

Artur GUZOWSKI¹
Andrzej SOBCZYK¹

KONCEPCJA HYDROSTATYCZNEGO UKŁADU JAZDY TYPU „SKID STEER” TERENOWEGO POJAZDU SPECJALNEGO PRZEZNACZENIA

Artykuł przedstawia pierwszy etap realizacji koncepcji budowy pojazdu terenowego z elektrohydraulicznym układem sterowania poprzez modernizację prototypowego pojazdu terenowego z napędem hydrostatycznym. Głównym celem projektu jest zbudowanie układu sterowania mechanizmem jazdy, pozwalającego na użycie zaawansowanych procedur monitorowania warunków obciążenia i sprzężonych z nimi algorytmów sterowania. Przedstawiono zakres niezbędnych podstawowych zmian w strukturze układu napędu i sterowania, aby możliwe było osiągnięcie postawionych celów. Układ napędu i sterowania wzbogacono o elementy, które zostały dobrane w oparciu o wstępne obliczenia. Zmiany w strukturze układu umożliwiły mają m.in. przełączanie zasilania silników hydrostatycznych z równoległego na szeregowy. Sterowanie wysokością położenia każdego z kół ułatwi poruszanie się po nierównościach i pochyłościach terenu, jak i pokonywanie przeszkód. Końcowa ocena opisanych zmian w układzie sterowania będzie dokonana podczas testów poligonowych, w czasie których układ kontrolno-pomiarowy umożliwi sprawdzenie i ocenę różnych algorytmów sterowania.

1. WSTĘP

Powszechnie stosowane hydrostatyczne układy napędowe w maszynach mobilnych, w miarę postępującej automatyzacji ich pracy, w coraz większej liczbie zastosowań są tematem licznych prac badawczo-rozwojowych i projektowych[3],[4]. Główne kierunki badań to poprawa pracy układu napędowego pod kątem oszczędności energii, zużycia paliwa i emisji spalin [6]. Istotnym celem, związanym z powyższymi kierunkami, jest przy tym poprawa ergonomii pracy maszyny, jak i układu maszyna - operator. Współczesne układy napędu i sterowania bardzo często mają za zadanie przejąć większość zadań człowieka, co sprowadza się jedynie do przejęcia informacji, który mechanizm roboczy ma działać, w jakim kierunku, czy z jaką prędkością lub siłą. Dlatego też nowe maszyny są jednostkami po części autonomicznymi, gdyż układ kontrolny, uwzględniając dodatkowo warunki zewnętrzne, dobiera parametry pracy odpowiednich podzespołów z uwzględnieniem żądań pochodzących od operatora [5].

¹Zespół Napędu i Sterowania Hydraulicznego, Instytut Konstrukcji Maszyn, Politechnika Krakowska

Tematykę takiego inteligentnego sterowania napędem jazdy rozwijają wojskowe centra naukowe przy współpracy z firmami, które specjalizują się w produkcji elementów hydraulicznych oraz wiodącymi firmami od automatyzacji i sterowania w rozwiązaniach mobilnych. W dostępnych materiałach źródłowych można znaleźć jedynie częściowe informacje dotyczące budowy układów napędowych. Natomiast trudniejsze jest dotarcie do szczegółowych danych dotyczących algorytmów sterowania. Innymi ośrodkami propagującymi napędy hydrostatyczne w maszynach mobilnych są producenci elementów hydraulicznych przy współpracy z ośrodkami naukowymi. Firmy te w ostatnich latach rozwijają i propagują zastosowanie tak zwanych zabudowanych systemów sterowania (*embedded systems*), które stanowią zintegrowane informatyczne układy sterowania zarządzające hydraulicznymi elementami wykonawczymi, jakimi są na przykład pompy, silniki, zawory sterujące ciśnieniem lub natężeniem przepływu.

W Polsce aktualnie najpoważniejszym ośrodkiem badawczym tego typu wydaje się być konsorcjum BPL (Bezzałogowe Platformy Lądowe), do którego należy między innymi firma Hydromega, Wojskowa Akademia Techniczna, Wojskowy Instytut Techniki Pancernej i Samochodowej, Centrum Innowacji NOT oraz firma WB Electronics. Efektem tej współpracy, jest opracowana rodzina pojazdów specjalistycznych kołowych z napędem hydrostatycznym: Lewiatan, Dromader, Marek, Boguś oraz podwozie gaśnicowe przeznaczone dla pojazdów specjalnych (rys. 1).



