładała wykorzystanie elementów paliwowych układów zasilania silników o zapłonie samoczynnym [3]. Stąd na przykład, jako napęd (N) zastosowano element tłoczący rzędowej pompy wtryskowej, a do sterowania czynnikiem roboczym

wykorzystano szybki rozdzielacz (elektrozawór) z elektrohydraulicznego pompowtryskiwacza HEUI (Hydraulically – actuated, Electronically – controlled Unit Injection) amerykańskiej wytwórni Caterpillar [1, 2], pokazany dalej na Rys. 3.

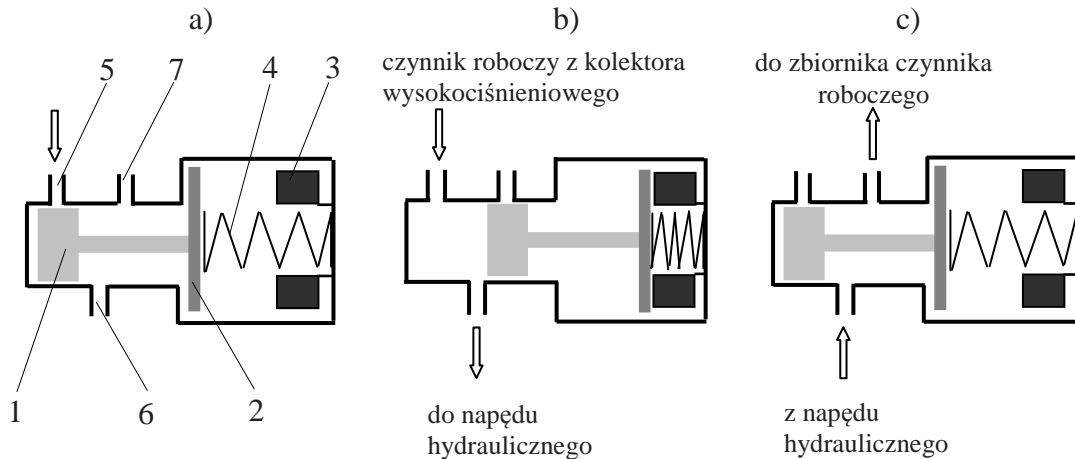


Rys. 2. Schemat doświadczalnego modelu układu: napęd hydrauliczny – zawór rozrzędu – sprężyna zaworowa: N – napęd (siłownik) hydrauliczny, S – sprężyna zaworowa, Z – zawór rozrzędu (popychacz), 1, 2 – tłok pompy wtryskowej (tłok napędu z tłoczyskiem), 3 – cylinder elementu pompy wtryskowej (cylinder roboczy), 4 – kanał dolotowo-wylotowy czynnika roboczego, 5, 6 – złącze tłoka elementu pompy wtryskowej z zaworem rozrzędu oraz zamek sprężyny zaworowej (złącze zaworu rozrzędu z tłoczyskiem oraz zamek sprężyny zaworowej), 7 – prowadnik zaworu rozrzędu, 8 – tarcza pomiarowa (grzybek zaworu rozrzędu), 9 – dolna płaszczyzna cylindra (gniazdo zaworu rozrzędu), 10 – obudowa układu, H – skok zaworu rozrzędu, GP – górne położenie prowadnika (tłoka napędu), DP – dolne położenie prowadnika (tłoka napędu), G, D – odpowiednio górne i dolne denko obudowy układu (cylindra roboczego)

Fig. 2. Diagram of experimental model of set: hydraulic drive – valve – spring: N – hydraulic actuator, S – spring, Z – valve (push rod), 1, 2 – piston of fuel injection pump (actuator piston with piston rod) 3 – cylinder of fuel injection pump (work cylinder), 4 – inlet – outlet port for working oil, 5, 6 – connection of piston of injection pump with valve and spring key (connection valve – piston rod and valve spring key), 7 – valve guide, 8 – measurement shield (valve head), 9 – bottom cylinder plane (valve seat), 10 – body, H – valve lift, GP – top position of guide (top position of actuator piston), DP – bottom position of guide (bottom position of actuator piston), G, D – bottoms of body (work cylinder)

