

Mgr inż. Arkadiusz JAKUBOWSKI

Analiza i badania liniowo-obrotowego elektrohydraulicznego zespołu napędowego

Praca doktorska

wykonana

w Zakładzie Urządzeń Mechatronicznych

Instytutu Technologii Mechanicznej

Politechniki Poznańskiej

pod kierunkiem

prof. dr hab. inż. Andrzeja Mileckiego

Poznań 2024

1 SPIS TREŚCI

ZESTAWIENIE WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ	5
1) WPROWADZENIE	7
2 SERWONAPĘDY ELEKTROHYDRAULICZNE.....	8
2.1 BUDOWA I REGULACJA PID SERWONAPĘDÓW ELEKTROHYDRAULICZNYCH.....	8
2.2 INNE REGULATORY ZBUDOWANE NA BAZIE PID SERWONAPĘDÓW ELEKTROHYDRAULICZNYCH	14
2.3 STEROWANIE OBROTOWYCH SERWONAPĘDÓW ELEKTROHYDRAULICZNYCH	22
2.4 ELEKTROHYDRAULICZNE ZESPOŁY DWUNAPĘDOWE.....	26
2.5 PODSUMOWANIE PRZEGLĄDU LITERATURY	33
3 SPRECYZOWANIE CELÓW I TEMATU PRACY.....	34
3.1 WPROWADZENIE.....	34
3.2 LINIOWO OBROTOWY ELEKTROHYDRAULICZNY ZESPÓŁ NAPĘDOWY	35
3.3 CEL I TEZA PRACY	37
4 MODELE TEORETYCZNE I SYMULACYJNE	39
4.1 WSTĘP	39
4.2 MODEL LINIOWEGO NAPĘDU ELEKTROHYDRAULICZNEGO	39
4.3 MODEL OBROTOWEGO SERWONAPĘDU ELEKTROHYDRAULICZNEGO.	46
4.4 BADANIA SYMULACYJNE SERWONAPĘDÓW ELEKTROHYDRAULICZNYCH.....	52
5 BADANIA DOŚWIADCZALNE	57
5.1 STANOWISKO BADAWCZE	57
5.2 BADANIA NAPĘDÓW PRZY OTWARTEJ PĘTLI SPRĘŻENIA ZWROTNEGO	

5.3 BADANIA POZYCJONOWANIA SERWONAPĘDU LINIOWEGO	67
5.4 BADANIA POZYCJONOWANIA SERWONAPĘDU OBROTOWEGO.....	74
5.5 BADANIA POZYCJONOWANIA SERWONAPĘDU LINIOWO – OBROTOWEGO	
76	
6 WNIOSKI.....	92
6.1 WNIOSKI DOTYCZĄCE WYKONANYCH BADAŃ.....	92
6.2 WNIOSKI DOTYCZĄCE DALSZYCH BADAŃ.....	94
7 LITERATURA	94

STRESZCZENIE

W pracy podjęto tematykę budowy liniowo – obrotowego elektrohydraulicznego zespołu napędowego oraz stanowiska do jego badania. Dokonano przeglądu aktualnie zbudowanych i badanych napędów elektrohydraulicznych oraz metod sterowania tymi napędami. Następnie przedstawiono koncepcje własnego serwonapędu elektrohydraulicznego, składającego się z napędu liniowego i obrotowego. Określono cele i tezy pracy badawczych, które podjęto w niniejszej rozprawie. Zbudowano omawiany napęd i stanowisko badawcze do jego testowania oraz zbudowano układ sterowania oparty na sterowniku PLC. Zaimplementowano programy z wybranymi metodami do sterowania napędami. Opracowano modele symulacyjne napędów elektrohydraulicznych. Przeprowadzono szereg badań doświadczalnych począwszy od badań pojedynczych napędów aż do badań zespołu napędowego. Wykonano badania symulacyjne zbudowanych modeli symulacyjnych. Wyniki badań symulacyjnych i doświadczalnych porównano. Na koniec przedstawiono wnioski ogólne i wnioski dotyczące dalszych badań.

Zestawienie ważniejszych oznaczeń

a	– stosunek powierzchni czynnych tłoka
A	– ogólnie: powierzchnia [m^2]
A_a, A_b	– powierzchnie czynne tłoka siłownika z jednostronnym tłoczyskiem [m^2]
B_s	– współczynnik tarcia wiskotycznego w ruchu obrotowym
b	– ogólnie: szerokość [m]
c_{is}	– współczynnik przecieku wewnętrznego silnika
c_{es}	– współczynnik przecieku zewnętrznego silnika
d_s	– średnica suwaka wzmacniacza hydraulicznego [m]
D_w	– współczynnik tarcia dynamicznego
E_0	– moduł sprężystości objętościowej oleju [MPa]
e	– ogólnie: uchyb (odchyłka) regulacji
e_{sl}	– ogólnie: uchyb (odchyłka) regulacji siłownika
e_{sil}	– ogólnie: uchyb (odchyłka) regulacji silnika
f_l	– współczynnik tarcia lepkiego [Ns/m]
F	– ogólnie: siła [N]
F_{obc}	– siła obciążenia [N]
F_t	– siła tarcia [N]
G	– ogólnie: transmitancja operatorowa
g	– przyspieszenie ziemskie [m/s^2]
i	– natężenie prądu elektrycznego [A]
J_s	– całkowity moment bezwładności silnika [kgm^2]
k_p	– współczynnik wzmocnienia
K_V	– współczynnik przecieku na tłoku
K_Q	– współczynnik przepływu cieczy przez szczelinę [$m^2/(sN^{0.5})$]
M_L	– moment obciążenia wału silnika [Nm]
M_s	– moment generowany na wale silnika hydraulicznego [Nm]
M_{st}	– moment teoretyczny generowany na wale silnika hydraulicznego [Nm]
M	– ogólnie: moment siły [Nm]
m	– masa [kg]
n_s	– prędkość obrotowa wału silnika [obr/s]
p	– ogólnie: ciśnienie [Pa]
p_0	– ciśnienie zasilania [Pa]
p_a, p_b	– ciśnienia w komorach siłownika [Pa]
p_T	– ciśnienie na splywie do zbiornika [Pa]
s	– operator przekształcenia Laplace'a
Q	– ogólnie: natężenia przepływu cieczy roboczej [m^3/s (dm^3/s)]
Q_a, Q_b	– natężenia przepływu cieczy roboczej do komór siłownika lub silnika [m^3/s]
Q_{ha}, Q_{hb}	– chłonność komór siłownika [m^3/s]
Q_{sl}	– chłonność silnika hydraulicznego [m^3/s]
Q_{sl}	– natężenia przepływu cieczy roboczej do komór siłownika [m^3/s]
Q_{sil}	– natężenia przepływu cieczy roboczej do komór silnika [m^3/s]
t	– ogólnie: czas [s]
T_d	– stała różniczkowania
T_i	– stała całkowania
T_{z1}, T_{z2}	– stałe czasowe zaworu proporcjonalnego
u_r	– napięcie zadane do cewki zaworu z regulatora [V]
u_z	– napięcie zadane do cewki zaworu [V]

v	– ogólnie: prędkość [m/s]
V	– ogólnie: objętość [m ³]
V_w	– chłonność tj. objętość czynnika w komorze [m ³]
V_a, V_b	– objętość komór siłownika [m ³]
x	– przemieszczenie suwaka wzmacniacza hydraulicznego [m]
y	– przemieszczenie tłoka siłownika [m]
y_z	– pozycja zadana tłoka siłownika [m]
y_{st}	– pozycja aktualna tłoka siłownika [m]
y_{sil}	– pozycja aktualna wału silnika hydraulicznego [m]
ρ	– gęstość cieczy hydraulicznej [kg/m ³]
ν	– lepkość kinetyczna cieczy [m ² /s]
δ	– szerokość szczeliny (luz promieniowy między suwakiem a tuleją) [m]
Δp	– różnica ciśnień [Pa]
Δp_{st}	– różnica ciśnień dla siłownika [Pa]
Δp_{sil}	– różnica ciśnień na wejściu i wyjściu silnika [Pa]
ω	– prędkość kątowa [rad/s]
ω_s	– pulsacja drgań własnych nietłumionych
ω_{sil}	– prędkość kątowa wału silnika [rad/s]
ζ	– zredukowany współczynnik tłumienia
μ_d	– bezwymiarowy współczynnik oporów przepływu
φ	– położenie kątowe wału silnika hydraulicznego [rad]
θ	– pozycja wału silnika hydraulicznego [rad]
θ_z	– pozycja zadana silnika hydraulicznego [rad]

1) WPROWADZENIE

Dzięki możliwości generowania bardzo dużych sił i momentów obrotowych na wyjściu, serwonapędy elektrohydrauliczne są powszechnie stosowane w wielu maszynach i urządzeniach przemysłowych. Szeroki zakres ich prędkości ruchu, w zakresie 0,01 mm/s – 1000 mm/s oraz dokładność pozycjonowania na poziomie kilku mikrometrów świadczą o tym, że napędy te nie odbiegają dokładnością i szybkością ruchu od napędów elektrycznych. Zaletą napędów elektrohydraulicznych jest także to, że dzięki zastosowaniu siłownika uzyskują one bezpośrednio przemieszczenia liniowe. Dzięki temu, można z ich użyciem zbudować układy napędowe, które będą stosunkowo proste, mało awaryjne i często tańsze niż równoważne serwonapędy elektryczne. Największy rozwój serwonapędów elektrohydraulicznych występował w latach sześć-dziesiątych i siedemdziesiątych XX w. Rozwój elektroniki pozwolił na ich znaczące udoskonalenie. Jednak równocześnie bardzo intensywnie rozwinięto technikę serwonapędów elektrycznych, które wyparły napędy elektrohydrauliczne. Można zauważyć, że w ostatnich dwudziestu latach, można zauważyć, że liczba prac naukowych podejmujących tematykę badawczo-rozwojową nad modyfikacjami i zastosowaniami serwonapędów elektrohydraulicznych, w stosunku do prac dotyczących napędów elektrycznych, ciągle spada. Jednak, ponieważ elektrohydraulika jest niezastąpiona w generowaniu bardzo dużych sił i momentów obrotowych, to jeszcze długo będzie stosowana w praktyce., Dlatego uzasadnione jest prowadzenie nowych prac badawczych, ściśle ukierunkowanych zarówno na nowe rozwiązania konstrukcyjne, jak i na te dotyczące zastosowania nowych metod regulacji oraz, jak i na nowe możliwości zastosowania elementów wykonawczych czyli (siłowników i silników hydraulicznych.) Dotyczy to w szczególności ich łączenia w zespoły napędowe [56, 75, 76, 77, 78, 79, 80].

