

WERYFIKACJA MODELU HYDRAULICZNEGO NAPĘDU JEDNOSTRONNEGO DZIAŁANIA DLA ZAWORÓW SILNIKOWYCH

MARIUSZ SMOCZYŃSKI¹, TOMASZ SZYDŁOWSKI²

Politechnika Łódzka

Streszczenie

W artykule został opisany uzupełniony i zweryfikowany model hydraulicznego napędu jednostronnego działania dla zaworów rozrządu tłokowego silnika spalinowego. W proponowanym napędzie, jako rozdzielacz wykorzystano elektrozawór Caterpillar z systemu HEUI. Jako element wykonawczy zastosowano komercyjny siłownik hydrauliczny. Badania eksperymentalne i weryfikacyjne przeprowadzono z wykorzystaniem stanowiska badawczego. Przygotowany model składał się z następujących części: elektrycznej, mechanicznej oraz hydraulicznej. Model napędu został podzielony na modele: układu sterującego, cewki elektromagnesu rozdzielacza o zmiennej indukcyjności, suwaka rozdzielacza wraz ze zworką, siłownika hydraulicznego, zaworu i sprężyny zaworowej, komory roboczej rozdzielacza, przepływu przez szczelinę zasilającą i przelewową rozdzielacza oraz komory roboczej siłownika. Szczegółowo omówiono modele przygotowane lub uzupełnione podczas badań weryfikacyjnych oraz weryfikację modelu układu sterującego i cewki elektromagnesu rozdzielacza. Pokazano strukturę całego modelu, a także zależności pomiędzy danymi wejściowymi i wyjściowymi poszczególnych modeli składowych. Porównano przebiegi napięcia oraz natężenia prądu sygnału sterującego uzyskane z badań eksperymentalnych i z symulacji, jak również przebieg wzniosu oraz parametry ruchu zaworu uzyskane z badań eksperymentalnych oraz z symulacji. Uzyskano dużą zgodność przebiegów wzniosu zaworu otrzymanych z badań eksperymentalnych oraz badań symulacyjnych. Tak przygotowany i zweryfikowany model stał się narzędziem do badań właściwości hydraulicznego napędu jednostronnego działania dla zaworów silnikowych tłokowego silnika spalinowego.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, bezkrzywkowy napęd zaworów, napęd hydrauliczny

1. Wprowadzenie

Podczas prac prowadzonych nad rozrządem hydraulicznym tłokowych silników spalinowych [1] przebadano, jako jeden z możliwych, hydrauliczny napęd jednostronnego działania [7,8,9,10]. Przygotowano model matematyczny takiego napędu, który przedstawiono w jednym z poprzednich artykułów [2]. Podstawowym elementem takiego napędu był hydrauliczny siłownik jednostronnego działania, służący do otwierania zaworu tłokowego

¹ Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, e-mail: mariusz.smoczynski@p.lodz.pl, tel. 42 631 23 90

² Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, e-mail: tomasz.szydowski@p.lodz.pl, tel. 42 631 23 95

silnika spalinowego. Jako zawór sterujący wytypowano elektrozawór z wysokociśnieniowego pompowtryskiwacza silnika o zapłonie samoczynnym. Ruch powrotny zaworu był natomiast wymuszany sprężyną zaworową. W napędzie przewidziano także zastosowanie hydropneumatycznego akumulatora służącego do zmniejszania pulsacji ciśnienia oleju zasilającego.

Dla potrzeb badań weryfikacyjnych oraz eksperymentalnych przygotowano stanowisko badawcze, które umożliwiło sprawdzenie przygotowanego modelu. Stanowisko oraz wyniki i wnioski wynikające z badań eksperymentalnych przedstawiono w jednym z poprzednich artykułów [3]. Stanowisko to umożliwiło realizację pojedynczych wzniosów zaworu oraz pomiary podstawowych parametrów hydraulicznego napędu jednostronnego działania. Jako rozdzielacz zastosowano elektrozawór firmy Caterpillar z systemu HEUI, wysokociśnieniowego pompowtryskiwacza silnika o zapłonie samoczynnym. Jako element wykonawczy zastosowano komercyjny siłownik hydrauliczny. Elementy połączono za pomocą standardowych przewodów z układów zasilania silników o zapłonie samoczynnym, a czynnikiem roboczym był olej silnikowy. W stanowisku badawczym wykorzystano typowy zawór szybkoobrotowego silnika spalinowego.

Podczas prowadzonych badań niezbędne okazało się zmodyfikowanie oraz uzupełnienie przygotowanego wcześniej modelu [2]. Artykuł opisuje uzupełniony i zweryfikowany model hydraulicznego napędu jednostronnego działania dla rozrządu tłokowych silników spalinowych.

2. Model hydraulicznego napędu jednostronnego działania

Wypracowana koncepcja napędu oraz przygotowane stanowisko badawcze spowodowały, że przygotowany model składał się z następujących części:

- elektrycznej (układ sterowania oraz cewka elektromagnesu rozdzielacza),
- mechanicznej (suwak elektromagnesu rozdzielacza, siłownik hydrauliczny wraz z zaworem i sprężyną zaworową),
- hydraulicznej (linia zasilania, komora i szczeliny rozdzielacza, komora siłownika hydraulicznego, kanały i przewody połączeniowe).