Mimo innego schematu układu przedstawionego na Rys. 2 w stosunku do schematu układu na Rys. 1, funkcje odpowiadających sobie elementów są identyczne. Dlatego w podpisie tego rysunku, poza obudową układu (10) przyjęto identyczne oznaczenia jak na Rys. 1, ale inne nazwy poszczególnych elementów, zaś w nawiasach odpowiadające im nazwy z Rys. 1. Tak więc funkcję tłoka z tłoczyskiem pełni tu tłok pompy wtryskowej (1) pracujący w swoim cylindrze (3). Tłok pompy wtryskowej jest tłokiem nurnikowym, zakończonym tak zwanymi skrzydełkami opierającymi się na walcowej części zaworu rozrzędu (złącze 5). To złącze jest równocześnie zamkiem (6) sprężyny zaworowej (S). Zawór rozrzędu w omawianym rozwiązaniu jest specjalnie ukształtowanym elementem zakończonym z jednej strony walcem pełniącym jeszcze dodatkową rolę prowadnika (7), z drugiej strony grzybkim (8), będącym w istocie płaską tarczą pomiarową współpracującą z czujnikiem przemieszczeń. Rolę gniazda zaworowego (9) spełnia pokazana na Rys. 2, dolna płaszczyzna cylindra (9).

Czynnikiem roboczym zasilającym napęd hydrauliczny (N) był olej napędowy, do którego przystosowane były elementy instalacji doświadczalnego rozrządu elektrohydraulicznego. Wartości ciśnień oleju napędowego w kolektorze wysokociśnieniowym tej instalacji wynosiły odpowiednio: 18, 15, 12, 10, 8, 5, 2 MPa. Realizowano pojedyncze przebiegi wzniosu zaworu dzięki impulsowemu zasilaniu prądem cewki elektromagnesu rozdzielacza Caterpillar (Rys. 3) z kondensatorów o pojemnościach odpowiednio: 1000, 800 i 530 μF , przy napięciu 28 V.



Rys. 3. Schemat rozdzielacza hydraulicznego Caterpillar: a – położenie suwaka przed rozpoczęciem przepływu czynnika roboczego do napędu hydraulicznego, b – położenie suwaka podczas przepływu czynnika z kolektora wysokociśnieniowego do napędu hydraulicznego, c – położenie suwaka podczas przepływu (przelewu) czynnika roboczego z napędu hydraulicznego do zbiornika czynnika roboczego 1 – suwak, 2 – zwora elektromagnesu, 3 – cewka elektromagnesu 4 – sprężyna, 5 – kanał dolotowy do rozdzielacza hydraulicznego, 6 – kanał wylotowy do napędu hydraulicznego, 7 – kanał przelewowy do zbiornika czynnika roboczego