Rys. 1. Produkty konsorcjum BPL (zdjęcie z www.hydromega.com.pl)
Fig. 1. Products of BPL consortium (picture from the website www.hydromega.com.pl)

Dla przykładu (według informacji producenta) robot Marek ma hydrostatyczny układ przeniesienia napędu w układzie 6x6, zasilany silnikiem wysokoprężnym o mocy 63kW, pozwalającym na uzyskanie maksymalnej prędkości jazdy rzędu 30-40km/h. Przeznaczeniem zdalnie sterowanej maszyny jest realizacja zadań związanych z ochroną konwojów, usuwaniem i neutralizacją niewybuchów, niewypałów, improwizowanych ładunków wybuchowych i innych niebezpiecznych materiałów. Zasięg pracy Marka w systemie

tele-operacji wynosi do 1500m. Manipulator ma zdolność do podejmowania z rowu lub leja ładunku o masie do 250kg i średnicy od 100 do 600mm, prefabrykatów z betonu, gruzu, głazów, elementów konstrukcji stalowych i drewnianych (na przykład prętów, kształtowników, belek, desek czy krawędziaków). Maksymalna wysokość podnoszenia manipulatora to 3,30m, a jego zasięg to 4,25m. Ażurowa łyżka pozwala na urabianie luźnych podłoży i odseparowania z nich przedmiotów o minimalnej średnicy powyżej 50mm.

Innym przykładem są hiszpańskie roboty firmy AUNAV (rys. 2). Wymiary tych urządzeń (bliższe wymiarom średniej koparki niż dużych robotów pirotechnicznych) wykluczają ich użycie wewnątrz budynków. Robot porusza się na sześciu kołach i ma masę ponad 400kg. Manipulatoro 5 stopniach swobody ma napęd hydrauliczny i udźwig maksymalny 100kg. Stanowisko operatora stanowi komputer typu laptop z dołączonym do niego joystickiem.



Rys. 2. Robot wielozadaniowy firmy AUNAV
Fig. 2. Multifunctional Spanish mobile robot AUNAV



Rys. 3. Obiekt badań – pojazd prototypowy z napędem hydrostatycznym
Fig. 3. Object of study - a test vehicle with hydrostatic drive

W dalszej części artykułu przedstawiono zakres modernizacji i rozbudowy skonstruowanego w laboratorium napędów hydraulicznych Instytutu Konstrukcji Maszyn Politechniki Krakowskiej prototypowego pojazdu, wyposażonego w stały wydatkowy układ zasilania silników hydrostatycznych mechanizmu jazdy. Miało to na celu stworzenie układu sterowania układem jazdy maszyny mobilnej, pozwalającego na wprowadzenie zaawansowanych procedur monitorowania warunków pracy i skojarzonych z nimi algorytmów sterowania (rys. 3).

Zmodyfikowany pojazd z tak pomyślanym napędem hydrostatycznym ma być obiektem badań napędu jazdy maszyny mobilnej do specjalnego przeznaczenia. Dlatego w dalszej części artykułu przedstawiono zakres wprowadzanych zmian, które będą miały wpływ na możliwość realizacji postawionych przed układem zadań.

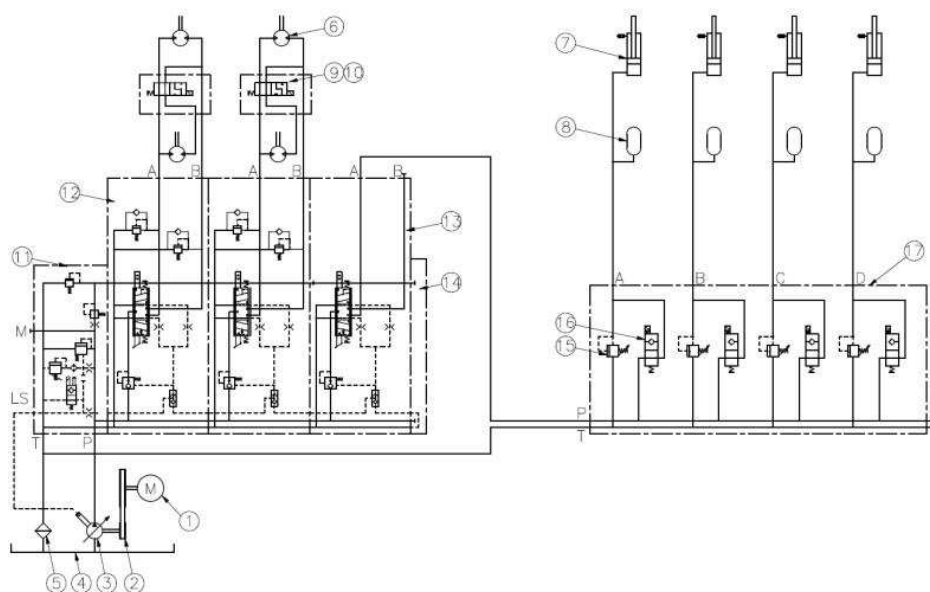
2. OBIEKT BADAŃ

Obiektem umożliwiającym realizację założeń badawczych był terenowy pojazd kołowy z napędem hydrostatycznym typu „skid steer”. Zakładane główne cechy charakteryzujące pojazd, to zdolność pokonywania wzniesień o dużym nachyleniu, napęd na 4 koła, założona prędkość maksymalna w terenie do 30 km/h, niezależne zawieszenie, regulowany prześwit podwozia od 250 do 550mm, przy masie całkowitej pojazdu nie przekraczającej 500kg.