Jak każdy element wykonawczy, siłowniki i silniki hydrauliczne mają swoje wady oraz zalety. Przykładowo, napędy z siłownikami: mają ograniczony skok, ale pozwalają uzyskać bezpośrednio ruch liniowy, generują dużą siłę do nawet MN i prędkość do kilku m/s oraz charakteryzują się dobrą dokładnością pozycjonowania lepszą niż $\pm 0,1$ mm. Napędy z silnikami obrotowymi pozwalają osiągać na wyjściu bardzo duży moment obrotowy rzędu dziesiątek kNm, lecz ich dokładność pozycjonowania jest stosunkowo mała. Dlatego, w niniejszej pracy, zaproponowano podjęcie badań liniowo-obrotowego serwonapędu elektrohydraulicznego, którego głównymi elementami są: siłownik i silnik hydrauliczny, wraz ze sterującymi nimi zaworami, elektrohydraulicznymi. Połączenie

elementów wykonawczych: liniowego i obrotowego pozwala na wykorzystanie ich zalet, a ograniczenia napędu tylko z siłownikiem eliminowane są przez silnik obrotowy, a ograniczenia napędu z silnikiem poprawia napęd z siłownikiem. Połączenie tych dwóch napędów w jeden zespół napędowy, pozwala na zastosowanie sterowania nadrzędnego obiema napędami, dzięki czemu możliwa jest poprawa parametrów zaproponowanego rozwiązania napędu liniowo-obrotowego.

2 SERWONAPĘDY

ELEKTROHYDRAULICZNE

2.1 Budowa i regulacja PID serwonapędów elektrohydraulicznych

Mimo znacznego rozwoju techniki napędów elektrycznych i ich dominacji w zastosowaniach przemysłowych, szczególnie w zakresie małej i średniej mocy, napędy elektrohydrauliczne są ciągle nie do zastąpienia wszędzie tam, gdzie potrzebne jest wywieranie bardzo dużych sił i momentów obrotowych, głównie w ciężkich maszynach obróbczych i roboczych oraz w urządzeniach przemysłowych dużej mocy. Głównymi zaletami tych napędów są: zdolność do generowania bardzo dużych sił rzędu MN, korzystny stosunek wytwarzanej siły do masy, łatwość wykonywania ruchu liniowego oraz wysoka dynamika i dobra dokładność regulacji prędkości i pozycjonowania. Połączenie precyzyjnej mechaniki, elektroniki i hydrauliki doprowadziło do powstania także różnorodnych, precyzyjnych serwonapędów elektrohydraulicznych. W praktyce dostępne są napędy elektrohydrauliczne uzyskujące siły rzędu 10 MN i prędkości rzędu 5 m/s [2,5,6].

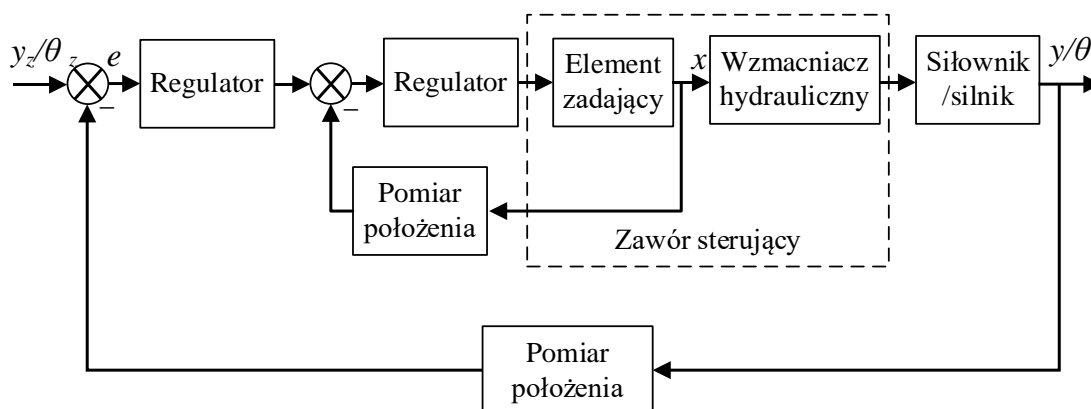
Serwonapęd elektrohydrauliczny jest układem regulacji automatycznej, w którym sygnał wyjściowy, czyli przemieszczenie tłoczyska siłownika nadąża za sygnałem wejściowym [2,5]. Wielkością regulowaną jest w nim liniowe przesunięcie tłoka (tłoczyska) lub obrót w przypadku zastosowania silnika hydraulicznego. Budowa oraz zasada działania serwonapędów elektrohydraulicznych przedstawiona jest w wielu pozycjach literaturowych, np. [2,13,14,15,53,54,55]. W serwonapędzie elektrohydraulicznym, energia elektryczna sygnału wejściowego o małej mocy zostaje „zamieniona” na wyjściowy sygnał hydrauliczny dużej mocy, charakteryzowany ciśnieniem i natężeniem przepływu a następnie na mechaniczny, typu przesunięcie lub obrót. Podstawowymi elementami składowymi serwonapędu elektrohydraulicznego są:

- siłownik lub silnik hydrauliczny z czujnikiem położenia,
- elektrozawór proporcjonalny lub serwozawór,
- elektroniczny regulator.

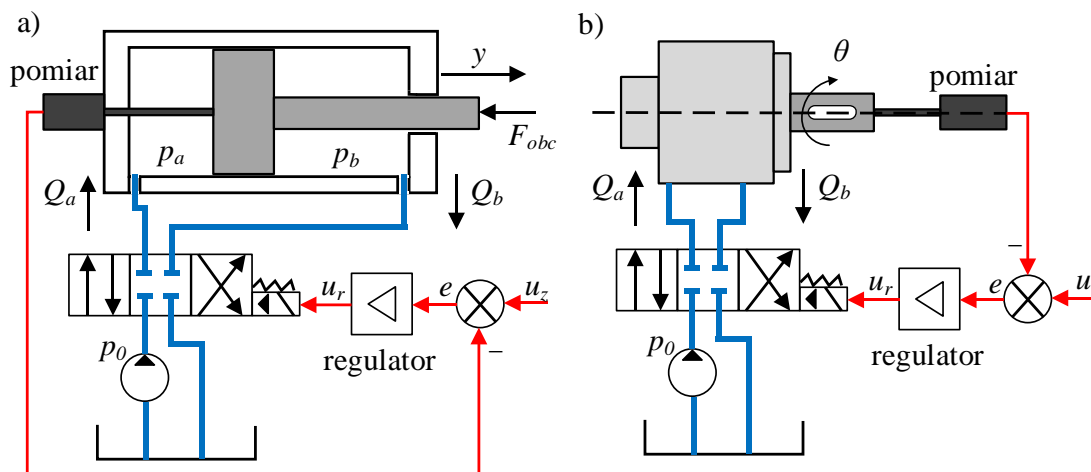
Sygnałem wejściowym serwonapędu jest napięcie elektryczne albo natężenie prądu, a w układach cyfrowych jest to liczba określająca zadane położenie wyjściowe. Na wejście regulatora przekazywany jest tzw. uchyb regulacji położenia e , na podstawie którego wyznaczany jest sygnał sterujący elektrozaworem. W rezultacie, na wyjściu zaworu elektrohydraulicznego zmienia się różnica ciśnień, która jest „przekazywana” na wejścia komór siłownika lub silnika. Na skutek tej różnicy występuje siła, która działa na tłok wywołując ruch. W jego trakcie zmienia się też natężenie przepływu ciecży roboczej [4, 5, 6]. Sterowanie zaworem poprzez regulator jest realizowane w praktyce dzięki elektronicznej karcie sterującej. Jej głównym zadaniem jest bezpośrednie oddziaływanie sygnałami elektrycznymi na zawór elektrohydrauliczny, a dokładniej na silnik momentowy lub elektromagnes. Sygnał analogowy lub cyfrowy dostarczany jest do karty z regulatorem elektronicznym, który steruje położeniem suwaka wielokrawędziowego wzmacniacza hydraulicznego. Obecnie, karty sterujące mogą być osobnym elementem zaworu. Umieszczone są z dala od niego w szafie sterującej lub są wbudowane tj. zintegrowane bezpośrednio z zaworem. Na bardziej zaawansowanych kartach obok regulatora położenia suwaka występuje także regulator położenia tłoka, a czasami także regulator prędkości siłownika albo silnika hydraulicznego. Na wejście układu regulacji podawane są sygnały zadane, porównywane z danymi z czujników i systemów pomiarowych, określające aktualne położenie suwaka zaworu i tłoka oraz ciśnienia. Najczęściej, jako regulatory są stosowane układy PID z różnymi modyfikacjami. Nowoczesne układy sterowania i regulacji odpowiedzialne są za realizację zaawansowanych algorytmów sterowania, nadzorowania i komunikacji.

Schemat blokowy serwonapędu elektrohydraulicznego jest przedstawiony na rysunku 2.1. Schematy ideowe dla wariantów liniowego i obrotowego pokazano na rysunkach 2.2a i 2.2b. Stosowane są w nich elektrozawory, rozdzielające strumień ciecży do komór silnika albo siłownika oraz sterujące ciśnieniami i natężeniami przepływu. Obecnie na rynku dostępne są dwa główne rodzaje takich zaworów: serwozawory oraz zawory proporcjonalne. W każdym z nich występuje umieszczony w tulei suwak sterującym przepływem ciecży, które tworzą wzmacniacz hydrauliczny. Przemieszczenie

suwaka sterowane jest albo przez silnik momentowy i wzmacniacz hydrauliczny typu dysza-przesłona albo przez jeden lub dwa elektromagnesy proporcjonalne.



Rys. 2.1. Schemat blokowy serwonapędu elektrohydraulicznego [1]

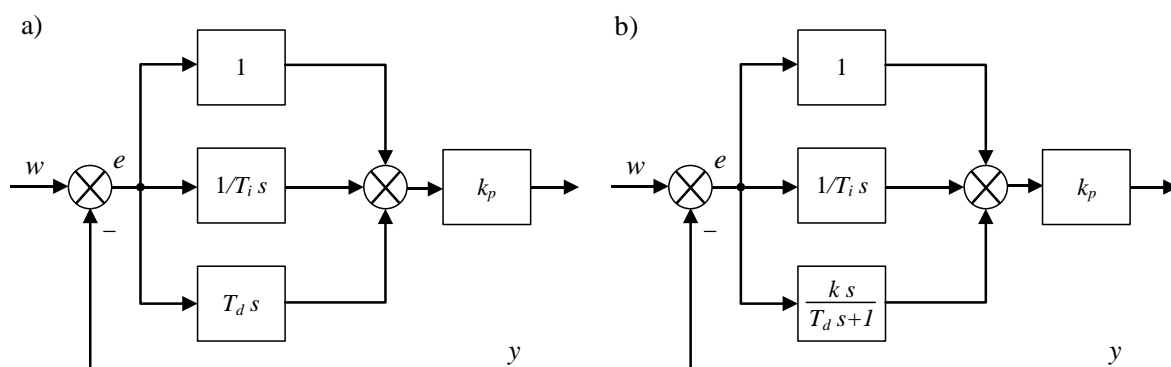


Rys. 2.2. Schemat ideowy serwonapędu elektrohydraulicznego z: (a) siłownikiem hydraulicznym, (b) silnikiem hydraulicznym

Jak widać na rysunkach 2.2, zawór elektrohydrauliczny stosowany w serwonapędach elektrohydraulicznych jest sterowany za pomocą regulatora elektronicznego, do którego zostaje dostarczony sygnał stanowiący uchyb regulacji e (różnica pomiędzy sygnałem wejściowym a sygnałem wyjściowym y lub θ). Elementami zadającymi w elektrozaworach są najczęściej elektromagnesy proporcjonalne stosowane w zaworach proporcjonalnych albo silniki momentowe, stosowane w serwozaworach. Ich zadaniem jest zmiana sygnału elektrycznego na przesunięcie suwaka wielokrawędziowego, najczęściej czterokrawędziowego wzmacniacza hydraulicznego. Efektem przesunięcia jest otwarcie szczelin roboczych i przepływ cieczy z pompy do jednej komory siłownika albo silnika hydraulicznego i równocześnie z drugiej komory siłownika albo silnika do zbiornika.