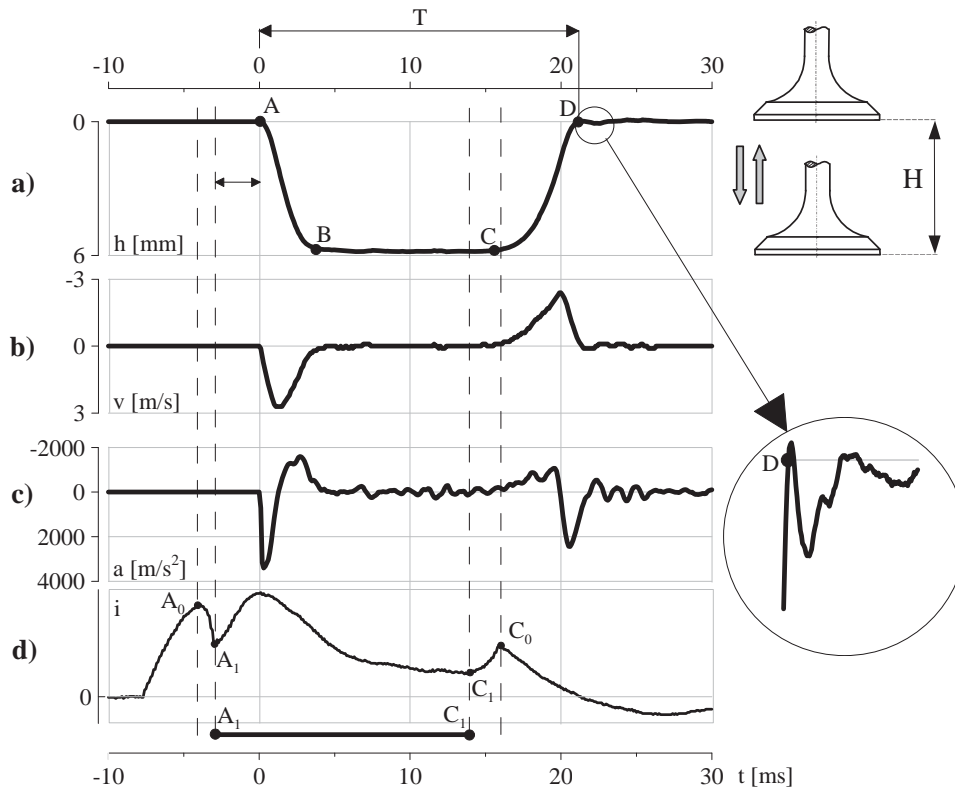
Fig. 3. The operating of Caterpillar electrovalve: a – null position, b – work position, c – return position, 1 – slider, 2 – solenoid sleeve, 3 – solenoid coil, 4 – spring, 5 – supply port, 6 – outlet port, 7 – return port

Gdy do cewki elektromagnesu (3) (Rys. 3a) nie dopływa prąd elektryczny, suwak (1) połączony ze zworą elektromagnesu (2) pod wpływem działania sprężyny (4) znajduje się w lewym skrajnym położeniu zamykając kanał dopływu czynnika (5). Z chwilą włączenia prądu (Rys. 3b) zwora (2) zostaje przyciągnięta do cewki elektromagnesu, tym samym przesunięty w prawo suwak (1) odsłania kanały (5) i (6), jednocześnie przesłaniając przelew (7), w wyniku czego następuje przepływ czynnika roboczego do napędu hydraulicznego. Pod wpływem czynnika roboczego o określonej wartości ciśnienia tłok napędu (1, 2) (Rys. 1 i 2) zostaje wprowadzony w ruch powodując przemieszczenie zaworu (popychacza) (Z) i związanej z nią tarczy pomiarowej (8). Po upływie czasu podtrzymania prądu przez kondensator, co jest równoznaczne z wyłączeniem dopływu prądu elektrycznego do cewki (3) (Rys. 3c), suwak (1) pod działaniem sprężyny (4) zostaje przesunięty w lewo, umożliwiając połączenie kanałów (6) i (7), w wyniku czego następuje przepływ (przelew) czynnika roboczego z napędu hydraulicznego do zbiornika czynnika roboczego. Tłok (1, 2) (Rys. 2) wykonując ruch powrotny uderza swoim zakończeniem (skrzydełkami) w dolną płaszczyznę (9) cylindra (3), tak jak miałyby to miejsce podczas osiadania zaworu w jego gnieździe (Rys. 1), gdyby nie było hamowania dobiegu tłoka. W przypadku doświadczalnego modelu (Rys. 2) takiego hamowania nie przewidziano, a zatem tłok będzie uderzał w dolną część cylindra z mniejszą lub większą prędkością. Jak już wspomniano końcowe przebiegi wzniosu zaworu miały dać wskazania do ustalenia parametrów hamowania dobiegu tłoka.

3. Przebiegi wzniosów zaworu i ich dyskusja

Na rysunku 4 przedstawiono przykładowe przebiegi wzniosu zaworu rozrządu, prędkości i przyspieszenia zaworu rozrządu oraz przebieg prądu kondensatora o pojemności 1000 μF

zasilającego cewkę elektromagnesu rozdzielacza Caterpillar (Rys. 3) dla ciśnienia czynnika roboczego wynoszącego 18 MPa.