Biorąc pod uwagę koncepcję napędu oraz kolejność weryfikacji badawczej przygotowanego całego modelu i jego modeli składowych, przyjęto do dalszych rozważań następującą strukturę modelu, stosując wymienione w nawiasach oznaczenia:

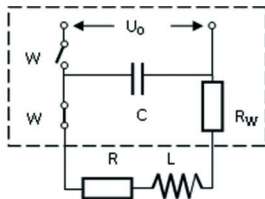
- model układu sterującego (badawczego) – **RLC**,
- model cewki elektromagnesu (ze zmienną indukcyjnością cewki) – **LC**,
- model elektromagnesu (współpraca cewki ze zwrorą elektromagnesu) – **EM**,
- model suwaka elektromagnesu (połączonego ze zwrorą) – **SU**,
- model szczeliny zasilającej rozdzielacza (stożkowej) – **SO**,
- model szczeliny powrotnej rozdzielacza (walcowej) – **SZ**,
- modele przepływu przez szczeliny –zasilającą **QO** i zwrotną **QZ**,

- model komory roboczej (rozdzielacz i łącznik z siłownikiem) – **RA**,
- model zaworu silnikowego (połączony z tłoczyskiem siłownika hydraulicznego) – **SH**,

Poniżej omówiono składowe modele matematyczne i symulacyjne wchodzące w skład całego modelu hydraulicznego napędu jednostronnego działania. Szczegółowo omówiono modele i zagadnienia nieomówione w poprzednich pracach.

Model badawczego układu sterującego RLC

Sterowanie rozdzielaczem hydraulicznym (elektrozaworem Caterpillar) podczas badań zrealizowano za pomocą elektrycznego układu, którego schemat został przedstawiony na rysunku 1. Założono, że do realizacji krótkiego czasu otwarcia rozdzielacza, wymagane napięcie zostanie uzyskane dzięki rozładowaniu kondensatora w chwili zamknięcia obwodu elektrycznego przełącznikiem W. Badawczy obwód sterujący jest więc obwodem **RLC** (oporność cewki R [Ω] i wewnętrzna R_w [Ω], indukcyjność cewki L [H] oraz pojemność kondensatora C [F]), w którym przebieg prądu sterującego rozdzielaczem oraz napięcia na okładkach kondensatora jest zależny od parametrów elementów składowych oraz napięcia źródła ładującego kondensator U_0 .



Rys. 1. Schemat elektryczny badawczego układu sterującego rozdzielaczem hydraulicznym:
C – kondensator, **R** – oporność cewki, **R_w** – oporność dodatkowa, **L** – indukcyjność cewki, **W** – przełącznik

Przy dostatecznie długim czasie ładowania kondensatora C , w obwodzie szeregowym **RLC** bez źródła siły elektromotorycznej:

$$u_C(t) + u_L(t) + u_R(t) = 0 \text{ [V]} \quad (1)$$

Zakładając spadki napięć na rezystancji, indukcyjności oraz pojemności:

$$u_R(t) = R \cdot i \quad u_L(t) = L \cdot \frac{di}{dt} \quad u_C = \frac{1}{C} \cdot \int i \cdot dt \text{ [V]} \quad (2)$$

gdzie: C - pojemność kondensatora [F], można uzyskać równanie całkowo-różniczkowe dla szeregowego obwodu **RLC** (uwzględniające zmienność indukcyjności cewki L oraz siłę elektromotoryczną indukcji generowaną podczas ruchu zwory cewki e_b):

$$\frac{d(L \cdot i)}{dt} + R \cdot i = U_0 - \frac{1}{C} \cdot \int i \cdot dt - R_w \cdot i - e_b \text{ [V]} \quad (3)$$

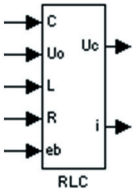
Prawa strona równania (3) wyraża malejące napięcie na zaciskach cewki rozdzielacza podczas rozładowywania kondensatora.

Oczywiste warunki początkowe to:

$$\begin{aligned} u_C(0) &= U_0 \text{ [V]} \\ i(0) &= 0 \text{ [A]} \\ q(0) &= C \cdot U_0 \text{ [C]} \end{aligned} \quad (4)$$

Dane wejściowe i wyniki modelu układu sterującego **RLC** pokazano w tabeli 1.

Tab. 1. Dane wejściowe i wyniki modelu układu sterującego **RLC**

	<p>Dane wejściowe:</p> <p>C - pojemność kondensatora, U_0 - napięcie ładowania kondensatora, L - indukcyjność cewki (zmienna wraz z ruchem zwory), R - oporność cewki, e - siła elektromotoryczna w cewce (generowana przez ruch zwory).</p> <p>Wyniki:</p> <p>U_c - napięcie na zaciskach rozdzielacza (pomocnicze), i - prąd w cewce rozdzielacza.</p>
--	--

Model cewki elektromagnesu LC

Do opisanego dynamicznego zachowania cewki wykorzystano model Cheunga. Jest on magnetycznym modelem nieliniowym. Został on wykorzystany podczas modelowania wtryskiwaczy silników o zapłonie samoczynnym [5,6].