Aby napędy hydrauliczne mogły sprostać konkurencji na współczesnym rynku, niezbędne jest ciągle ich modyfikowanie i poprawa uzyskiwanych przez nie parametrów. Jedną z najważniejszych możliwości uzyskania postępu w rozwoju tych napędów, jest wykorzystanie osiągnięć współczesnej elektroniki i automatyki [2]. Rozwój tych dyscyplin w ostatnich kilkudziesięciu latach jest ogromny, ale mimo tego nie wszystkie ich możliwości zostały już zaadoptowane do układów elektrohydraulicznych. W niniejszym rozdziale przedstawiono wybrane techniki z automatyki, które są już stosowane w sterowaniu serwonapędów elektrohydraulicznych.

Do regulacji układów elektrohydraulicznych najczęściej stosowane są klasyczne jednopętlowe regulatory typu P, PD albo PID. Ich główną zaletą jest duża prostota budowy oraz niezawodność działania. Na temat regulatorów konwencjonalnych istnieje też już szeroka teoria i praktyka, opisana w literaturze fachowej [2, 7, 8, 9, 10, 11]. Na rysunku 2.3 przedstawiono schemat blokowy klasycznego, równoległego regulatora PID. W celu poprawy działania tych regulatorów wprowadzono do nich wiele modyfikacji, które usprawniły i poprawiły ich działanie. Jedną z tych modyfikacji jest np. ograniczenie sygnału wyjściowego z części całkującej oraz filtracja sygnału z części różniczkującej, która zmniejsza zakłócenia. Z kolei ograniczenie sygnału wyjściowego członu całkującego powoduje zmniejszenie przeregulowania a wyłączenie tego członu w trakcie dochodzenia do pozycji zadanej redukuje oscylacje siłownika wokół punktu zadanego. Inna modyfikacja regulatorów PID polega na podaniu na wejście regulatora sygnału kwadratu odchyłki regulacji, co powoduje zwiększenie efektu działania części P. Kolejną zmianą może być przeniesienie części różniczkującej do pętli sprzężenia zwrotnego tak, aby skokowe zmiany sygnału zadanego nie podlegały różniczkowaniu. Jeszcze inne modyfikacje polegają na zastosowaniu adaptacji parametrów regulatorów do zmiennych parametrów obiektu regulacji. W ostatnich kilkunastu latach stosowane są także metody sztucznej inteligencji.



Rys. 2.3. Schemat blokowy klasycznego regulatora PID: a) z idealnym członem różniczkującym, b) z rzeczywistym członem różniczkującym [2], gdzie: k_p – współczynnik wzmocnienia, T_i – stała całkowania, T_d – stała różniczkowania, e – uchyb

Transmitancje liniowych, klasycznych regulatorów: P, PD, PID z rzeczywistą częścią różniczkującą (rys. 2.3b), opisane są równaniami [49]:

$$G_P(s) = k_p \quad (2.1)$$

$$G_{PDr} = k_p \left(1 + \frac{sT_d}{sT + 1} \right) \quad (2.2)$$

$$G_{PID} = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + sT_d \right), G_{PIDr} = k_p \left(1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{sT_d}{sT + 1} \right) \quad (2.3)$$

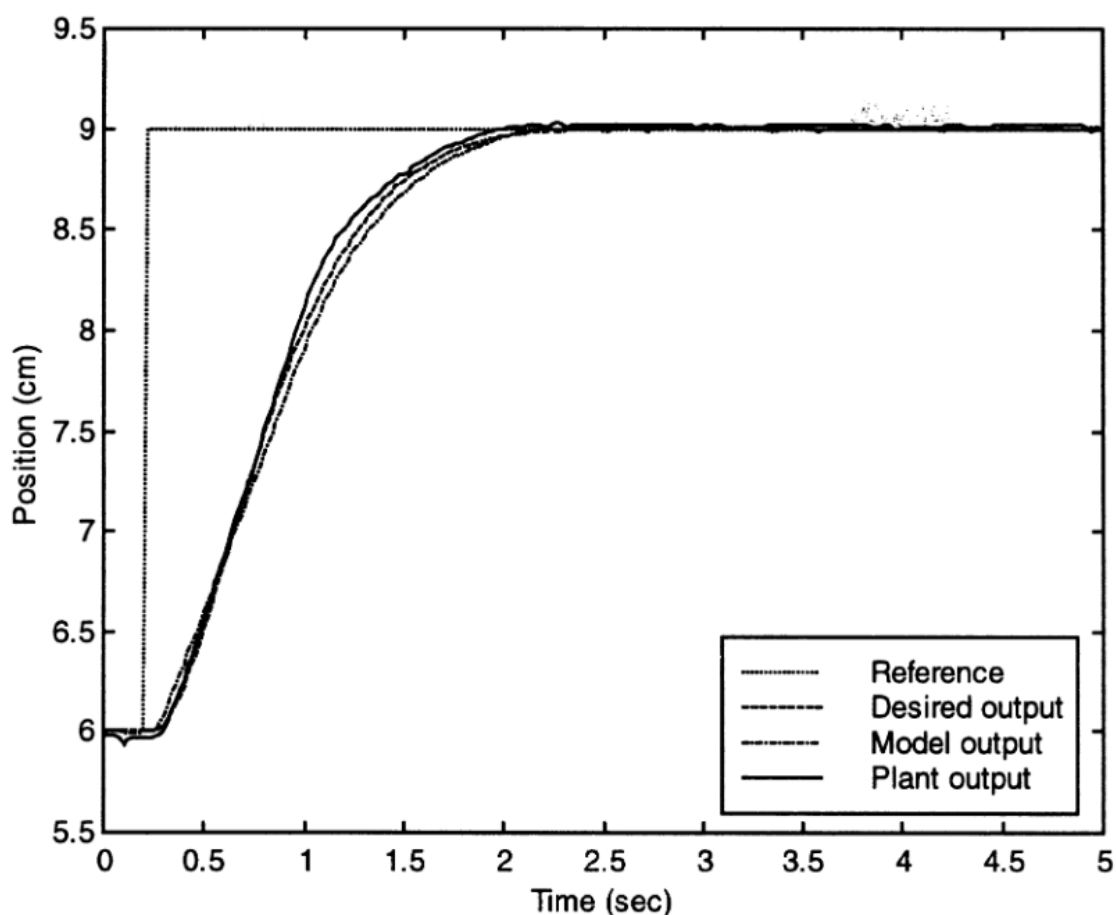
gdzie: k_p – współczynnik wzmocnienia, T_i – stała całkowania, T_d – stała czasowa różniczkowania.

$$G_{PID} = k_p + \frac{k_p}{T_i s} + s k_p T_d = K_p + \frac{K_i}{s} + s K_d \quad (2.4)$$

gdzie: K_p – współczynnik wzmocnienia, K_i – stała całkowania, K_d – stała różniczkowania.

W pracy [61] Autorzy zaproponowali nieliniowy regulator PID do sterowania serwonapędem elektrohydraulicznym liniowym. W tym celu zbudowali stanowisko badawcze z siłownikami hydraulicznymi oraz z pozostałymi elementami hydraulicznymi i pomiarowymi. Zastosowane były dwa siłowniki hydrauliczne, jeden główny i drugi, stanowiący obciążenie siłownika głównego. Zaproponowany i zbudowany został także model symulacyjny badanego serwonapędu elektrohydraulicznego. Ponieważ parametry regulatora PID są zwykle projektowane przy użyciu jednego lub dwóch punktów pomiarowych odpowiedzi częstotliwościowej systemu, to ich jakość regulacji może nie spełniać pożądanym wymagań w zakresie odpowiedzi czasowej. Aby przezwyciężyć tę

wadę, Autorzy zaproponowali odpowiednią konstrukcję regulatora PID. W Artykule zamieszczone jest kilka wyników badań doświadczalnych napędu z zastosowaniem regulatora PID do sterowania serwonapędem elektrohydraulicznym. Na rysunku 2.4 można zauważyć, że odpowiedzi zarówno obiektu rzeczywistego, jak i modelu napędu w pętli zamkniętej, zarówno obiektu rzeczywistego, jak i modelu z optymalnym regulatorem PID są bardzo zbliżone do siebie. Mechanizm optymalnego dostrajania „wyszukuje” optymalne parametry regulatora PID, tak aby spełnione były wymagane specyfikacje systemu. Wprowadzono nieliniowy schemat regulacji PID z odwrotnością strefy martwej. Optymalny regulator PID zaprojektowano tak, aby spełniał określone wymagania dotyczące dynamik. Wykorzystano model procesu do optymalnego dostrojenia regulatora PID, co zapewniło jego optymalne sterowanie, nawet wtedy, gdy parametry procesu były zmienne w czasie.



Rys. 2.4. Odpowiedzi na wymuszenie skokowe serwonapędu oraz modelu symulacyjnego [61]

W literaturze jest wiele opisanych przykładów prac związanych z zastosowaniem regulatorów PID do sterowania serwonapędami elektrohydraulicznymi. Wynika z nich,

że właśnie ten regulator jest najczęściej stosowany w układach sterowania tych serwonapędów. Przykładami takich prac są: [63, 64, 65, 66, 67].

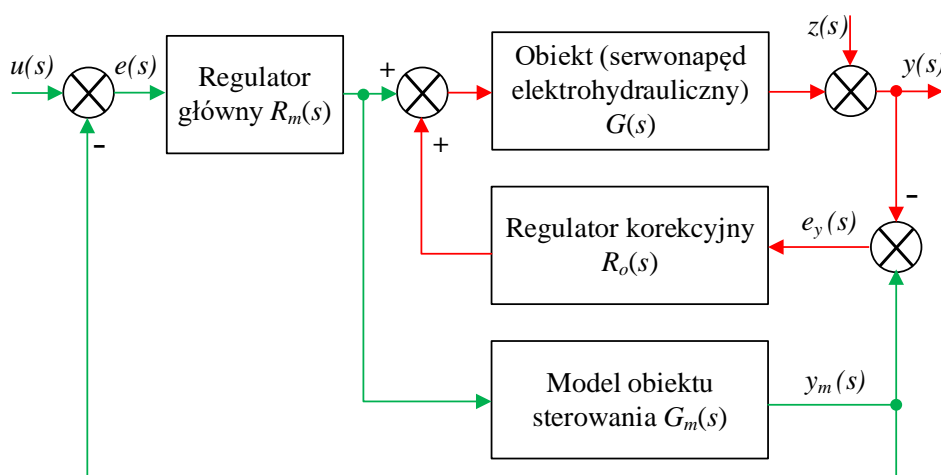
2.2 Inne regulatory zbudowane na bazie PID serwonapędów elektrohydraulicznych

Oprócz regulatorów klasycznych stosowane mogą być także inne regulatory i metody. Przykładowo, w literaturze można znaleźć opisy sterowania: opartego na modelach (ang. Model Based Control – MBC), predykcyjnego, adaptacyjnego, nieliniowego itp. [26, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 42, 45]. W pracy [50] Autorzy przedstawili opracowany sterownik oparty na metodzie MBC, dla elektrohydraulicznej platformy o sześciu stopniach swobody. Zaprezentowano wyniki symulacji odpowiedzi platformy na typowe sygnały wejściowe, określające zadane trajektorie ruchu. Wykonane badania potwierdziły zadowalającą jakość sterowania. Autorzy nie przedstawili jednak żadnych wyników badań doświadczalnych. Wykazali tylko w symulacjach, że możliwe jest zastosowanie sterowania MBC do elektrohydraulicznych manipulatorów.