Rys. 4. Przebiegi wzniosu, prędkości i przyspieszenia zaworu rozrządu oraz przebieg prądu elektrycznego kondensatora o pojemności 1000 μF zasilającego cewkę elektromagnesu rozdzielacza Caterpillar dla ciśnienia czynnika roboczego wynoszącego 18 MPa: a – wznios, b – prędkość, c – przyspieszenie, d – prąd, AB – otwieranie zaworu rozrządu, BC – odcinek odpowiadający „przestojowi” zaworu rozrządu przy wzniosie H, CD – ruch powrotnego zaworu rozrządu, T – okres ruchu zaworu rozrządu z „przestojem”

Fig. 4. Courses of lift, velocity and acceleration for valve and course of current for distributor solenoid coil (capacitor 1000 μF) for supply pressure 18 MPa: a – lift, b – velocity, c – acceleration, d – current, AB – valve opening time, BC – valve shutdown by maximum valve lift H, CD – valve closing time, T – period of valve motion time

Początek ruchu zaworu rozrządu (A) (Rys. 4a) związany jest z punktem (A_1) na przebiegu prądu (Rys. 4d) zasilającego cewkę elektromagnesu (3) rozdzielacza Caterpillar (Rys. 3). Punkty (A_0) i (A_1) odpowiadają bowiem początkowi oraz pełnemu otwarciu suwaka (1) (Rys. 3b). Jak widać początek ruchu zaworu rozrządu (A) jest opóźniony w stosunku do punktu (A_1) o (Δt). Wartość tego opóźnienia spowodowana jest czasem potrzebnym do wypełnienia czynnikiem roboczym przestrzeni w rozdzielaczu hydraulicznym oraz w przewodzie łączącym rozdzielacz z siłownikiem napędzającym zawór rozrządu, a także czasem potrzebnym do wprawienia w ruch elementów ruchomych układu: napęd – zawór – sprężyna. Innymi słowy wartość opóźnienia zależy od czasu narastania ciśnienia czynnika roboczego przed czołem tłoka rozdzielacza. Opóźnienie to, jak zostanie dalej wykazane, zależy od początkowej wartości ciśnienia czynnika roboczego w akumulatorze ciśnienia. Od punktu (A) do punktu (B) ruch zaworu odbywa się pod wpływem działającego ciśnienia czynnika roboczego na tłok napędu hydraulicznego. Początek ruchu powrotnego zaworu określony punktem (C) (Rys. 4a) poprzedzony jest punktem (C_1) na przebiegu prądu (Rys. 4d), będącym początkiem zamykania się suwaka rozdzielacza hydraulicznego. Można przyjąć, że temu punktowi odpowiada położenie suwaka rozdzielacza jak na Rys. 3b. Od tego położenia suwak zamyka się (przemieszcza się w lewo) osiągając położenie jak na Rys. 3c, co odpowiada punktowi (C_0) na przebiegu prądu (Rys. 4d) oraz punktowi (C) na przebiegu wzniosu zaworu (Rys. 4d). Od tego punktu ruch zaworu, odbywający się pod działaniem siły sprężyny, charakteryzuje się mniejszymi

chwilowymi prędkościami w stosunku do chwilowych prędkości otwierania zaworu (Rys. 4b), a tem i mniejszymi wartościami przyspieszeń (Rys. 4c). Maksymalne prędkości podczas otwierania zaworu rozrządu wynosiły około 3 m/s, a przyspieszenia około 3000-5000 m/s².