Schemat zmodernizowanego hydrostatycznego układu napędowego pojazdu przedstawiono na rysunku 4. Układ ten składa się z silnika spalinowego (1) (Fiat 126p o mocy 24KM (17,6kW), połączonego poprzez przekładnię mechaniczną (2) z pompą hydrauliczną o zmiennej wydajności (3), zastępującą dotychczas stosowaną pompę SNP3/33 o stałej wydajności. Zadaniem pompy jest przekazanie wygenerowanej energii hydraulicznej do czterech wysokomomentowych silników hydrostatycznych o stałej chłonności typu OMS315 (6). Silniki mogą być połączone ze sobą szeregowo lub równolegle poprzez odpowiednie przesterowanie rozdzielaczy suwakowych 4/2 (9). Kierunek obrotów silników definiowany jest przesterowaniem dwóch pierwszych sekcji rozdzielacza proporcjonalnego PVG32 4/3 (4), podczas gdy ostatnia sekcja odpowiedzialna jest za zasilanie układu czterech siłowników (7), służących do regulacji prześwitu podwozia, niezależnie dla każdego z kół. W praktyce operator nadaje odpowiedni kierunek jazdy lub wielkość prześwitu i kąt pochylenia za pomocą dwóch dwuosiowych joysticków, które generują proporcjonalne sygnały elektryczne, sterujące poszczególną sekcją rozdzielacza. Wychylenie pierwszego joysticka decyduje o jeździe do przodu lub do tyłu oraz o kierunku skręcania.

Drugi natomiast pozwala na nachylenie podwozia w odpowiednią stronę względem geometrycznego środka maszyny. W przypadku różnicy napięć sygnałów sterujących dochodzi do zmiany kierunku jazdy pojazdu lub kąta nachylenia pojazdu. Szczegółowe informacje na temat systemu kontroli głównych parametrów pracy i samego kontrolera przedstawiono w punkcie 4.

Pełny wykaz elementów układu napędu i sterowania przedstawiono w tabeli 1.



Rys. 4. Schemat ideowy hydrostatycznego układu napędowego pojazdu
 Fig. 4. Schema of the hydrostatic drive and control system of the vehicle

Tabela 1. Wykaz elementów układu hydraulicznego według rysunku 4
 Table 1. List of components of the hydraulic system according to figure 4

Nr	Nazwa elementu	Szt.	Typ/Symbol	Firma
1	Silnik spalinowy, 17.6 kW	1	-	Fiat (126p)
2	Przekładnia pasowa $i=2.33$	1	-	-
3	Pompa hydrauliczna, 33.1 cm ³ /obr	1	SNP3 033	Sauer-Danfoss
4	Zbiornik, 170 dm ³	1	-	Polit. Krakowska
5	Filtr oleju, 10 μ m, max 12 bar	1	CA152E CD1	Sofima
6	Silnik hydrauliczny, 314.9 cm ³	1	OMS315	Sauer-Danfoss
7	Siłownik hydrauliczny, 25x100	4	-	WSK Delta Mielec
8	Akumulator, 0.6 dm ³ , max 165 bar	4	B78217	WSK Delta Mielec
9	Rozdzielacz suwakowy 4/2, 24 V	2	WE10 LA-1X/G24NZ4	Ponar-Wadowice
10	Płyta przyłączeniowa	2	G67/01	Ponar-Wadowice
11	LS Blok pompy	1	-	Sauer-Danfoss
12	LS Blok sekcja 1-2	2	-	Sauer-Danfoss
13	LS Blok sekcja 3	1	-	Sauer-Danfoss
14	Płyta zaślepiająca	1	-	Sauer-Danfoss
15	Zawór przelewowy nabojoy	4	UZP06/02-315-2	Ponar-Wadowice
16	Zawór nabojoy 2/2 jedn. szczelny	4	2URES6A3-12/2M1G24Z4	Ponar-Wadowice
17	Blok przyłączeniowy	1	-	Polit. Krakowska

3. UKŁAD NAPĘDOWY - PROBLEMY I ICH ELIMINACJA

Przedmiotowa modernizacja układu w szczególności dotyczy: sterowania silnikiem spalinowym i pompą hydrauliczną, zmiany przełożenia przekładni mechanicznej silnik-

pompa, doboru rozdzielaczy hydraulicznych oraz stworzenia odpowiedniego układu kontrolno-pomiarowego do współpracy z układem sterowania. Celem modernizacji było również usunięcie, zauważonych w czasie wstępnych testów, innych drobnych błędów konstrukcyjnych i użytkowych pojazdu.

3.1. SILNIK SPALINOWY

Jednostką napędową pojazdu jest silnik samochodu Fiat 126p o mocy 17,6kW, maksymalnej prędkości obrotowej 5600obr/min i maksymalnym momencie obrotowym 30Nm. Wartości te przyjęto do dalszych obliczeń doboru pozostałych elementów układu. Dodatkowo przewidziano zastosowanie rozłączalnego sprzęgła, pomiędzy silnikiem i pompą hydrauliczną, ułatwiającego rozruch. Ponieważ obciążeniem dla silnika będzie układ hydrauliczny napędu jazdy, postanowiono regulować prędkości wartość momentu, jakim może być obciążony, w taki sposób, aby dobrać najbardziej korzystne i możliwe do utrzymania optymalne warunki pracy układu napędowego.