Technika sterowania predykcyjnego (Model Predictive Control – MPC) powstała pod koniec lat siedemdziesiątych XX w. i od tego czasu znacznie się rozwinęła [44]. Termin „sterowanie predykcyjne” nie oznacza obecnie jednej, określonej strategii sterowania, ale raczej szeroki zakres różnych metod sterowania, które wykorzystują model procesu w celu predykcji zachowania obiektu regulacji. Przykłady zastosowania MPC w układach elektrohydraulicznych są opisane w pracach [17,18,19]. Ponieważ MPC nie jest unikalną techniką, ale raczej zbiorem różnych metodologii, to istnieje wiele rozwiązań sterowania predykcyjnego, które opisano w pracy [11].

Jedną z tych metod, która bazuje na referencyjnym modelu odniesienia jest metoda Model Following Control (MFC). Są w niej wykorzystywane także regulatory typu PID. W ostatnich kilkudziesięciu latach prowadzono badania zastosowania tej metody w układach elektrohydraulicznych. Przykładami takich prac są badania opisane w publikacjach [46, 47, 47]. Na rysunku 2.5 przedstawiono schemat blokowy układu regulacji typu MFC. Należy on do kategorii układów bazujących na modelu obiektu sterowania (MBC). Składa się z dwóch pętli regulacji. Pierwsza z nich zbudowana jest z modelu obiektu sterowania $G_m(s)$ i regulatora głównego, typu PID – oznaczonego jako $R_m(s)$. Regulator korekcyjny $R_o(s)$ jest również regulatorem typu PID. Sygnał wychodzący z

regulatora głównego przekazywany jest na wejście modelu obiektu $G_m(s)$ oraz na wejście rzeczywistego obiektu, czyli serwonapędu elektrohydraulicznego $G(s)$. W drugiej pętli jest zastosowany regulator korekcyjny $R_o(s)$, na którego wejście podawany jest sygnał $e_y(s)$. Jest on równy różnicy między sygnałem wyjściowym z modelu i z obiektu regulacji. Takie połączenie pozwala na generowanie sygnału korygującego, trafiającego do regulatora głównego. Celem jest minimalizacja różnicy sygnału wyjściowego z obiektu i modelu. W przypadku, gdyby model był idealnym odzwierciedleniem obiektu rzeczywistego to regulator korekcyjny nie był by używany. Wykonanie modelu, który idealnie odzwierciedla obiekt rzeczywisty w praktyce jest bardzo trudne, a wręcz niemożliwe. Z tego powodu celem regulatora korekcyjnego jest sterowanie obiektem rzeczywistym tak, aby zachowywał się on tak jak model [6].

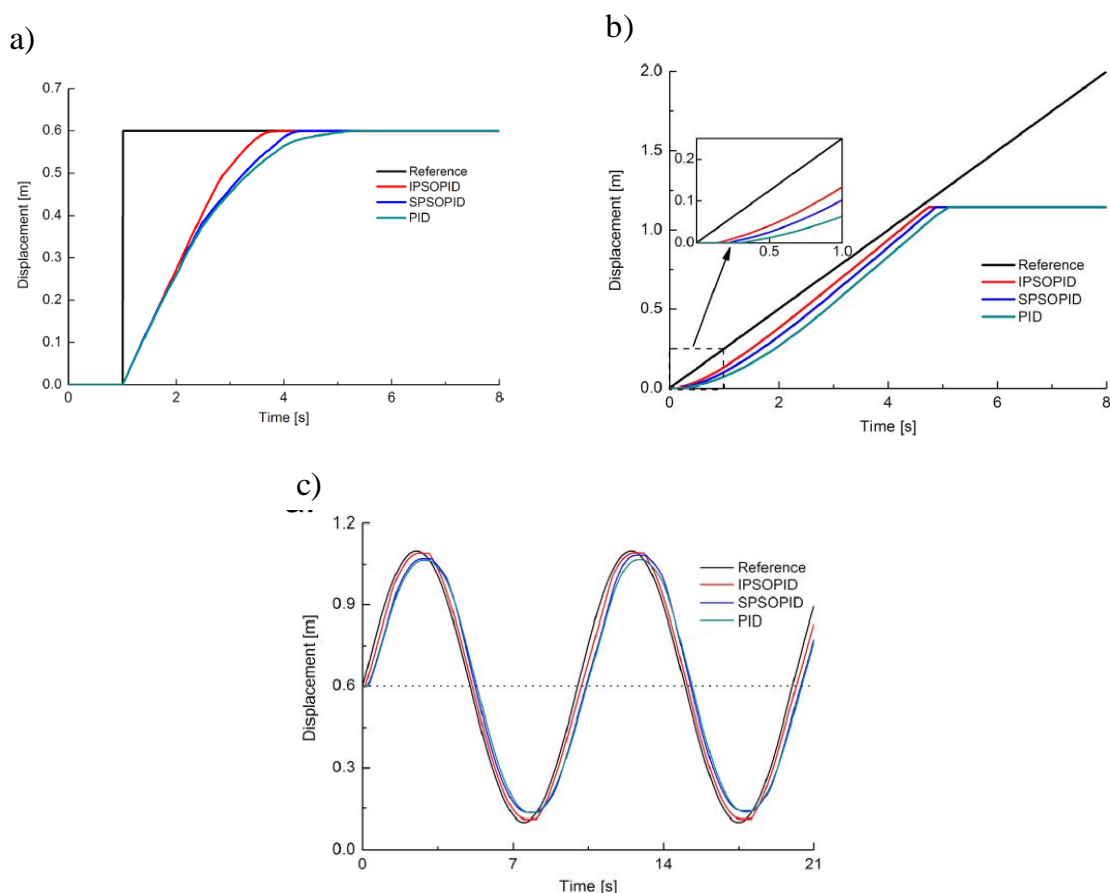


Rys. 2.5. Struktura blokowa układu sterowania typu MFC [6]

Powyżej wymieniono i pokazano tylko kilka rodzajów regulatorów oraz podano przykłady ich zastosowania w napędach elektrohydraulicznych. Należy dodać, że obecnie w regulatorach powszechnie stosowane są układy cyfrowe, budowane na bazie mikroprocesorów. Znaczna liczba prac naukowych dotyczących regulacji napędów elektrohydraulicznych przedstawia zastosowanie wyżej wymienionych regulatorów klasycznych, z grupy PID w wersji dyskretnej. Stosowane są w nich różne nieliniowości, w celu np. linearyzacji charakterystyki przepływu bądź kompensacji przekrycia zaworu.

W artykule [26] Autorzy opisali badania sterowania położeniem siłownika hydraulicznego w koparce. Opracowali najpierw model teoretyczny napędu, w którym zostały uwzględnione nieliniowości, takie jak np. nasycenie elementów hydraulicznych i tarcie

występujące w elementach napędowych i napędzanych. Zbudowano model symulacyjny i wykonano badania doświadczalne. Porównano wyniki z symulacji z wynikami badań doświadczalnych. W celu osiągnięcia dobrych parametrów sterowania położeniem, zastosowano ulepszony algorytm typu optymalizacja roju cząstek (ang. Particle Swarm Optimization PSO). Celem jego zastosowania było poszukiwanie optymalnych wartości nastaw regulatora PID dla nieliniowego układu hydraulicznego. Zaproponowany algorytm był hybrydą opartą na standardowym algorytmie PSO z dodatkami operatorów selekcji i krzyżowania z algorytmu genetycznego, które zastosowano w celu zwiększenia wydajności wyszukiwania optymalnej wartości nastaw regulatora. Porównanie metod dostrajania ulepszonego PSO, standardowego PSO i zapasu stabilności (PM) przeprowadzono z wykorzystaniem trzech sygnałów zadanych: skok jednostkowy, sygnał rampy i sygnał sinusoidalny.

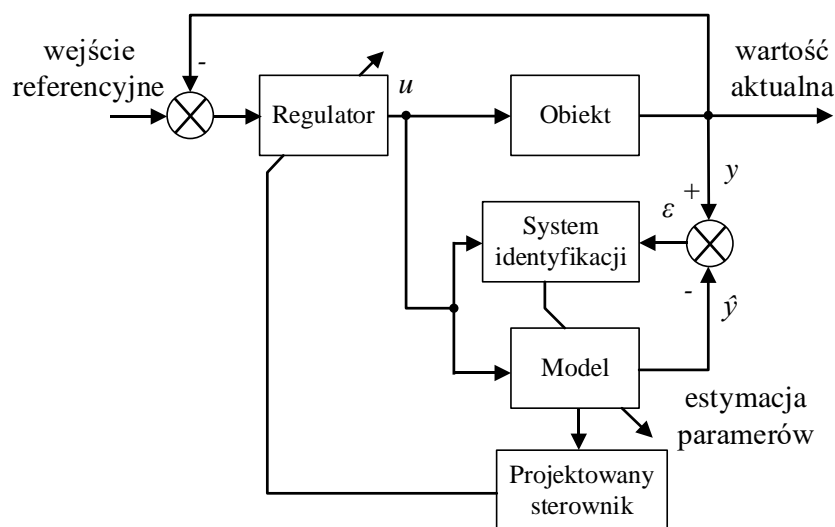


Rys. 2.8. Odpowiedzi siłownika hydraulicznego dla różnych sygnałów zadanych: a) skok jednostkowy, b) sygnał rampy, c) sygnał sinusoidalny [26], gdzie: IPSOPID i SPSOPID – oznaczają przebiegi uzyskane w wyniku zastosowania odpowiednio ulepszonej oraz standardowej optymalizacji roju cząstek do nastawienia regulatora PID

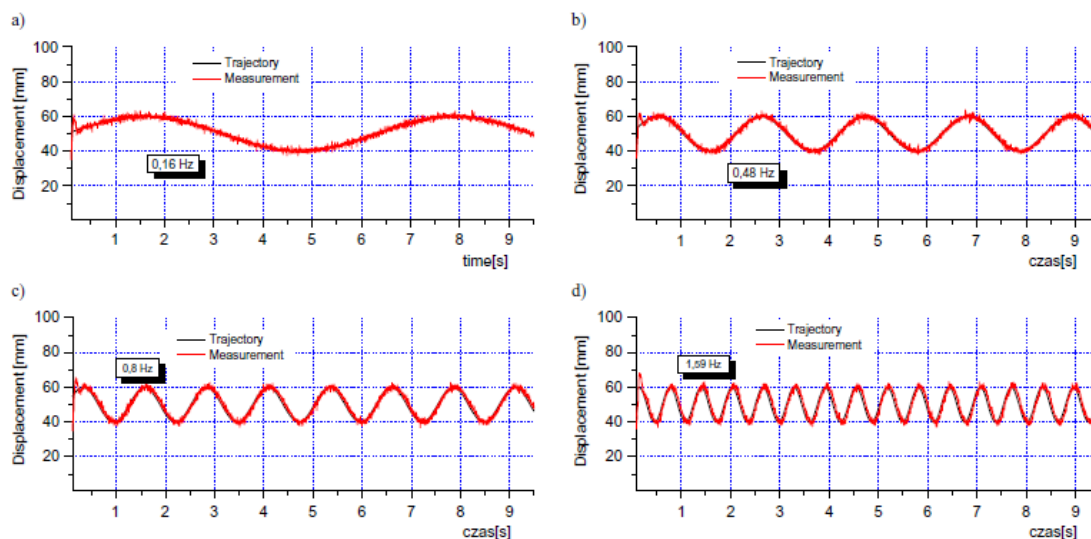
Na rysunku 2.6 zaprezentowano wyniki badań symulacyjnych napędów z regulatorami: PID, IPSOPID (improved PSO based on PID) i SPSOPID (standard PSO based on PID). Przedstawiono wyniki symulacji dla trzech różnych sygnałów zadanych. Zestawiono je na rys. 2.6 aby pokazać skuteczność ulepszanego algorytmu PSO w dostrajaniu wzmacnień PID do sterowania położeniem nieliniowego napędu elektrohydraulicznego.