Siła F_e oraz indukcyjność cewki L_e , zależne od prądu oraz przemieszczenia zwory elektromagnesu, mogą być wyrażone za pomocą następujących równań:

$$F_e(x, i) = \frac{\mu_0 \cdot N^2 \cdot A \cdot i^2}{x_e^2} \text{ [N]} \text{ and} \quad (5)$$

$$L_e(x) = \frac{\mu_0 \cdot N^2 \cdot A}{\frac{s}{\mu_r} + x_e} \text{ [H]}, \quad (6)$$

gdzie: x_e – przemieszczenie zwory cewki (także suwaka) [m], i – prąd w cewce elektromagnesu [A], N – liczba zwojów cewki [-], A – powierzchnia przekroju cewki [m²], s – długość ścieżki powrotnej strumienia magnetycznego [m], μ_0 – przenikliwość magnetyczna wolnej przestrzeni [H/m], μ_r – względna przenikliwość magnetyczna [-].

Oznaczając stałe wartości przez:

$$A_e = \mu_0 \cdot N^2 \cdot A, \quad (7)$$

$$B_e = \frac{S}{\mu_r} \quad (8)$$

oraz zauważając, że w przypadku braku zwory cewka posiada pewną indukcyjność L_0 zmodyfikowano wzory potrzebne do obliczeń indukcyjności do postaci:

$$F_e(x, i) = A_e \cdot \frac{i^2}{x_e^2} \text{ and} \quad (9)$$

$$L_e(x) = \frac{A_e}{B_e + x_e} + L_0 \quad (10)$$

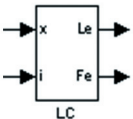
Zależność pomiędzy przesunięciem suwaka rozdzielacza x a odległością zwory od cewki elektromagnesu x_e jest oczywista:

$$x_e = x_0 + x_{mks} - x \quad (11)$$

gdzie: x_0 – odległość zwory od elektromagnesu dla suwaka w położeniu otwartym [m], x_{mks} – odległość zwory od elektromagnesu dla suwaka w położeniu zamkniętym [m].

Dane wejściowe i wyniki modelu cewki elektromagnesu **LC** pokazano w tabeli 2.

Tab. 2. Dane wejściowe i wyniki modelu cewki LC

	<p>Dane wejściowe: x – przesunięcie zwory i suwaka od położenia zamkniętego, i – prąd płynący przez cewkę,</p> <p>Wyniki: L_e – bieżąca indukcyjność cewki, F_e – bieżąca siła przyciągania suwaka ze zworą do cewki.</p>
---	---

Model suwaka rozdzielacza **SU**

Model suwaka rozdzielacza został szczegółowo omówiony w poprzednim artykule [2]. Dane wejściowe i wyniki modelu suwaka rozdzielacza **SU** pokazano w tabeli 3.

Tab. 3. Dane wejściowe i wyniki modelu suwaka SU

	<p>Dane wejściowe:</p> <p>p_0 – ciśnienie zasilania rozdzielacza, p_R – ciśnienie w komorze roboczej suwaka, F_e – siła generowana w cewce elektromagnesu.</p> <p>Wyniki:</p> <p>x' – prędkość ruchu suwaka, x – przemieszczenie suwaka.</p>
--	--

Model elektromagnesu EM

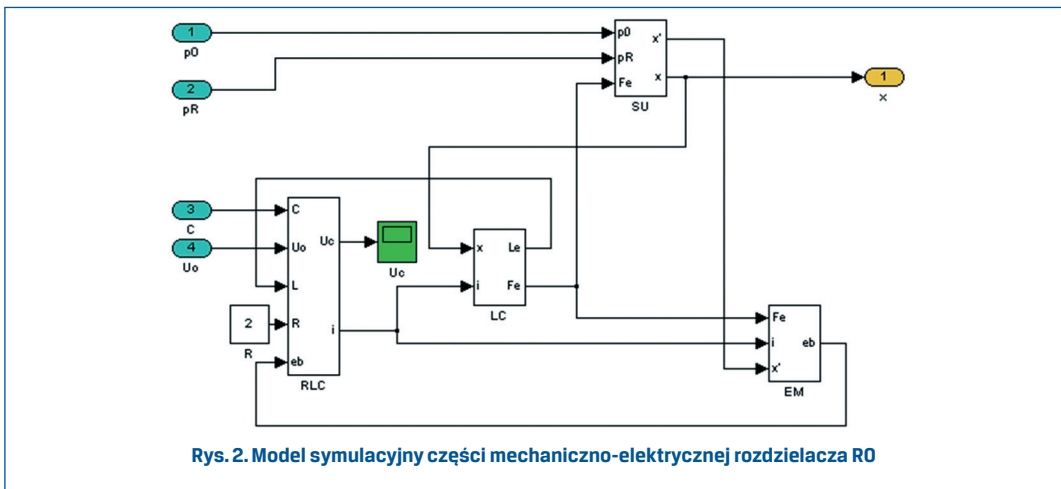
Model elektromagnesu został szczegółowo omówiony w poprzednim artykule [2]. Dane wejściowe i wyniki modelu elektromagnesu **EM** pokazano w tabeli 4.