Ponieważ ruch powrotny zaworu odbywa się bez hamowania dobiegu tłoka napędu, zatem powrotnemu ruchowi zaworu towarzyszy uderzenie w gniazdo, w tym przypadku zakończenia tłoka (1, 2) w dolną płaszczyznę cylindra (9) (Rys. 2). W chwili osiadania zaworu w gnieździe (punkt D na Rys. 4a) prędkość zaworu wynosi około 0,5-1,0 m/s. Efektem tego jest uderzenie zaworu i odkształcenie sprężyste gniazda pokazane na Rys. 4. Odkształcenie to dla omawianego przypadku ruchu wynosi około 0,04 mm, po czym widoczny jest drgający ruch zaworu o szybko zmniejszającej się do zera amplitudzie. Ruch ten zależy od sztywności i ugięcia wstępnego sprężyny zaworowej. Na podaną wartość odkształcenia sprężystego gniazda, w przypadku przyjętego modelu doświadczalnego (Rys. 2), mają także wpływ odkształcenia doświadczalnego zaworu (S) z tarczą pomiarową (8) (Rys. 2). Nie mniej jednak pozwala to wstępnie zidentyfikować wartości odkształcenia, prędkości i przyspieszenia zaworu podczas uderzenia potrzebne do ustalenia parametrów hamowania dobiegu tłoka napędu hydraulicznego. Dokładne ustalenie wartości odkształcenia wymagałyby zastosowania rzeczywistych elementów układu: napęd – zawór – sprężyna oraz toru pomiarowego do rejestracji mikroodkształceń, ale to wykracza poza zakres niniejszej pracy. Mimo to powstaje pytanie jaką wartość prędkości w punkcie (D) można by uznać za dopuszczalną. Odpowiedź na postawione pytanie można oprzeć na badaniach bezkrzywkowych elektromagnetycznych rozrządów, z których wynika, że średnia prędkość osiadania zaworu rozrządu w jego gnieździe nie powinna przekraczać 0,05 m/s [8], aby uzyskać stosunkowo dużą trwałość i małą hałaśliwość rozrządu.

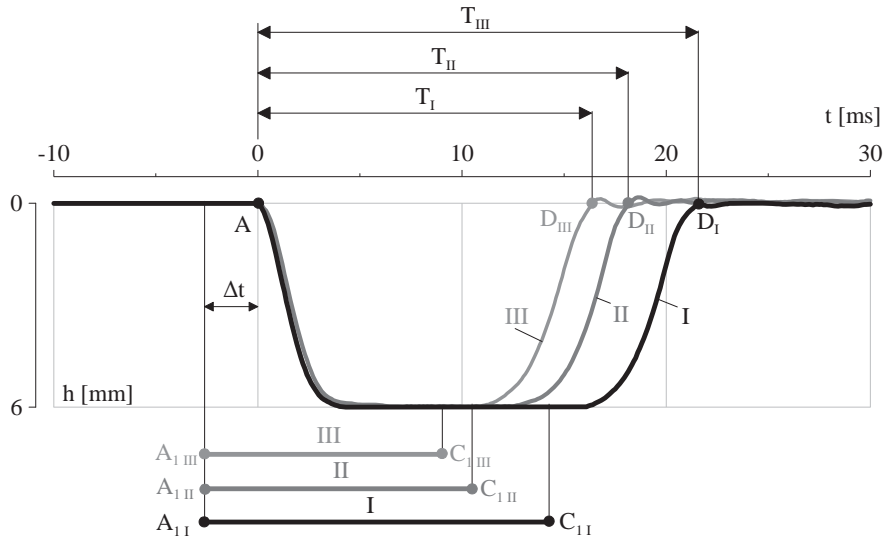
Analizując dalej przebieg wzniosu zaworu na Rys. 4a, widać że czas otwierania zaworu do osiągnięcia skoku (H) wynoszącego 6 mm wynosi 4 ms. To wskazuje na możliwość uzyskania bardzo krótkiego czasu otwierania zaworu w przypadku rzeczywistego rozwiązania układu: napęd – zawór – sprężyna. Wynika to z faktu, że analizowane przebiegi zarejestrowane zostały dla układu, którego całkowita masa ruchomych elementów wynosiła 0,205 kg. W przypadku wykonania zaworu rozrządu i tłoka napędu hydraulicznego z lekkich materiałów masa całkowita byłaby rzędu 0,1 g, a nawet mniejsza [5]. Wówczas dla takich ciśnień czynnika roboczego jak badane, zawór mógłby otwierać się w czasie około 2 ms, a zatem mniejszym niż w przypadku zaworu napędzanego elektromagnetycznie. Oczywiście wiązałyby to się z dużymi przyspieszeniami zaworu rozrządu rzędu 10000 m/s². Nie stanowiłyby to jednak istotnych przeciwwskazań, zaś zapewniłyby uzyskanie odpowiednio dużego czasoprzekroju zaworu.