3.2. POMPA

Pierwotnie stosowana w układzie pompa zębata o stałym wydatku była bezpośrednio połączona z wałem silnika spalinowego, co poza podstawowym ograniczeniem możliwości zmiany jej wydajności, limitowało również osiąganie przez silnik spalinowy wyższe prędkości obrotowe bez obawy uszkodzenia pompy (powyżej 3000obr/min.) [7].

Na obecnym etapie modernizacji zastosowano pompę zębatą SNP3/33 o stałym wydatku jednostkowym $33,1\text{cm}^3/\text{obr}$, która napędzana jest przez silnik z wykorzystaniem przekładni mechanicznej o dobranym w p. 3.4 przełożeniu. Docelowo pompa ta zostanie zamieniona przez pompę o zmiennej wydajności.

3.3. PRZEKŁADNIA MECHANICZNA

Aby uniknąć przekroczenia dopuszczalnej prędkości obrotowej na wale napędowym pompy dobrano przekładnię mechaniczną umożliwiającą przełożenie prędkości obrotowej silnika spalinowego n_s na odpowiednią prędkość dla pompy hydraulicznej n_p , jak i momentu napędowego silnika M_s na moment pompy M_p .

Prędkość maksymalna na wale wejściowym pompy nie może przekraczać według katalogu [7] wartości 3000obr/min. Stąd przełożenie i , przy maksymalnej prędkości obrotowej silnika spalinowego równej 5600obr/min, powinno wynieść [1] nie mniej niż:

$$i = \frac{n_s}{n_p} = \frac{5600}{3000} = 1,87[-]. \quad (1)$$

Na tej podstawie dobrano przekładnię mechaniczną z pasem zębatym o nieco większym przełożeniu równym 2,33. Minimalna odległość między kołami przekładni wynosi 155mm, co uwzględniono podczas projektu jej zabudowy, ze względu na ograniczoną ilość miejsca na pojeździe. Przyjęte przełożenie prędkości pozwoli na pracę pompy z maksymalną prędkością do 2450obr/min, co mieści się w dopuszczalnym dla niej zakresie.

W kolejnym kroku sprawdzono wpływ tak dobranego przełożenia na wartość momentu napędowego pompy, a co za tym idzie na wartość możliwego do uzyskania ciśnienia maksymalnego w układzie. Przyjmując przy tym, że maksymalny moment, jaki można otrzymać na silniku M_s , wynosi około 30Nm (przy prędkości 4500obr/min). Przy wyznaczonym przełożeniu moment na wałku pompy wyniesie:

$$M_p = i \cdot M_s = 2,33 \cdot 30 = 69,9 [Nm] \quad (2)$$

Znając moment na wejściu pompy hydraulicznej i jej wydatek jednostkowy q_p można wyznaczyć ciśnienie, przy jakim pompa nie przekroczy dopuszczalnych wartości ze względu na moment silnika spalinowego, z poniższego wzoru:

$$M_p = \frac{q_p \cdot p}{2\pi} \quad (3)$$

Stąd ciśnienie dopuszczalne przy maksymalnych obciążeniach wyniesie:

$$p = \frac{M_p \cdot 2\pi}{q_p} = \frac{69,9 \cdot 2\pi}{33,1} = 13,3 [MPa] \quad (4)$$

W praktyce można przyjąć, że maksymalna wartość ciśnienia w układzie, możliwego do przeniesienia, będzie miała miejsce w dwóch sytuacjach. Po pierwsze w momencie, kiedy będziemy chcieli ruszyć pojazdem z miejsca, w celu pokonania dużych sił bezwładności oraz określonych oporów ruchu. Po drugie, w przypadku pojawienia się przeszkody, dla pokonania której należy dysponować odpowiednim momentem obrotowym na silnikach hydraulicznych napędzających bezpośrednio koła pojazdu. Poza tym wartości ciśnienia jazdy z ustaloną prędkością będą poniżej wartości maksymalnych i wynikać będą z chwilowych oporów toczenia.

Podjęto również próbę oceny wartości maksymalnej prędkości jazdy przy założeniu, że powstały wtedy moment oporów nie przekroczy oszacowanej wartości maksymalnej, a tym samym ciśnienia, przy którym nastąpi ograniczenie prędkości, ze względu na rozwijany przez silnik spalinowy moment napędowy. Przy tak przyjętych założeniach, znając prędkość maksymalną pompy n_p oraz wydatek jednostkowy q_p , natężenie przepływu Q_p w linii tłocznej z pompy wyniesie:

$$Q_p = \frac{n_p \cdot q_p}{1000} = \frac{2450 \cdot 33,1}{1000} = 81,1 [dm^3 / min] \quad (5)$$

Ponieważ dla zastosowanych, do napędu kół, silników hydrostatycznych wolnoobrotowych chłonność jednostkowa wynosi $315\text{cm}^3/\text{obr}$, uwzględniając promień koła równy $0,28\text{m}$ otrzymamy:

- a) dla szeregowego połączenia dwóch silników hydraulicznych po jednej stronie pojazdu
- prędkość obrotowa silników wyniesie:

$$n_{sh} = \frac{1000 \cdot Q_p}{a \cdot q_p} = \frac{81,1 \cdot 1000}{2 \cdot 315} \cong 129[\text{obr} / \text{min}] \quad (6)$$

gdzie: a jest liczbą wynikającą z dzielenia strumienia cieczy na dwie strony układu napędu hydraulicznego pojazdu,

- stąd, teoretycznie, prędkość jazdy osiągnie wartość [2]:

$$v_{sh} = \frac{n_{sh} \cdot \pi \cdot d}{60} = \frac{129 \cdot 0,56 \cdot 3,14}{60} \cong 3,8[\text{m} / \text{s}] \cong 13,7[\text{km} / \text{h}] \quad (7)$$

- b) dla podłączenia równoległego 4 silników hydraulicznych:

- prędkość obrotowa silników, przy jeździe na wprost, wyniesie:

$$n_{sh} = \frac{1000 \cdot Q_p}{a \cdot q_p} = \frac{81,1 \cdot 1000}{4 \cdot 315} \cong 64[\text{obr} / \text{min}] \quad (8)$$

gdzie: a jest liczbą wynikającą z rozdzielenia strumienia cieczy na każdy z 4 silników,

- stąd prędkość jazdy, przy połączeniu równoległym, osiągnie wartość:

$$v_{sh} = \frac{n_{sh} \cdot \pi \cdot d}{60} = \frac{64 \cdot 0,56 \cdot 3,14}{60} \cong 1,9[\text{m} / \text{s}] \cong 6,9[\text{km} / \text{h}] \quad (9)$$

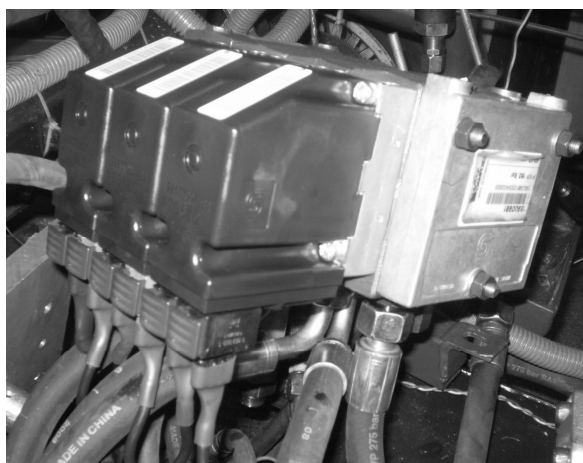
Sprawdzono przy tym, że wyznaczona wartość możliwych do osiągnięcia prędkości obrotowych silników hydraulicznych mieści się w zakresie podanym w kartach katalogowych producenta, tj. do maksymalnej wartości $240\text{obr}/\text{min}$.

Przy obliczeniach podstawowych parametrów układu, w podanych powyżej zależnościach, nie uwzględniono współczynników sprawności poszczególnych elementów wchodzących w skład układu, jak również nie uwzględniono obliczeń strat ciśnienia w instalacji układu. Będzie to uwzględnione na etapie walidacji modelu matematycznego w oparciu o badania doświadczalne w celu sparometryzowania modelu. Model symulacyjny będzie podstawą do poszerzonych badań, które prowadzone w ramach przygotowywanej

pracy doktorskiej pozwolą na określenie zachowania się układu, ograniczając do niezbędnego minimum prowadzenie kosztownych, szeroko zakrojonych badań na obiekcie rzeczywistym.

3.4. ROZDZIELACZE HYDRAULICZNE

Do sterowania pracą poszczególnych napędów, w tym również siłowników do podnoszenia podwozia, dobrano czterosekcyjny rozdzielacz proporcjonalny firmy Sauer-Danfoss PVG32 [8] (rys. 5). Uwzględniając tabelę 1 i rysunek 5, pierwsze sekcje (11 i 12) wykorzystywane wcześniej w układzie oryginalnym pojazdu zostały wsparte dodatkową sekcją (13). Będzie ona odpowiedzialna za układ podnoszenia, w celu realizacji niezależnego sterowania układem zawieszenia. Na oddzielnym bloku (17) zamocowane zostały zawory nabojoye przelewowy (15) i dwupołożeniowe dwudrogowe jednostronnie szczelne zawory (16) firmy Ponar-Wadowice. W celu zwiększenia zakresu przełożenia układu napędu jazdy, dla każdej strony pojazdu wstawiono rozdzielacz suwakowy czterodrogowy dwupołożeniowy (9), dający możliwość połączenia silników szeregowo lub równoległe, co uwzględniono w obliczeniach.