Tab. 4. Dane wejściowe i wyniki modelu elektromagnesu EM

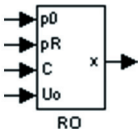
	<p>Dane wejściowe:</p> <p>F_e – siła generowana w cewce, i – prąd w cewce, x' – prędkość ruchu suwaka.</p> <p>Wyniki:</p> <p>e_b – siła elektromotoryczna indukcji generowana podczas ruchu stalowej zwory w polu magnetycznym cewki.</p>
--	---

Model części mechaniczno-elektrycznej rozdzielacza RO

Model części mechaniczno-elektrycznej rozdzielacza składa się z zaprezentowanych powyżej modeli: badawczego układu sterującego **RLC**, cewki **LC**, elektromagnesu **EM** oraz suwaka rozdzielacza **SU**. Jego strukturę i zależności pomiędzy modelami składowymi pokazano na rysunku 2. Dane wejściowe i wyniki modelu **RO** pokazano w tabeli 5.



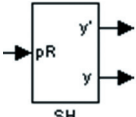
Tab. 5. Dane wejściowe i wyniki modelu części mechaniczno-elektrycznej rozdzielacza RO

	<p>Dane wejściowe:</p> <p>p_0 - ciśnienie zasilania rozdzielacza, p_R - ciśnienie w komorze roboczej suwaka, C - pojemność kondensatora, U_0 - napięcie ładowania kondensatora,</p> <p>Wyniki:</p> <p>x - przemieszczenie suwaka rozdzielacza.</p>
---	--

Model zaworu silnikowego i tłoka siłownika SH

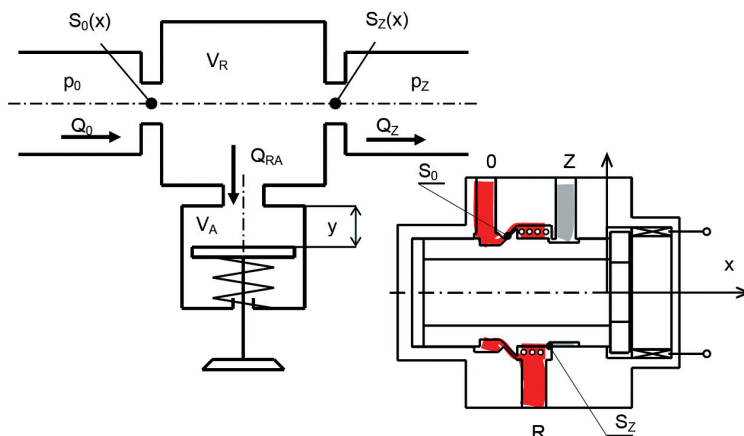
Model zaworu silnikowego wraz z tłokiem siłownika hydraulicznego został szczegółowo omówiony w artykule [3]. Uwzględniono w nim wpływ uderzenia zaworu o gniazdo podczas jego ruchu powrotnego. Oblicza on ruch tłoka siłownika wraz z zaworem. Dane wejściowe i wyniki modelu **SH** pokazano w tabeli 6.

Tab. 6. Dane wejściowe i wyniki modelu zaworu i tłoka siłownika SH

	<p>Dane wejściowe:</p> <p>p_R - ciśnienie w komorze roboczej suwaka.</p> <p>Wyniki:</p> <p>y - przemieszczenie siłownika wraz z zaworem, y' - prędkość ruchu siłownika wraz z zaworem.</p>
---	--

Model części hydraulicznej HY

Wykorzystano jednowymiarowy, uwzględniający ściśliwość cieczy model oparty na równaniu zachowania masy. Model ten oraz jego modele składowe opisano szczegółowo



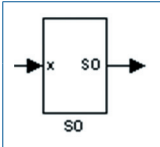
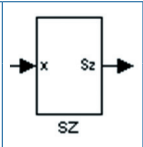
Rys. 3. Schemat hydraulicznej części badawczego napędu jednostronnego działania: V - objętości, p - ciśnienia, S - szczeliny, Q - natężenia przepływu, indeksy: A - siłownik, O - zasilanie, R - wylot do siłownika (komora robocza) Z - powrót

w poprzednim artykule [2]. W przypadku przygotowanego stanowiska badawczego, ze względu na sposób rozmieszczenia elementów [3], pominięto przewód łączący, tak więc model uległ uproszczeniu, co pokazano na rysunku 3.

Modele szczelin rozdzielacza **S0** i **SZ**

Kanał zasilający rozdzielacza łączy się komorą roboczą poprzez gniazdo stożkowe (pole przekroju **S0** – zmienia się wraz z ruchem suwaka). Kanał powrotny rozdzielacza łączy się z komorą roboczą przez szczelinę cylindryczną (pole przekroju **SZ** – zmienia się wraz z ruchem suwaka). Modele szczelin zostały szczegółowo omówione w poprzednim artykule [2]. Dane wejściowe i wyniki dla modeli szczelin pokazano w tabeli 7.