W podsumowaniu stwierdzono, że opracowany algorytm optymalizacji z wykorzystaniem roju cząstek, pozwolił dostroić wzmacnienie regulatora PID tak, aby możliwie dokładnie regulować położeniem asymetrycznego napędu sterowanego zaworami, biorąc pod uwagę strefę martwą i nieliniowości nasycenia, a także rozładowanie i tarcie. Wyniki pokazały, że ulepszony algorytm PSO może być z powodzeniem zastosowany w manipulatorze przy zastosowaniu regulatora PID do pozycjonowania nieliniowego układu hydraulicznego. Jednak w artykule nie przedstawiono wyników badań eksperymentalnych zaproponowanego sterownika w koparce [26].

W artykule [27] Autorzy przedstawili budowę elektrohydraulicznego serwonapędu ze sterowaniem adaptacyjnym. Omówiono elektrohydrauliczny układ serwonapędowy, składający się z siłownika sterowanego za pomocą serwozaworu. Zastosowano algorytm do bieżącej estymacji parametrów obiektu, zgodnie ze schematem blokowym z rysunku 2.7. Parametry regulatora adaptacyjnego wyznaczono korzystając z modelu parametrycznego obiektu. Identyfikację parametrów napędu, przeprowadzono na podstawie pomiaru sygnałów wielkości zadanej u i wielkości regulowanej y . W omawianej pracy Autorzy przedstawili wybrane problemy związane z opracowaniem algorytmu sterowania adaptacyjnego (AWRLS – adaptive weighted recursive least squares). Celem badań było teoretyczne i doświadczalne zbadanie skuteczności metody sterowania adaptacyjnego w elektrohydraulicznym układzie serwonapędowym. Głównym zadaniem przeprowadzonych badań było skonstruowanie algorytmu sterowania serwonapędem elektrohydraulicznym, który przyspieszy adaptację regulatora do dynamicznych zmian parametrów .



Rys. 2.7. Schemat blokowy systemu estymacji współczynnika wzmocnienie regulatora PID [27]



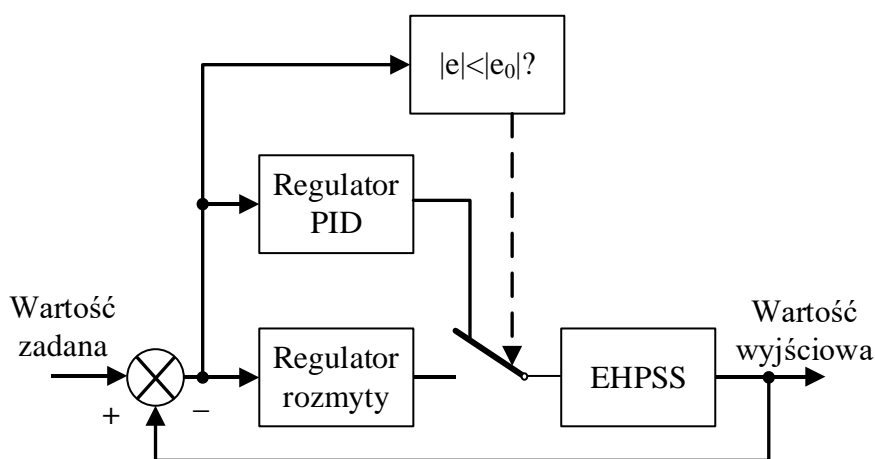
Rys. 2.8. Przeszczenie siłownika hydraulicznego z zastosowaniem algorytmu regulatora PID, którego parametry nastawiano algorytmem AWRLS dla zadanego sygnału sinusoidalnego:

a) 0,16 Hz, b) 0,48 Hz, c) 0,8 Hz, d) 1,59 Hz [27]

W dalszej części artykułu przedstawiono wyniki badań, które dotyczyły wpływu częstotliwości wejściowego sygnału sinusoidalnego, na trajektorię siłownika hydraulicznego. Na rysunku 2.8 przedstawiono wyniki sterowania z zastosowaniem algorytmu AWRLS dla częstotliwości sygnału sinusoidalnego 0,16 Hz; 0,48 Hz; 0,8 Hz oraz 1,59 Hz. Podano, że w praktycznych zastosowaniach, takich jak wysoka dokładność pozycjonowania, algorytm AWRLS daje zadowalające wyniki regulacji dla częstotliwości sygnału wejściowego 0,8 Hz. Uzyskane wyniki pozwoliły na stwierdzenie, że algorytm

ten, zastosowany do sterowania serwomechanizmem elektrohydraulicznym ma dobrą zarówno dynamikę, jak i zdolność nadążania za szybkimi zmianami sygnału zadanego do układu elektrohydraulicznego. Zaletą rozwiązania ze sterownikiem adaptacyjnym jest jego uniwersalność w zastosowaniach przemysłowych [27].

W pracy [28] opisano zastosowanie hybrydowego regulatora składającego się z regulatorów: rozmytego i klasycznego PID do sterowania napędem liniowym. Podczas gdy podczas pozycjonowania, klasyczne regulatory PID są wrażliwe na zmiany parametrów systemu, to regulatory rozmyte nie potrzebują dokładnych informacji o zmiennych systemowych, aby były efektywne. Jak stwierdzono, regulatory PID są w stanie lepiej od rozmytych kontrolować i minimalizować błąd stanu ustalonego systemu. Aby poprawić regulację, Autorzy zaproponowali zastosowanie połączenia obu regulatorów, które utworzyły tym samym jeden regulator hybrydowy. Dzięki temu wykorzystano korzystne aspekty obu tych regulatorów. Zaproponowano zastosowanie takiego właśnie regulatora do pozycjonowania serwonapędu elektrohydraulicznego. Regulator rozmyty stosowany był, gdy tłok znajdował się stosunkowo daleko od pozycji zadanej natomiast regulator PID był stosowany, gdy tłok znajdował się w pobliżu pozycji zadanej.

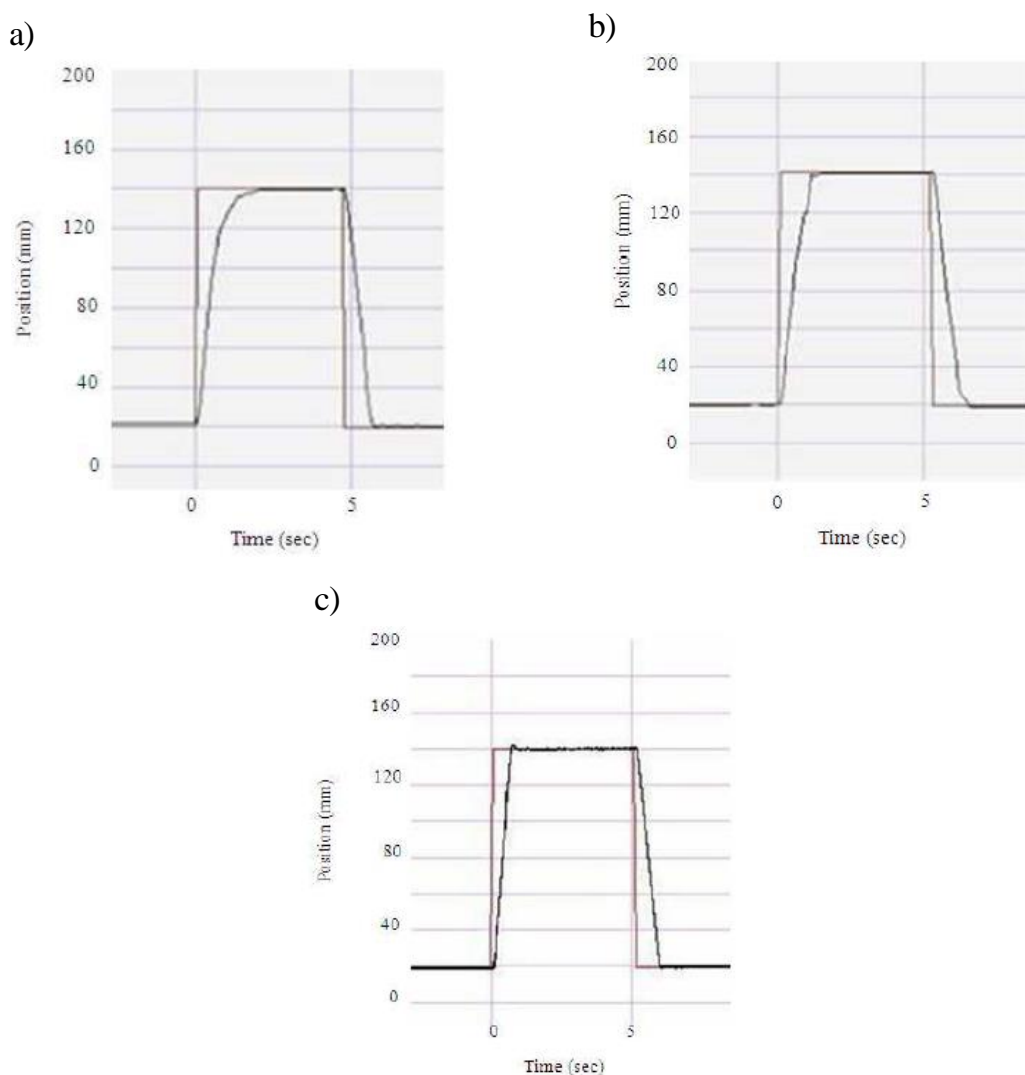


Rys. 2.9. Schemat blokowy hybrydowego rozmytego regulatora PID: gdzie: EHPSS – electrohydraulic position servo system [28]

Na rysunku 2.9 przedstawiono schemat blokowy zaproponowanego regulatora hybrydowego. Przełączenie pomiędzy regulatorami następuje w zależności od odległości tłoka siłownika od pozycji zadanej. Regulator hybrydowy został zaaplikowany do sterowania serwonapędem elektrohydraulicznym. Autorzy uzyskali i zaprezentowali wyniki