Omawiany przebieg wzniosu zaworu daje się aproksymować za pomocą trapezu (ABCD), co wydaje się szczególnie ważną właściwością, przydatną do celów symulacji czasoprzekrojów zaworu rozrządu.

W omawianym hydraulicznym napędzie zaworu rozrządu wspomniane czasoprzekroje mogą być zmieniane za pomocą zmiany wartości prądu zasilającego cewkę elektomagnesu rozdzielacza hydraulicznego, lub za pomocą zmiany wartości ciśnienia czynnika roboczego zasilającego siłownik hydrauliczny.

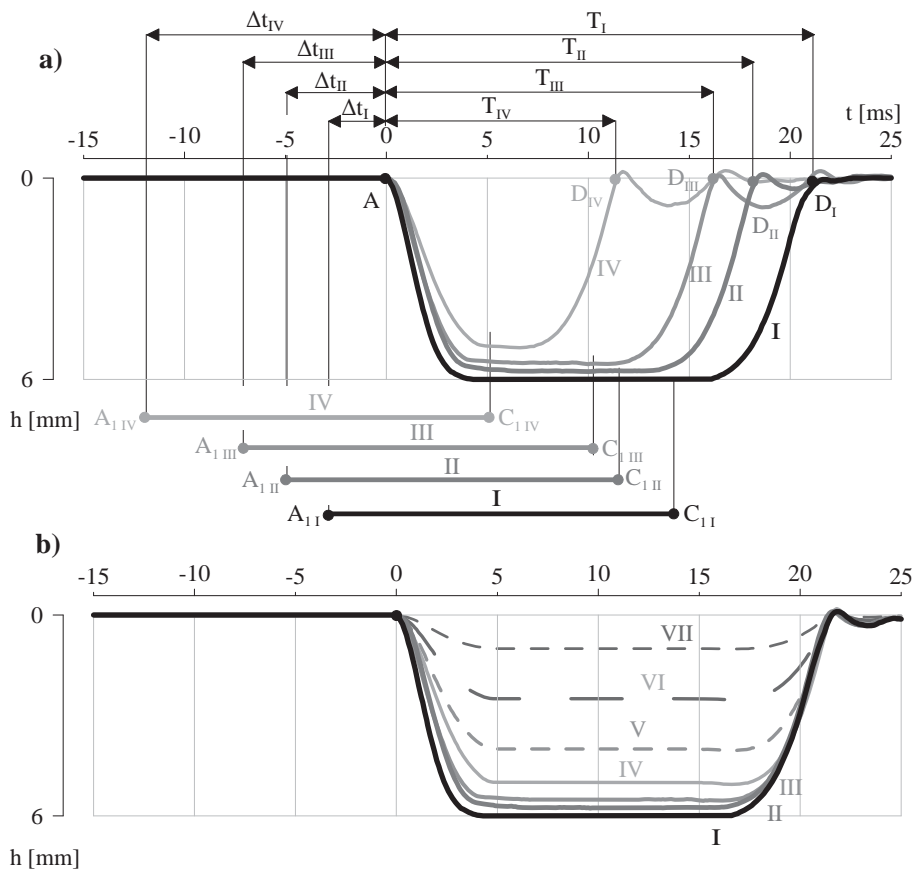
W pierwszym przypadku zasilając cewkę coraz to mniejszym co do wartości prądem, otrzyma się krótsze czasy otwarcia (A₁-C₁) suwaka rozdzielacza, a zatem coraz krótsze okresy otwarcia zaworu rozrządu (T) (Rys. 5). Te różne wartości prądu wyrażone są za pomocą pojemności zastosowanych kondensatorów, a mianowicie 1000, 800 i 530 μF. Opóźnienie wzniosu zaworu rozrządu jest zawsze jednakowe, ze względu na jednakowe ciśnienie zasilania.