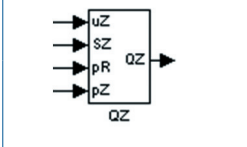
Tab. 7. Dane wejściowe i wyniki modeli szczelin **S0** i **SZ**

		<p>Dane wejściowe: x – przesunięcie suwaka rozdzielacza.</p> <p>Wyniki: S – pole powierzchni przekroju szczeliny.</p>
---	---	---

Modele przepływu przez szczeliny rozdzielacza **Q0** i **QZ**

Modele przepływu przez szczeliny zostały szczegółowo omówione w poprzednim artykule [2]. Dane wejściowe i wyniki modeli przepływów przez szczeliny pokazano w tabeli 8.

Table 8. Inputs and outputs of the models of oil flow through distributor gaps (**Q0** and **QZ**)


 	<p>Dane wejściowe:</p> <p>μ_0 – współczynnik czynnego przekroju szczeliny zasilającej, μ_z – współczynnik czynnego przekroju szczeliny przelewowej, S_0 – pole przekroju szczeliny zasilającej, S_z – pole przekroju szczeliny przelewowej, p_0 – ciśnienie zasilania, p_R – ciśnienie w komorze roboczej suwaka, p_z – ciśnienie w przelewie (atmosferyczne),</p> <p>Wyniki:</p> <p>Q_0 – natężenie przepływu przez szczelinę zasilającą, Q_z – natężenie przepływu przez szczelinę przelewową</p>
--	---

Model komory roboczej **RA**

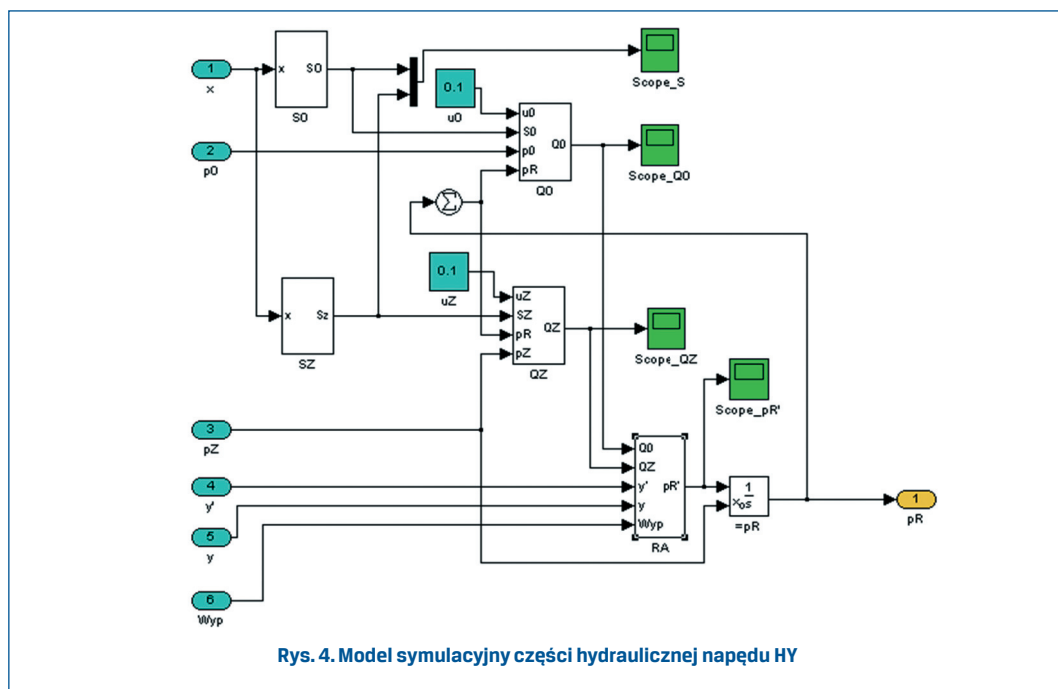
Ponieważ podczas weryfikacji wyników badań nie udało się uzyskać wystarczającego opóźnienia wzrostu ciśnienia w komorze roboczej, zmodyfikowano model komory roboczej tak, aby uwzględnić niewielki wpływ czynnika roboczego z komory rozdzielacza. Dopóki objętość komory roboczej V_R nie jest wypełniona w 100%, następuje uzupełnianie czynnika w komorze, dopiero później następuje podnoszenie ciśnienia. Zjawisko takie

zaobserwowano podczas badań, gdy następował ciągły wyciek przez przelew rozdzielacza. Modele komory roboczej szczegółowo omówiono w poprzednim artykule [2]. Dane wejściowe i wyniki modelu komory roboczej pokazano w tabeli 9.