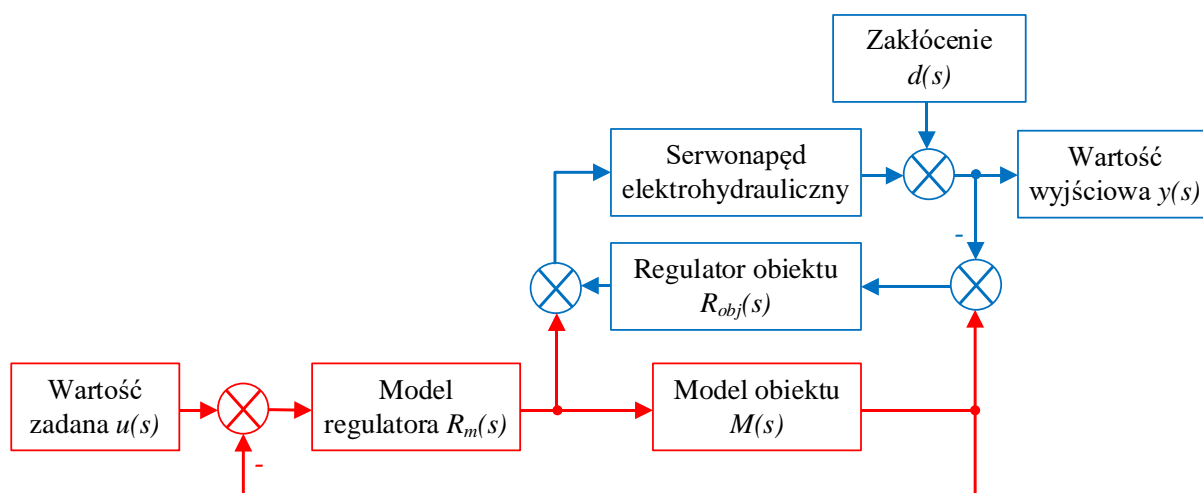
tych badań. Rysunek 2.10 przedstawia wyniki badań tj. przebiegi zmian sygnału wyjściowego dla: regulatora PID (rys. 2.10 a)), regulatora rozmytego (rys. 2.10 b)) i regulatora hybrydowego (rys. 2.10 c)). Sygnałem zadanym dla wszystkich regulatorów był sygnał skokowy. Uzyskane rezultaty zostały porównane ze sobą w celu weryfikacji przyjętych założeń.

Wyniki eksperymentów pokazują, że zaproponowany w tym badaniu hybrydowy rozmyty regulator PID faktycznie posiada zalety zarówno regulatorów PID, jak i regulatorów rozmytych. Autorzy stwierdzili, że hybrydowy rozmyty regulator PID dobrze nadaje się do regulacji EHPSS [28]. Z przedstawionych przebiegów wynika, że hybrydowy rozmyty regulator PID daje najbardziej satysfakcjonujące wyniki czasu narastania, przeregulowania i błędu stanu ustalonego.



Rys. 2.10 Odpowiedź układu na sygnał zadany dla regulatora: a) PID, b) rozmytego, c) hybrydowego [28]

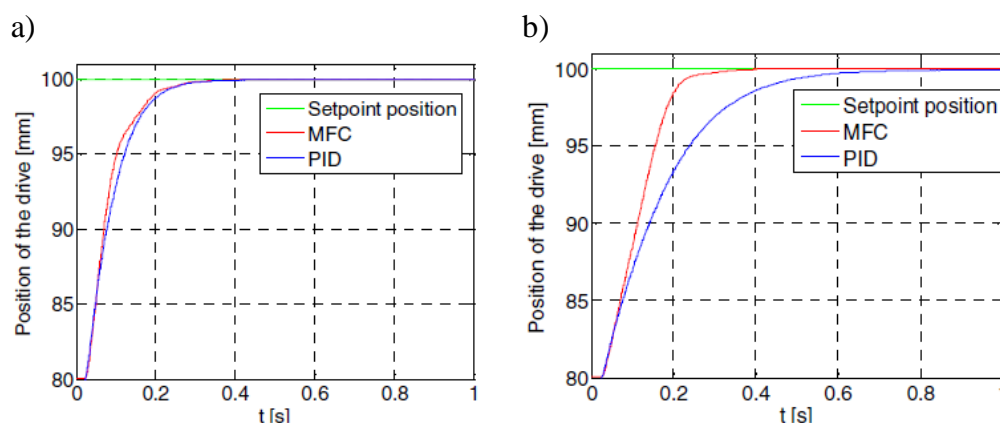
Metoda sterowania *Model Following Control* (MFC) została opisana w pracy [51] i zastosowana do sterowania napędem elektrohydraulicznym. W metodzie tej stosowane są także regulatory PID. Układ MFC składa się z dwóch zamkniętych pętli regulacji: regulatora modelu, który jest głównym regulatorem i regulatora obiektu, będącego regulatorem korekcyjnym. Regulator główny składa się z modelu obiektu sterowania i liniowego regulatora PID. Regulator korekcyjny jest także liniowym regulatorem typu PID. Model obiektu sterowania wypracowuje sygnał dla regulatora obiektu, którego zadaniem jest zapewnienie korekcji uchybu w przypadku różnic między modelem a obiektem sterowania. Gdyby model idealnie odzwierciedlał obiekt rzeczywisty to wówczas pętla korekcyjna nie byłaby używana. Taki układ pracowałby jako klasyczny regulator PID. Na rysunku 2.11 przedstawiono strukturę blokową układu regulacji typu MFC.



Rys. 2.11. Struktura układu sterowania typu MFC [51]

Autorzy zbudowali stanowisko badawcze, z serwonapędem elektrohydraulicznym, sterowanym metodą MFC. Głównymi elementami stanowiska badawczego były: siłownik hydrauliczny, zawór proporcjonalny, karta sterująca zaworu i czujnik pomiaru położenia. Badania były prowadzone dla wartości ciśnień 2 MPa 8 MPa. W artykule przedstawiono także budowę modelu symulacyjnego napędu i wyniki badań symulacyjnych. Dzięki zbudowanemu modelowi możliwe było strojenie parametrów regulatora. Pozwoliło to na uniknięcie konieczności ciągłej pracy na rzeczywistym obiekcie. Autorzy poddali układ działaniu wymuszenia typu skok jednostkowy. Na rysunku 2.12 przedstawiono wyniki odpowiedzi układu na to wymuszenie. Przesunięcie tłoczyska siłownika wynosiło 80-100 mm. Badania miały na celu zweryfikowanie celowości zastosowania metody MFC do sterowania serwonapędem elektrohydraulicznym. Przeprowadzone

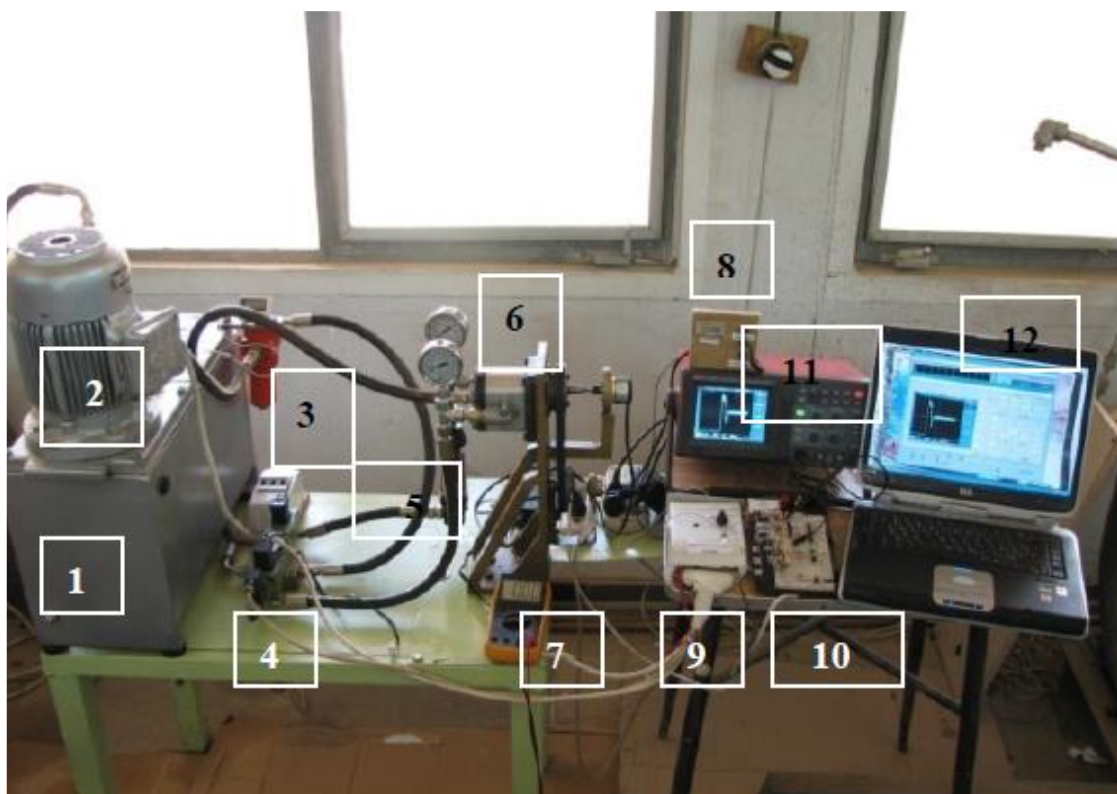
badania eksperymentalne wykazały, że układ regulacji spełniał zadowalająco swoje zadanie, w nadążaniu za wartością zadaną. Przewagą regulatora MFC nad regulatorami adaptacyjnymi jest znaczne uproszczenie jego struktury. Biorąc pod uwagę uzyskane wyniki, stwierdzono że metoda MFC jest bardziej odporna na zakłócenia zewnętrzne w porównaniu z klasyczną metodą regulacji PID [51].