Rys. 5. Widok rozdzielacza proporcjonalnego PVG32 z zamontowanymi cewkami PVED-CC
Fig. 5. View of the PVG32 proportional valve with control coils PVED-CC

3.5. ZBIORNIK OLEJU HYDRAULICZNEGO I KONSTRUKCJA NOŚNA

Początkowo zbiornik oleju (4) o pojemności 170l zamocowany był na konstrukcji stalowej wykonanej z rur o średnicy 50mm. Jego gabaryty w znaczny sposób ograniczają miejsce dostępne na pompę wraz z przekładnią mechaniczną oraz, co gorsza, również dla operatora, co powoduje duży dyskomfort podczas jazdy. Dlatego przednia belka nad kolanami operatora, w stosunku do rozwiązania pierwotnego, zostanie usunięta lub przesunięta do

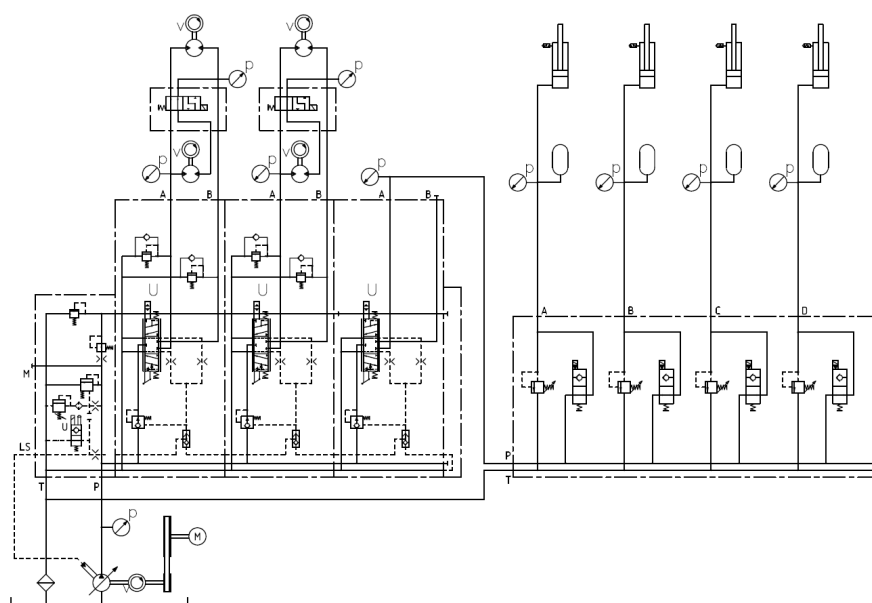
przodu pojazdu a sam zbiornik ulegnie skróceniu. Zmniejszenie pojemności zbiornika nie będzie miało znaczenia dla pracy układu hydraulicznego, ponieważ obecne wymiary przekraczają szacowane potrzeby.

4. UKŁAD STEROWANIA I KONTROLNO-POMIAROWY

Układ sterowania oparty zostanie o kontroler PLUS+1 oraz dwuosiowe joysticki firmy Sauer-Danfoss [9]. Kontroler poprzez odpowiedni algorytm sterowania będzie analizował dane z czujników ciśnienia oraz prędkości, sterując odpowiednio napięciami na poszczególnych cewkach rozdzielaczy. Wykaz elementów pomiarowych i sterujących przedstawiono w tabeli 2, a na rysunku 6 ich lokalizację na schemacie układu napędowego.

Tabela 2. Wykaz elementów układu pomiarowego
Table 2. List of components of the measurement system

Nr	Nazwa elementu	Szt.	Ozn.	Typ/Symbol	Firma
1	Czujnik ciśnienia	9	p	NAH 8253-	Trafag
2	Czujnik indukcyjny	5	v	E2A-S08LM04-WP-B1	Omron



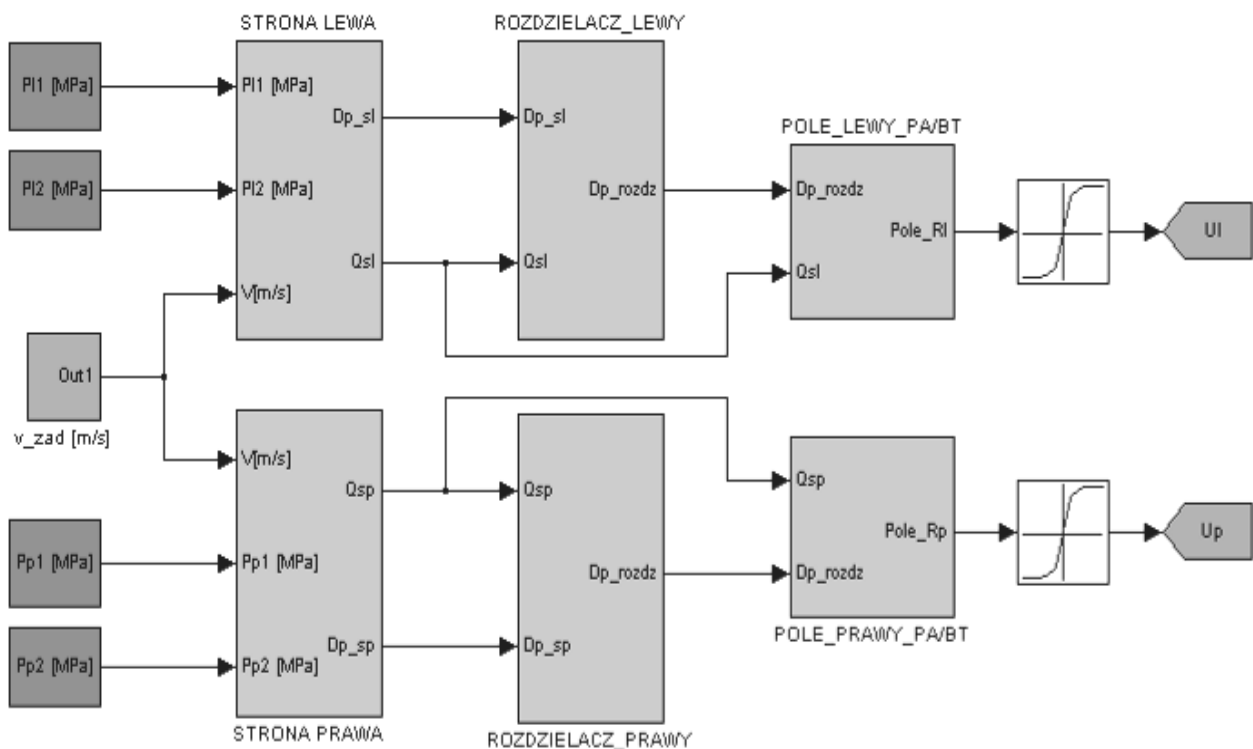
Rys. 6. Położenie czujników w układzie pomiarowym
Fig. 6. The position of the sensors in the measurement system