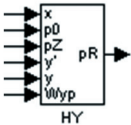
Tab. 9. Dane wejściowe i wyniki modelu komory roboczej RA

	<p>Dane wejściowe:</p> <p>Q_0 – natężenie przepływu przez szczelinę zasilającą. Q_Z – natężenie przepływu przez szczelinę przelewową. y' – prędkość ruchu tłoka siłownika hydraulicznego, y – przemieszczenie tłoka siłownika hydraulicznego, wyp – wypełnienie komory roboczej,</p> <p>Wyniki:</p> <p>p_R – prędkość zmian ciśnienia w komorze roboczej.</p>
---	---

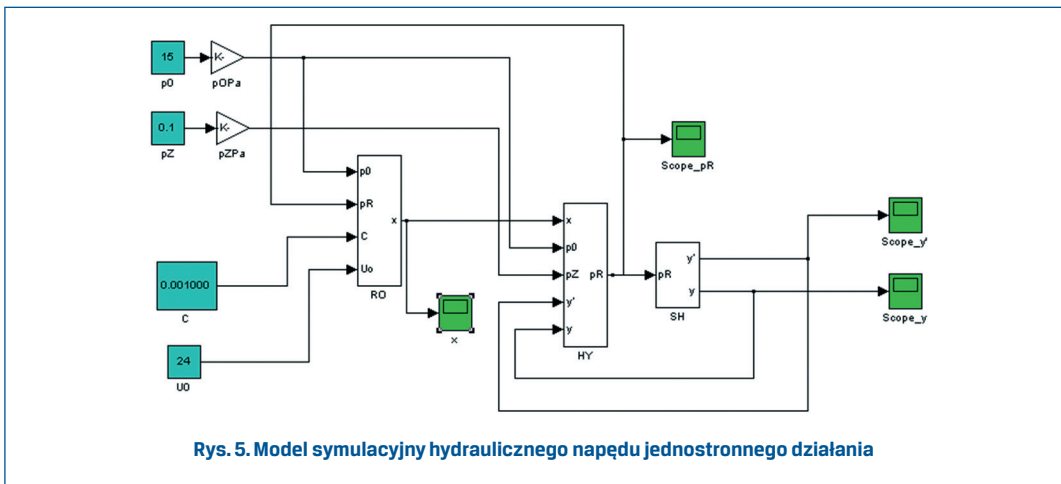
Omówione powyżej modele szczelin **SO** i **SZ**, przepływów przez szczeliny **QO** i **QZ** oraz komory roboczej **RA** tworzą model części hydraulicznej napędu **HY**. Strukturę modelu symulacyjnego części hydraulicznej pokazano na rysunku 4. Modele szczelin obliczają przepływy przez szczeliny zasilającą i przelewową. Na podstawie natężeń przepływów oraz parametrów ruchu tłoka siłownika obliczane jest ciśnienie w komorze roboczej p_R . Dane wejściowe i wyniki modelu części hydraulicznej pokazano w tabeli 10.



Tab. 10. Dane wejściowe i wyniki modelu części hydraulicznej **HY**

	<p>Dane wejściowe:</p> <p>x – przemieszczenie suwaka rozdzielacza, p_0 – ciśnienie zasilania, p_z – ciśnienie w przelewie (atmosferyczne), y' – prędkość ruchu tłoka siłownika hydraulicznego, y – przemieszczenie tłoka siłownika hydraulicznego, wyp – wypełnienie komory roboczej.</p> <p>Wyniki:</p> <p>p_r – ciśnienie w komorze roboczej.</p>
---	---

Cały model napędu jednostronnego działania składa się z przedstawionych powyżej modeli: części mechaniczno-elektrycznej **RO**, hydraulicznej **HY** oraz siłownika hydraulicznego **SH**. Jego strukturę pokazano na rysunku 5. Model części elektryczno-mechanicznej rozdzielacza **RO** jako wynik oblicza przemieszczenie suwaka rozdzielacza x . Model części hydraulicznej **HY** oblicza ciśnienie w komorze roboczej p_r . Model siłownika **SH** na jego podstawie oblicza parametry ruchu siłownika y i y' , a więc i parametry ruchu zaworu.



3. Weryfikacja modelu napędu jednostronnego działania

Poniżej omówiono wybrane badania weryfikacyjne modelu hydraulicznego napędu jednostronnego działania i jego podmodeli. Stanowiska badawcze napędu jednostronnego działania z rozdzielaczem Caterpillar opisane we wcześniejszej pracy [3] pozwoliły na przeprowadzenie badań, które umożliwiły wyznaczenie podstawowych wartości współczynników opracowanego modelu matematycznego oraz wykonanie na ich podstawie badań weryfikacyjnych modelu.

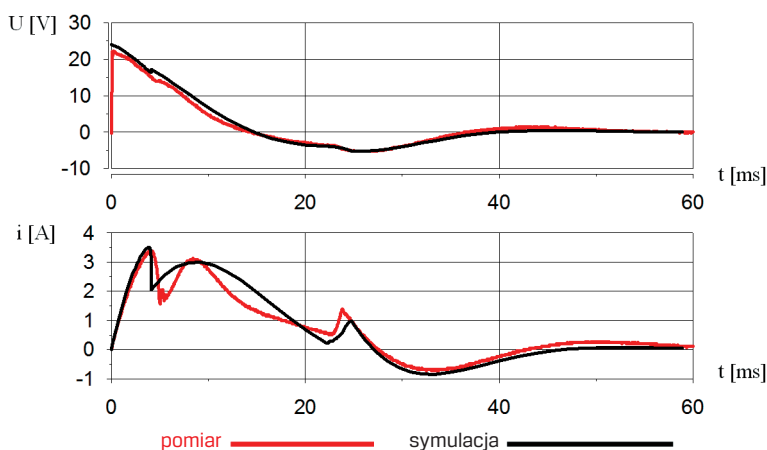
Weryfikacja modelu cewki elektromagnesu LC

Stałą indukcyjności początkową cewki, niezależną od położenia zwory, wyznaczono z badań $L_0=4,46$ mH, a pozostałe stałe wyznaczono aproksymując równanie (10) z wykorzystaniem metody najmniejszych kwadratów. Uzyskane wartości pozostałych stałych to: $A_e=4,91$, $B_e=0,39$. Stałą odległość zwory od elektromagnesu x_0 wyznaczono na podstawie zmierzonej indukcyjności rozdzielacza otwartego $L_{e0}=16,00$ i zamkniętego $L_{ez}=10,06$ oraz obliczenia odwrotnego odległości x_e z równania (10).