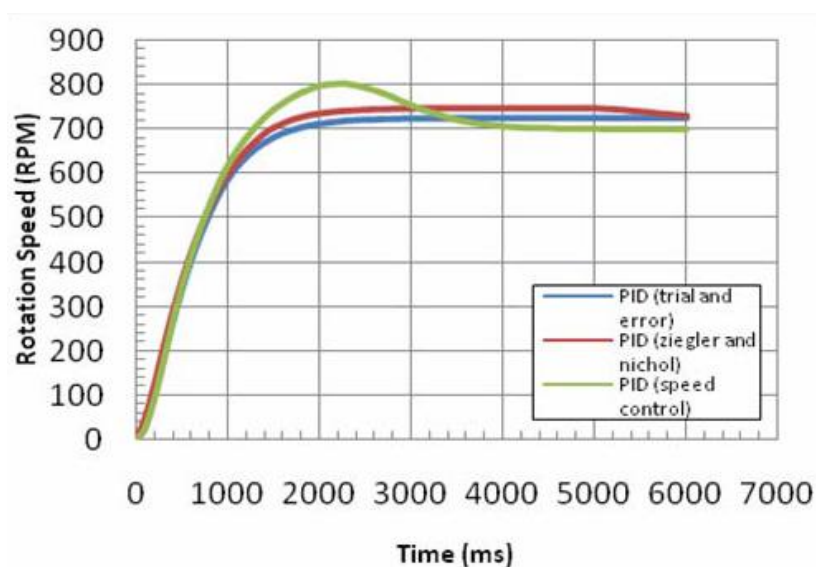
Rys. 2.12 Odpowiedź układu na wymuszenie skokowe z zastosowaniem regulatorów PID i MFC dla ciśnienia zasilania: a) 8 MPa, b) 2 MPa [51]

2.3 Sterowanie obrotowych serwonapędów elektrohydraulicznych

Regulator PID, który jest najczęściej stosowanym typem regulatora [6] ma zastosowanie także w serwonapędach elektrohydraulicznych z silnikami hydraulicznym. Przykład takiego zastosowania opisano w artykule [41]. Przedstawiono w nim zastosowanie regulatora PID do sterowania prędkością silnika hydraulicznego poprzez zawór proporcjonalny. Schemat zbudowane stanowisko badawcze przedstawione są na rysunku 2.13. Regulator PID został zbudowany przez Autorów z elementów elektronicznych. Sprawdzana była charakterystyka silnika hydraulicznego, a następnie wykonano testy napędu w otwartej pętli układu regulacji. Najważniejszymi testami były badania zastosowania regulatora PID do sterowania napędem obrotowym w pętli zamkniętej.



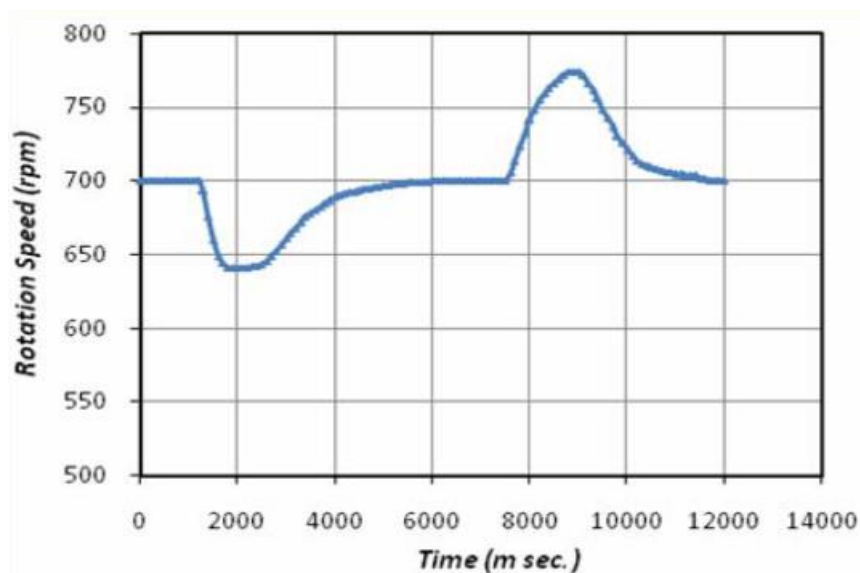
Rys. 2.13 Stanowisko badawcze z silnikiem hydraulicznym [41], gdzie: 1 – zasilacz hydrauliczny, 2 – silnik elektryczny, 3 – filtr, 4 – zawór proporcjonalny, 5 – przewody hydrauliczne, 6 – silnik hydrauliczny, 7 – tachogenerator, 8 – przepływomierz, 9 – wzmacniacz pomiarowy, 10 – sterownik z regulatorem PID, 11 – oscyloskop, 12 – komputer PC



Rys. 2.14 Prędkość silnika hydraulicznego dla różnych metod regulatora PID [41]

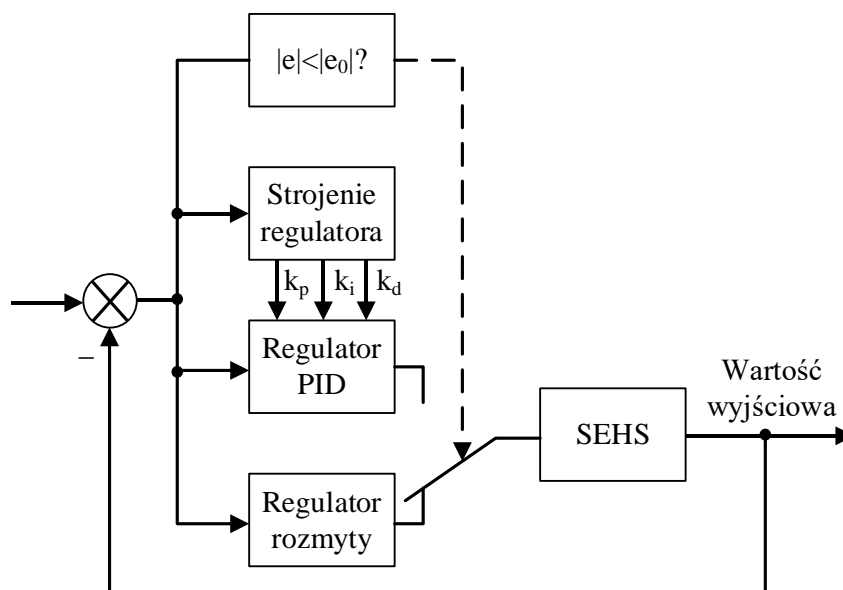
Przykładowy przebieg prędkości silnika hydraulicznego zarejestrowany w badaniach symulacyjnych przedstawiono na rys. 2.14. Wyniki symulacji oraz badań doświadczal-

nych pokazały dobrą zgodność wyników. Uzyskane wyniki wskazały, że zastosowanie prostego i taniego regulatora PID umożliwiło uzyskanie dopasowania prędkości silnika hydraulicznego mimo przyłożenia zmiennego obciążenia [41].



Rys. 2.15 Prędkość silnika hydraulicznego z regulatorem PID dla różnego obciążenia [41]

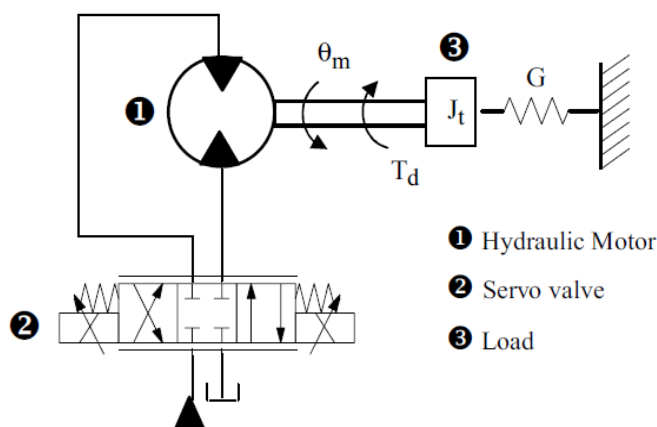
Zastosowanie regulatora hybrydowego składającego się z regulatora rozmytego i dostrajającego się rozmytego regulatora PID do sterowania serwonapędem elektrohydraulicznym z silnikiem hydraulicznym przedstawiono w pracy [40]. Podobnie jak zaproponowany hybrydowy regulator zastosowany do napędu liniowego [28], regulator rozmyty służył do sterowania, gdy wartość wyjściowa była „daleko” od wartości zadanej. Rozmyty samo-dostrajający się regulator PID był stosowany, gdy wartość wyjściowa zbliżona była do wartości zadanej, czyli podczas pozycjonowania. W czasie regulacji parametry regulatora PID były strojone za pomocą tunera rozmytego.



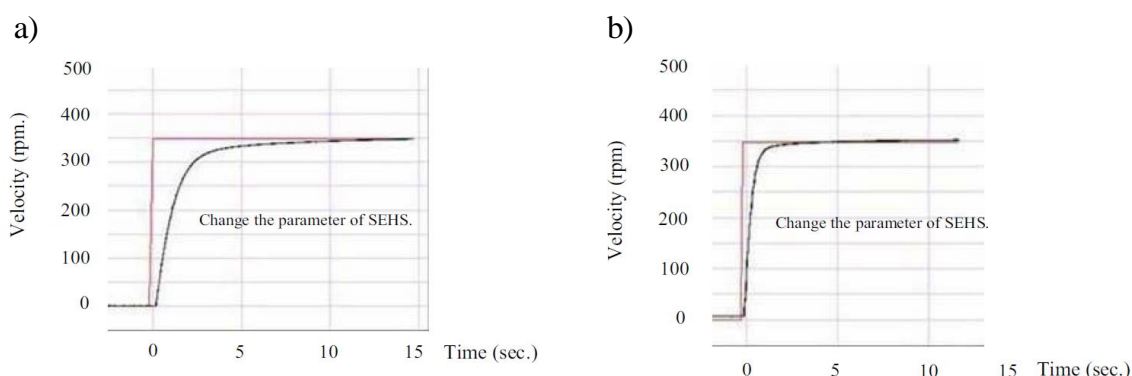
Rys. 2.16 Schemat blokowy regulatora hybrydowego, przełączany pomiędzy regulatorem PID i Rozmytym, gdzie: SEHS – servo electro – hydraulic system[40]

Na rysunku 2.16 przedstawiono schemat blokowy serwonapędu z regulatorem hybrydowym. Autorzy zbudowali stanowisko badawcze, którego schemat przedstawiony jest na rysunku 2.17. Badania były prowadzone dla wymuszenia typu skok jednostkowy. Wartością zadawaną była prędkość silnika hydraulicznego. Uzyskane wyniki z zastosowaniem regulatora rozmytego i rozmytego regulatora samo dostrajającego się PID były porównane z wynikami, które uzyskano przy zastosowaniu konwencjonalnego regulatora PID. Przedstawiono je na rysunku 2.18a i 2.18b.

Na podstawie uzyskanych wyników Autorzy stwierdzili, że proponowana hybryda rozmytego i rozmytego samo-dostrajającego się regulatora PID pozwala na uzyskanie krótszych czasów osiągnięcia pozycji zadanej, w porównaniu z hybrydą regulatora rozmytego i PID. W artykule podano, że taki pozytywny efekt uzyskano dlatego, że zaproponowany regulator PID na bieżąco dostosowuje swoje parametry do aktualnych parametrów napęd, obciążenia i zakłóceń [40].