Ze względu na znaczną liczbę przewodów hydraulicznych i elektrycznych zainstalowanych na pojeździe zdecydowano również na wymianę tradycyjnych elektromagnesów rozdzielaczaPVG sterowanych sygnałem analogowym na instalację opartą o sieć CAN.

5. MODEL SYMULACYJNY UKŁADU STEROWANIA

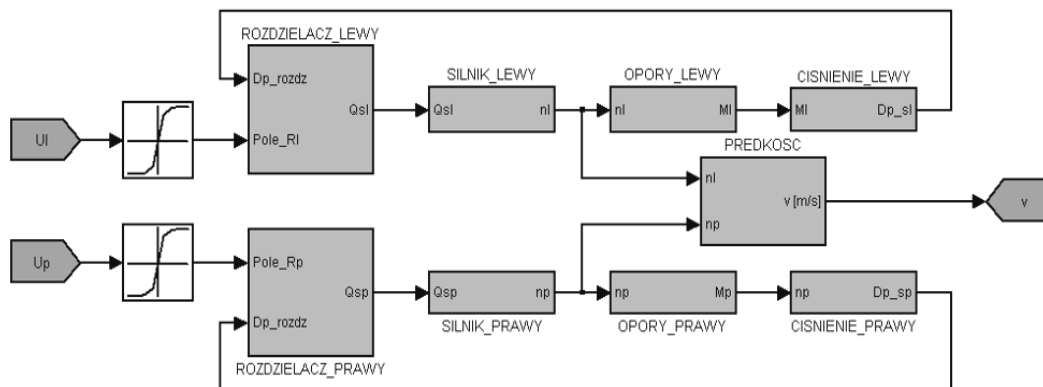
Jako narzędzie do sterowania wybrano program Matlab/Simulink, w którym stworzono schemat blokowy reprezentujący Element Nastawczy, umożliwiający wprowadzenie różnych funkcji przesterowania joysticka. Otrzymany sygnał jest przekształcany na sygnał zadanej prędkości v_{zad} , odpowiadający żądanej/wymaganej przez operatora wartości prędkości jazdy.

W programie Matlab/Simulink stworzono również model symulacyjny algorytmu sterowania (rys. 7), który zostanie docelowo odwzorowany w programie Sterownika. W modelu tym wyznaczone są wymagane chłonności silników hydrostatycznych, które w połączeniu z różnicami ciśnień na rozdzielaczach wykorzystane są do określenia wymaganego otwarcia rozdzielaczy. Korzystając z charakterystyk statycznych rozdzielaczy, zapisanych w programie symulacyjnym w formie tablic, wyznaczone są napięcia sterujące, odpowiednio dla lewej i prawej strony pojazdu (U_L i U_P).



Rys. 7. Model symulacyjny algorytmu sterowania
Fig. 7. A simulation model of the control algorithm

Kolejnym blokiem występującym w modelu symulacyjnym jest blok modelu Układu Hydraulicznego (rys. 8), w którym obliczane są opory ruchu, niezależnie dla każdej strony pojazdu. Są one podstawową informacją do wyznaczenia ciśnień panujących w układzie hydraulicznym, a w konsekwencji do określenia prędkości jazdy pojazdu.



Rys. 8. Schemat blokowy modelu układu napędowego pojazdu
 Fig. 8. Block diagram of the drive system

Na drugim etapie pracy model symulacyjny będzie rozbudowany dla uwzględnienia możliwości sterowania indywidualnego każdego silnika hydraulicznego, w zależności od stanu mierzonych wielkości ciśnień i prędkości obrotowych.