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń ustalono początkową odległość zwory na $x_0=0,035$ mm, a obliczony skok zwory (a więc i suwaka) pomiędzy położeniem zamkniętym a otwartym rozdzielacza Caterpillar wyniósł $x_{mks}=0,45$ mm, co jednocześnie potwierdziło dane uzyskane z analizy konstrukcji rozdzielacza.

Weryfikacja modelu części mechanicznej rozdzielacza RM

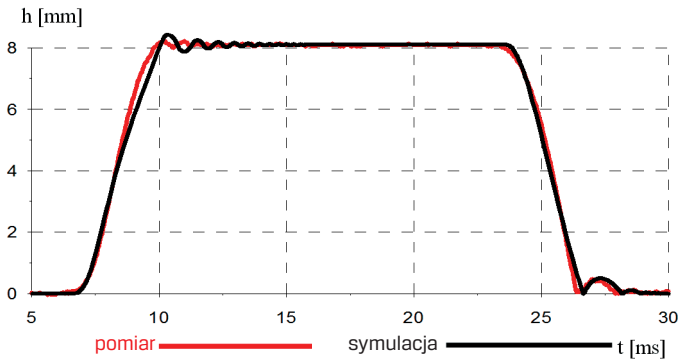
Podczas weryfikacji przyjęto ciśnienia zasilania p_0 oraz robocze p_r jako wynoszące 0,1 MPa (pomiaru prowadzono bez włączonej pompy zasilającej). Przykładowe porównanie wyników pomiarów oraz symulacji pokazano na rysunku 6. Dla badawczego układu zasilania nie udało się uzyskać idealnej zgodności przebiegów prądu. Natomiast rozbieżności momentów otwierania oraz zamykania suwaka rozdzielacza nie przekraczały 1-2 ms, co uznano za wystarczającą dokładność dla celów badań modelowych – zwłaszcza, że układ badawczy wyzwalania z kondensatora był tymczasowym układem pomiarowym.



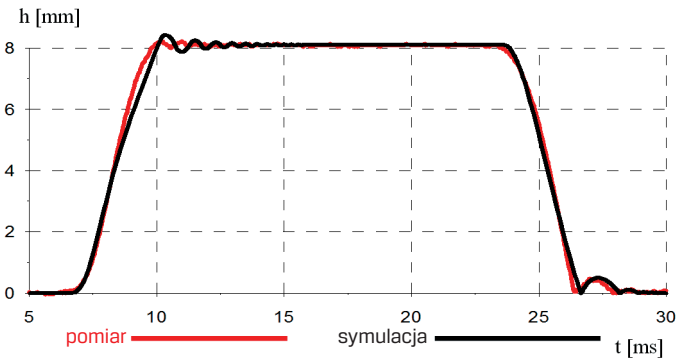
Rys. 6. Porównanie przykładowych wyników symulacji i badań części mechanicznej rozdzielacza [3] (1000 μ F, 24V)

Weryfikacja modelu hydraulicznego napędu jednostronnego działania

Na rysunkach 7 i 8 pokazano przykładowe porównania wyników badań stanowiskowych oraz wyników badań symulacyjnych.



Rys. 7. Porównanie wzniosu zaworu z badań stanowiskowych [3] oraz symulacyjnych ($p_0=10,0$ MPa, $C=1000$ μ F)



Rys. 8. Porównanie wzniosu zaworu z badań stanowiskowych [3] oraz symulacyjnych ($p_0=15,0$ MPa, $C=1000$ μ F)

Nie udało się idealnie odwzorować przesterowania zaworu podczas osiągnięcia przez niego maksymalnego wzniosu oraz uderzenia podczas osiadania zaworu w gnieździe podczas jego ruchu powrotnego. Szczegółowy przegląd wyników badań stanowiskowych wykazał, że w zależności od czasu przeprowadzania pomiarów (serii pomiarowych) przesterowania zaworu różniły się od siebie znacznie. Część pomiarów wykazywała stosunkowo niewielkie amplitudy (jak na rysunku 7) część znacznie większe (jak na rysunku 8), mimo identycznych ciśnień zasilania. Podobnie różniły się od siebie odbicia zaworu podczas jego osiadania w gnieździe – dla pojedynczych pomiarów odbicie było zdecydowanie mniejsze, a w pewnych przypadkach – było w ogóle niezauważalne. Nie dobierano więc indywidualnie współczynników dla każdego pomiaru. Starano się natomiast uzyskać dużą zgodność przebiegu wzniosu podczas otwierania oraz zamykania zaworu.