W drugim przypadku zmieniając wartość ciśnienia czynnika roboczego można otrzymać zmianę czasoprzekroju na skutek zmniejszonego skoku zaworu oraz zmniejszonego czasu jego otwarcia zmieniającego się ze względu na wcześniejsze zamknięcie rozdzielacza (Rys. 6a). Ten efekt wynika z zastosowanego w badaniach sposobu zasilania cewki elektomagnesu rozdzielacza, którego istotą są równe co do wartości czasy otwarcia suwaka rozdzielacza (odcinki A₁-C₁), przy nieziennej pojemności kondensatora, czyli przy stałej wartości prądu (Rys. 6a). Jak widać im mniejsza wartość



Rys. 5. Przebiegi wzniosów zaworu rozrządu przy stałej wartości ciśnienia (18 MPa) i różnych wartościach prądu zasilającego cewkę elektromagnesu rozdzielacza hydraulicznego (odpowiednio dla kondensatorów: I – 1000 μF , II – 800 μF , III – 530 μF)

Fig. 5. Courses of valve lifts for constant supply pressure 18 MPa and different currents of distributor solenoid coil (for capacitors: I – 1000 μF , II – 800 μF , III – 530 μF)



Rys. 6. Przebiegi wzniosów zaworu przy stałej wartości prądu (kondensator 1000 μF) i różnych wartościach ciśnienia czynnika roboczego (I – 18 MPa, II – 15 MPa, III – 12 MPa, IV – 10 MPa, V – 8 MPa, VI – 5 MPa, VII – 2 MPa): a – przebiegi zarejestrowane dla modelu doświadczalnego (Rys. 2), b – przebiegi możliwe do uzyskania przy zastosowaniu innego układu sterowania cewką elektromagnesu rozdzielacza hydraulicznego

Fig. 6. Courses of valve lift for constant current (capacitor 1000 μF) and different values of supply pressure (I – 18 MPa, II – 15 MPa, III – 12 MPa, IV – 10 MPa, V – 8 MPa, VI – 5 MPa, VII – 2 MPa): a – course for experimental model (Fig. 2), b – course possible for another control system of distributor solenoid coil

ciśnienia czynnika tym mniejsza jest wartość skoku zaworu (H). Towarzyszy temu coraz większe opóźnienie (Δt) w miarę zmniejszania ciśnienia czynnika roboczego, ponieważ konieczny czas narastania ciśnienia do otwarcia suwaka jest coraz dłuższy. Stąd przy takim samym czasie prądu podtrzymującego otwarcie suwaka zawór rozrządu będzie zamykał się coraz wcześniej (punkty D_I, D_{II}, D_{III}). Towarzyszy temu mniejszą prędkość przy otwieraniu zaworu rozrządu dla niższych ciśnień zasilania.

W przypadku rzeczywistego układu: napęd – zawór – sprężyna taka regulacja czasoprzekroju byłaby regulacją mieszaną. Inną odmianą regulacji czasoprzekroju wynikającą ze zmiany wartości ciśnienia czynnika roboczego może być regulacja polegająca na wydłużaniu czasu trwania otwarcia zaworu rozdzielacza, a zatem wydłużania odcinka (A_1-C_1) w miarę zmniejszania ciśnienia czynnika roboczego (Rys. 6b). Ta odmiana regulacji, a ściślej przebiegi wzniosów zaworu zostały stworzone z wykorzystaniem przebiegów z Rys. 6a przy założeniu innego sposobu sterowania czasem działania prądu zasilającego cewkę elektromagnesu rozdzielacza hydraulicznego.