6. WNIOSKI

W artykule przedstawiono plan modernizacji urządzenia mobilnego z napędem hydrostatycznym jazdy. Celem modernizacji była realizacja koncepcji zbudowania i poddania badaniom eksperymentalnym pojazdu terenowego wyposażonego w pokładowy system monitorowania parametrów pracy i wspomagania układu sterowania, w tym zarządzania strumieniami mocy hydraulicznej do poszczególnych kół pojazdu, dla uzyskania założonych funkcji bez udziału operatora w trudnych niezdeterminowanych warunkach jazdy terenowej. Na tym etapie przedstawiono schemat hydrauliczny, i opisano dobrane, na podstawie szacunkowych obliczeń, elementy układu oraz podstawy modelu symulacyjnego opracowanego w programie Matlab/Simulink. Przede wszystkim zaproponowano rozbudowę układu hydraulicznego w taki sposób, aby zwiększyć możliwości napędu jazdy, między innymi o dwa typy połączeń silników: równoległe i szeregowo. Dodatkowo po wprowadzonych modyfikacjach będzie możliwa regulacja, jak i stabilizacja położenia podwozia w zależności od nachylenia terenu lub podczas pokonywania przeszkody. Pomiędzy silnikiem spalinowym i pompą dodano przekładnię w celu poprawy sprawności układu poprzez dopasowanie prędkości obrotowej pompy do zakresu, w którym uzyskuje ona nominalną sprawność.

Przewidziane, po zakończeniu prac modernizacyjnych, testy poligonowe i równoległe badania symulacyjne układu i elementów sterowania, umożliwią nie tylko ocenę przyjętych założeń, ale również pozwolą na dokonanie korekty algorytmów sterowania. W szczególności, dzięki zastosowaniu zaworów sterowanych za pomocą elementów sieci CANBus i wprowadzeniu do układu niezbędnych czujników pomiarowych, będzie można przebadać nie tylko wybrane algorytmy sterowania prędkością, lecz również ocenić

wykorzystania mocy wejściowej silnika spalinowego z uwzględnieniem zużycia paliwa. Planuje się również analizę układu pod kątem racjonalizacji użycia niezbędnego oprzyrządowania kontrolno- pomiarowego, co ma na celu obniżenie kosztów budowy układu.

LITERATURA

- [1] STRYCZEK S., 1999, *Napędy hydrostatyczne*, WNT.
- [2] SZYDELSKI Z., 1999, *Pojazdy samochodowe, Napęd i sterowanie hydrauliczne*, WKiŁ.
- [3] CHROSTOWSKI H., Kędzia K., 2006, Sterowanie hydrostatycznym hybrydowym układem napędowym, *Hydraulika i Pneumatyka*, 2, 35- 38.
- [4] Praca zbiorowa, pod red. Waclawa KOLLEKA, 2012, *Napędy hydrauliczne w maszynach i pojazdach*, wyd. Politechnika Wroclawska.
- [5] GUZOWSKI A., SOBCZYK A., 2010, *Mobile Robot with Hydrostatic Drive Controlled by PLUS+1 Module*, *Przegląd Mechaniczny*, 1, 43-45.
- [6] SOBCZYK A., 2011, *Improvement of Hydraulic System Efficiency by Means of Energy Recuperation*, Politechnika Krakowska, Kraków.
- [7] Informacje techniczne, *Pompy zębate SNP3*, <http://www.ponar-wadowice.pl/>.
- [8] Informacje techniczne, *Rozdzielacze proporcjonalne PVG*, <http://www.sauer-danfoss.pl/>.
- [9] Informacje techniczne, *Elektronika mobilna PLUS+1*, <http://www.sauer-danfoss-plus1.com/>.

MODERNIZATION OF ALL-TERRAIN VEHICLE HYDROSTATIC DRIVE SYSTEM FOR CONTROLLABILITY IMPROVING

The article presents first stage of concept to build and development of prototype hydrostatically driven vehicle which was primary designed and build in Institute of Machine Design fluid power laboratory. The main goal of project is creation of vehicle drive mechanism control system which allow introducing advanced procedure of working conditions monitoring and related to them control algorithms. Such modified hydrostatic machine will be treated as a mobile object of tests with special attention to drive control in case of moving through undefined terrain or surroundings (special application). Thus, in article contents, range of main changes in drive system structure was described to fulfill assumed task which should be obtained. At this stage of hydraulic scheme with specification of system components, which were chosen based on estimated calculation, were presented. First of all, reconstruction of hydraulic system in way to obtain capabilities of drive was proposed, allowing for parallel to serial connection of hydrostatic motors which drive the wheels, resulting in 2 – stage speed control in relation to external driving resistance. Additionally hydraulic suspension system will allow to undercarriage position control in relation to slope or in case of overcoming obstacles. Final verification of described changes will be possible during field tests of vehicle drive control system. The electrohydraulic valves will be controlled by use of CANBus components with assist of measuring transducers what give opportunity check out and assess of different control algorithms of such parameters as speed, utilization of input ICE power, fuel consumption, as well as later, quality of control from safety and ergonomic point of view.