W trakcie badań weryfikacyjnych stwierdzono rozbieżności w przebiegach ciśnienia w komorze roboczej siłownika, uzyskiwanych z badań symulacyjnych i stanowiskowych. Przyczyną tego było nieuwzględnienie w modelu zjawisk falowych po stronie zasilania, związanych z nagłym otwarciem zaworu oraz osiągnięciem przez zawór maksymalnego wzniosu i gwałtownego zatrzymania tłoczyska siłownika hydraulicznego w jego kontakcie ze zderzakiem. Zjawiska te są silnie zależne od długości i kształtu przewodów, a na ich obserwację ma duży wpływ położenie czujników pomiarowych. Pomimo pominięcia w modelu zjawisk falowych, uzyskano zadowalającą zgodność przebiegów wzniosu zaworu (podczas jego otwierania oraz zamykania) otrzymywanych podczas badań stanowiskowych oraz symulacyjnych. Przebieg wzniosu zaworu był najważniejszym parametrem dla oceny hydraulicznego rozrządu, dlatego uznano model za wystarczający i wykorzystano go podczas dalszych badań symulacyjnych.

4. Podsumowanie

Artykuł prezentuje zweryfikowany model hydraulicznego napędu zaworu jednostronnego działania. Model zweryfikowano i zmodyfikowano dzięki badaniom stanowiskowym przeprowadzonym z wykorzystaniem specjalnie przygotowanego stanowiska badawczego. W artykule zawarto wybrane wyniki eksperymentalnej weryfikacji ww. modelu. Przedstawione porównania wybranych parametrów pokazują dobrą zgodność przebiegów uzyskiwanych podczas badań stanowiskowych oraz symulacyjnych. Uzyskano wystarczającą zgodność przebiegów parametrów elektrycznych dla układu sterującego. Otrzymano także wystarczającą zgodność przebiegów wzniosu zaworu podczas faz jego otwierania oraz zamykania. Był to najważniejszy parametr służący do oceny analizowanego modelu rozrządu.

W trakcie weryfikacji modelu stwierdzono rozbieżności uzyskanego podczas badań symulacyjnych przebiegu ciśnienia w komorze roboczej siłownika w stosunku do tego uzyskanego z badań stanowiskowych. Różnice w przebiegach wynikały z nieuwzględnienia w modelu zjawisk falowych związanych z nagłym otwieraniem zaworu oraz gwałtownym zatrzymaniem tłoczyska siłownika po jego kontakcie ze zderzakiem. Uwzględnienie zjawisk falowych w czynniku sterującym powinno zwiększyć dokładność modelu.

Literatura

- [1] BARROS da CUNHA S., HEDRICK K., PISANO A.: *Variable Valve Timing By Means of a Hydraulic Actuation*. Society of Automotive Engineers 2000, SAE 2001-01-1220, SP-1523.
- [2] SMO CZYŃSKI, M., SZYDŁOWSKI, T.: *Model of Hydraulic Single-Acting Drive for Valves of Internal Combustion Engines*. Journal of KONES: Powertrain and Transport, Vol. 16, No. 1, pp. 465–472, 2009.
- [3] SMO CZYŃSKI, M., SZYDŁOWSKI, T.: *Examining the properties of single-acting hydraulic drive for valves of internal combustion engines*. The Archives of Automotive Engineering, Vol. 60, No. 2, 2013, Scientific Publishing House of PIMOT 2013.
- [4] SZYDŁOWSKI, T., SMO CZYŃSKI, M.: *Model of Hydraulic Double-Acting Drive for Valves of Internal Combustion Engines*. Journal of KONES: Powertrain and Transport, Vol. 16, No. 1, pp. 487–494, 2009.

- [5] TRAN X. T., MILTON B., WHITE T., TORDDON M.: *Modelling HEUI injector in MATLAB SIMULINK*. Proceedings of the 2003 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM 2003), Japan 2003.
- [6] TRAN X. T.: *Modelling and Simulation of Electronically Controlled Diesel Injectors*. Thesis for the degree of Master of Engineering, The University of New South Wales, August 2003, Sydney.
- [7] ZBIERSKI, K., SMO CZYŃSKI, M.: *Motion Properties of Hydraulically Actuated Valve Train*. Journal of KONES: Powertrain and Transport, Vol. 16, No. 3, pp. 517–526, 2009.
- [8] ZBIERSKI, K.: *Koncepcja i wstępne badania elektrohydraulicznego rozrządu tłokowego silnika spalinowego*. Journal of KONES, Vol. 13, No. 3. pp. 443–453, 2006.
- [9] ZBIERSKI K., SZYDŁOWSKI T.: *Napęd hydrauliczny zaworu rozrządu tłokowego silnika spalinowego. Istota, możliwości, własne koncepcje – cz. I. Napędy i Sterowanie 10/2007*.
- [10] ZBIERSKI, K., SZYDŁOWSKI, T.: *Napęd hydrauliczny zaworu rozrządu tłokowego silnika spalinowego. Model i podstawowe parametry napędu jednostronnego działania – cz. II. Napędy i Sterowanie 7–8/2008*.