7. Podsumowanie

Omówione powyżej właściwości hydraulicznego napędu zaworów rozrządu szybkoobrotowego silnika samochodowego wskazują na jego duże możliwości regulacyjne. Możliwe jest bardzo szybkie otwarcie zaworu rozrządu (w czasie około 2-3 ms), przy jego typowym wzniosie wynoszącym około 6-7 mm. Zamykanie zaworu odbywa się wolniej niż jego otwieranie, ze względu na wymuszenie ruchu powrotnego przez sprężynę. Możliwa jest w szerokim zakresie zmiana kąta i czasoprzekroju zaworu rozrządu poprzez dobór początku i okresu otwarcia oraz wzniosu zaworu. Aby wykorzystać możliwości rozrządu hydraulicznego, należy zasilać układ ciśnieniem roboczym o wartości około 15 MPa. Spowoduje to: mniejsze opóźnienie ruchu zaworu rozrządu w stosunku do chwili pojawienia się sygnału sterującego, szybsze jego otwieranie, a także dużą wartość skoku zaworu rozrządu. Jedną z właściwości omawianego napędu jest duża szybkość osiadania zaworu rozrządu w jego gnieździe, wymagająca hamowania dobiegu tłoka napędu hydraulicznego.

Praca powstała w oparciu o badania własne oraz w ramach projektu badawczego NN509292835 finansowanego przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego.

Literatura

- [1] Osenga, M., *New Caterpillar Fuel System Aims To Expand Markets, Applications*, High Speed Diesels & Drives, No. 4-5, 1995.
- [2] Zbierski, K., *Tendencje w zasilaniu szybkoobrotowych silników o zapłonie samoczynnym*, Monografia, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 1998.
- [3] Zbierski, K., *Koncepcja i bezsilnikowe badania bezkrzywkowego elektrohydraulicznego rozrządu tłokowego silnika spalinowego*, Journal of Internal Combustion Engines, Kones 2006, Nałęczów 2006.
- [4] Zbierski, K., Smoczyński, M., *Napęd magnetoelektryczny. Przebiegi sił – cz. III*, Napędy i sterowanie, Nr 5, 2007.
- [5] Zbierski, K., *Bezkrzywkowy magnetoelektryczny rozrząd czterosuwowego silnika spalinowego*, Monografia, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź, 2007.
- [6] Zbierski, K., *Napęd magnetoelektryczny. Właściwości – cz. II*, Napędy i sterowanie, Nr 2, 2007.
- [7] Zbierski, K., Smoczyński, M., *Rozrząd bezkrzywkowy czterosuwowego silnika spalinowego na tle rozrządu krzywkowego*, Archiwum Motoryzacji, Nr 3, 2007.
- [8] Tai, Ch., Tsao, T., *Quiet Seating Control Design of an Electromagnetic Engine Valve Actuator*, Department of Mechanical and Aerospace Engineering University of California, ASME, Los Angeles CA, 2001.

- [9] Aaltonen, J., Vilenius, M., *Electrohydraulic Valvetrain for Extreme Value Diesel Engine*, www.IHA_TUKEVA-article_2002, Tampere University of Technology/Institute of Hydraulics and Automation, Tampere, Finland 2002.
- [10] Barros da Cunha, S., Hedrick, K., Pisano, A., *Variable Valve Timing By Means of a Hydraulic Actuation*, Society of Automotive Engineers, SP-1523, 2000.
- [11] Denger, D., Mischker, K., *Die elektrohydraulische Ventilsteuerung*, Motortechnische Zeitschrift, Nr. 12, 2004.
- [12] Groene, O., *The Electronically Controlled ME Engine*, MAN B&W Diesel, Denmark, Sympozjum Silników Spalinowych. H. Cegielski Poznań S.A., 2003.
- [13] Mańczak, J., *Silnik okrętowy Sulzer RT-flex 60 C dla statków średniej wielkości*, Sympozjum Silników Spalinowych. H. Cegielski Poznań S.A., 2003.