Rys. 2.17 Schemat serwonapędu elektrohydraulicznego z silnikiem hydraulicznym [40]

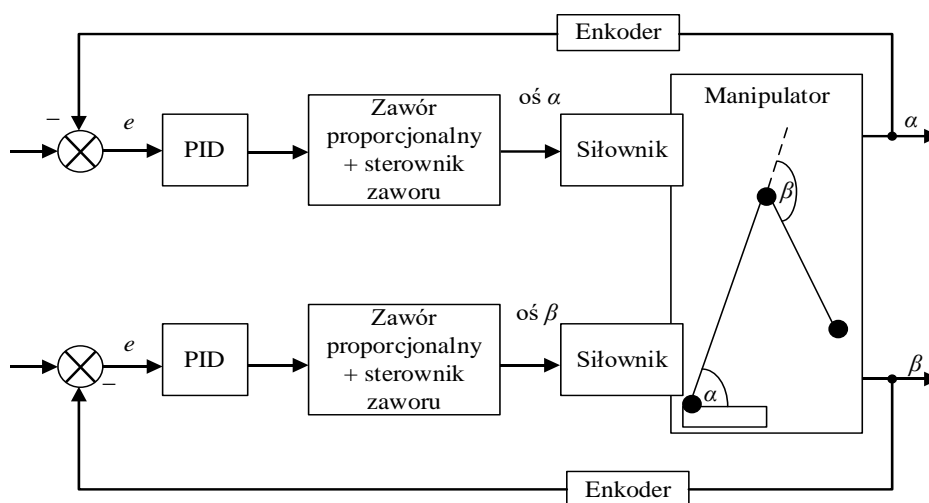


Rys. 2.18 Odpowiedź układu z regulatorem: a) konwencjonalnym rozmytym PID, b) z samo dostrajającym się rozmytym PID [40]

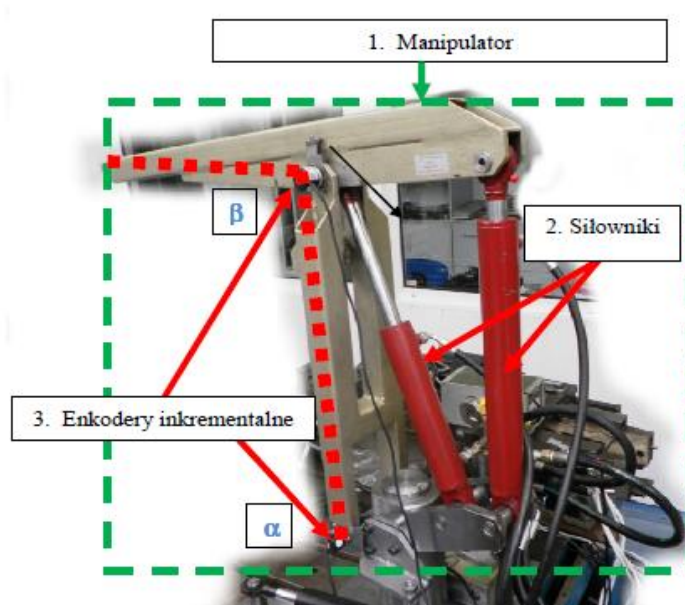
2.4 Elektrohydrauliczne zespoły dwunapędowe

W pracy [12] opisano zastosowanie regulatora PID do sterowania manipulatorem, sterowanym za pomocą liniowych serwonapędów elektrohydraulicznych tj. z siłownikami. Był to dwuosiowy manipulator o kinematyce równoległej. Przeprowadzono badania dla różnych nastaw regulatora PID i porównano je z wynikami uzyskanymi przy zastosowaniu tylko regulatora proporcjonalnego. W tym celu zastosowano całkowity wskaźnik jakości I wartość bezwzględną z uchybu regulacji. Pomiar położenia siłowników hydraulicznych był wykonywany metodą pośrednią, tj. mierzone były przemieszczenia kątowe w przegubach, za pomocą enkoderów inkrementalnych. Do regulacji zastosowano układ dyskretny z regulatorem cyfrowym typ P oraz PID. Układ sterowania oparty był na sterowniki PLC firmy B&R. Ruchy siłowników hydraulicznych sterowane były za pomocą zaworów proporcjonalnych. Schemat blokowy robota z zastosowanymi

napędami z regulatorami PID przedstawiono na rysunku 2.19. Na rysunku 2.20 przedstawiono widok robota, zamontowanego na stanowisku badawczym.

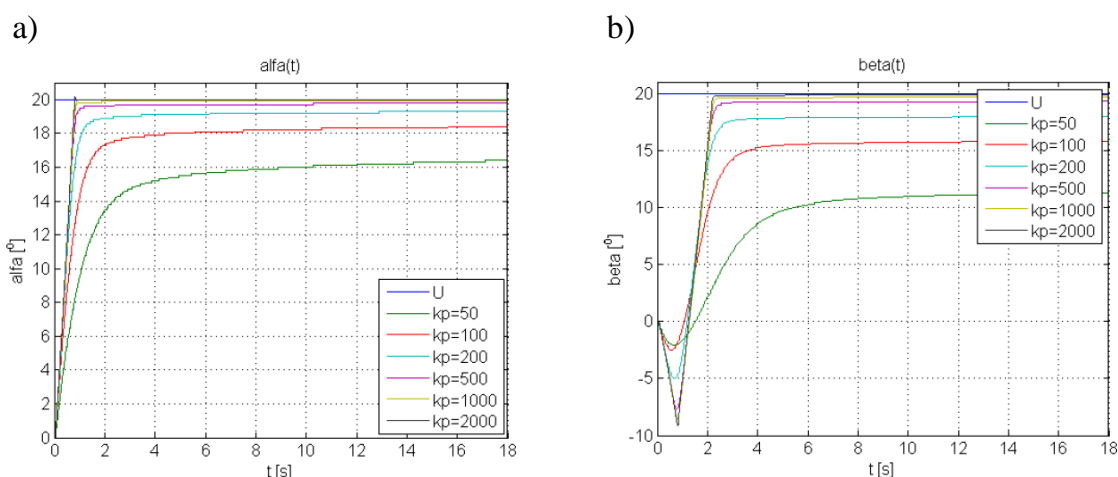


Rys. 2.19. Schemat blokowy manipulatora z dwoma serwonapędami elektrohydraulicznymi z regulatorami PID [12]



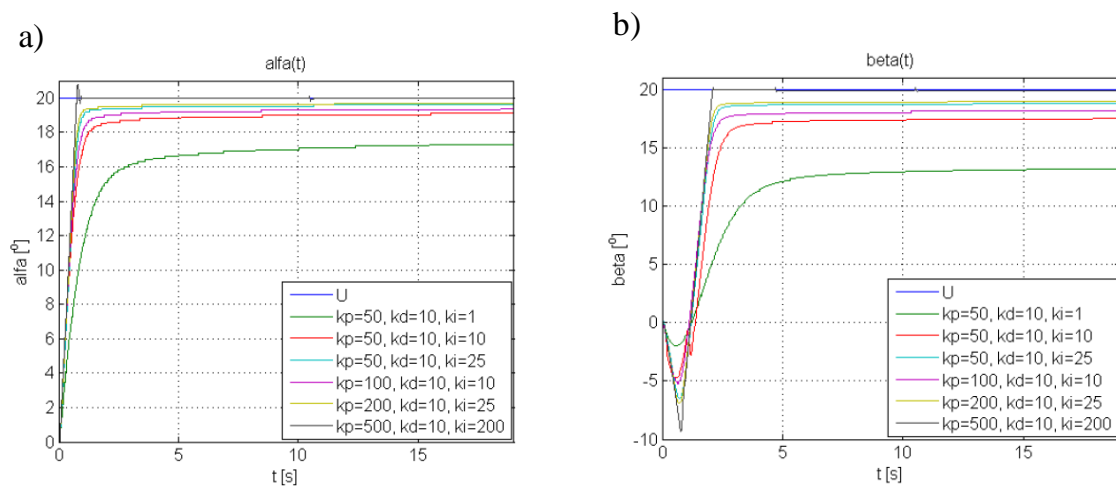
Rys. 2.20 Widok stanowiska badawczego z dwoma serwonapędami elektrohydraulicznymi [12], gdzie: 1 – manipulator, 2 – siłowniki, 3 – enkodery inkrementalne, α – kąt obrotu pierwszego ramienia robota, β – kąt obrotu drugiego ramienia

W pierwszej kolejności wykonano testy dla regulatora typu P. Przebiegi zmian kątów α i β dla różnych wartości wzmocnienia tego regulatora przedstawiono na rysunku 2.21a i 2.20b. Wymuszeniem był sygnał typu skok jednostkowy.



Rys. 2.21 Wykres zmian kątów obrotu w przegubach dla różnych wartości wzmacnienia regulatora typu P przy wymuszeniu skokowym: a) kąta α , b) kąta β [12]

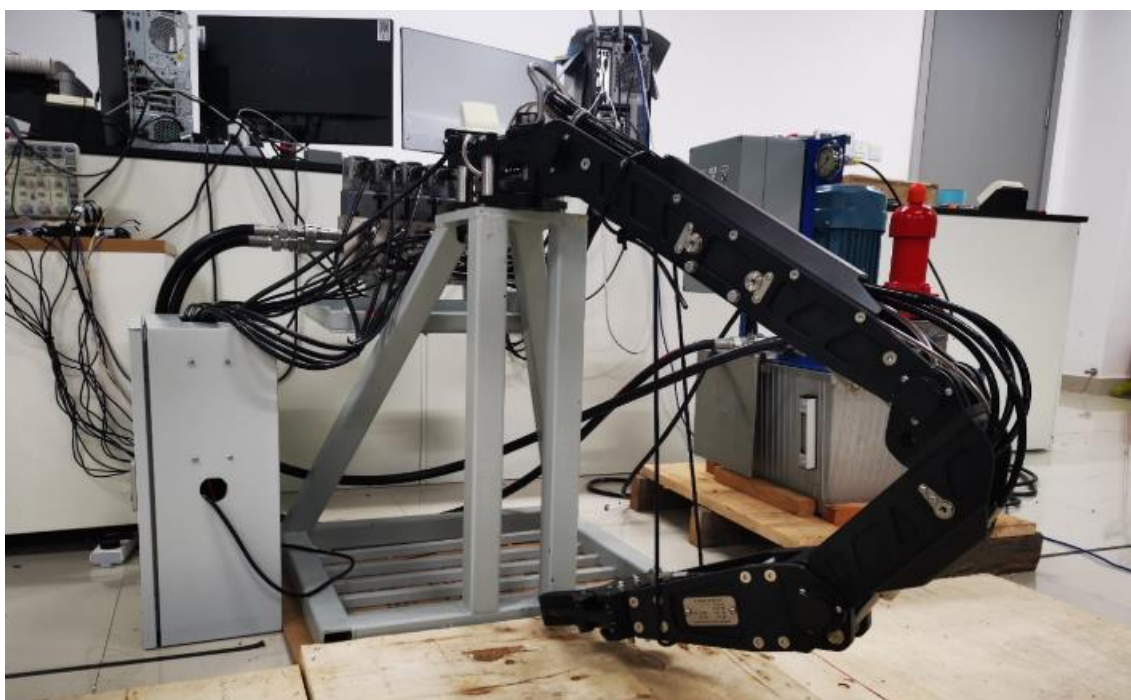
W drugim etapie przeprowadzono badania odpowiedzi skokowych robota z napędami z regulatorami PID. Wyniki tych badań przedstawiono na rysunku 2.22a i 2.22b. Porównując uchyby ustalone można zauważyć, że dołożenie członów różniczkującego i całkującego poprawiło jakość regulacji, tj. zmniejszyło uchyb. Parametry regulatora PID dobierane były doświadczanie, tak długo aż udało się sprowadzić uchyb ustalony do zera.



Rys. 2.22. Przebieg zmian kątów dla różnych nastaw regulatorów PID przy wymuszeniu skokowym: (a) dla kąta α , (b) dla kąta β [12]

Przykład jednoczesnego sterowania więcej niż jednym napędem elektrohydraulicznym zamieszczono w artykule [59]. Opisany manipulator dedykowany jest do prac podwodnych, przedstawiony został na rysunku 2.23. W pracy tej w tym artykule zapro-

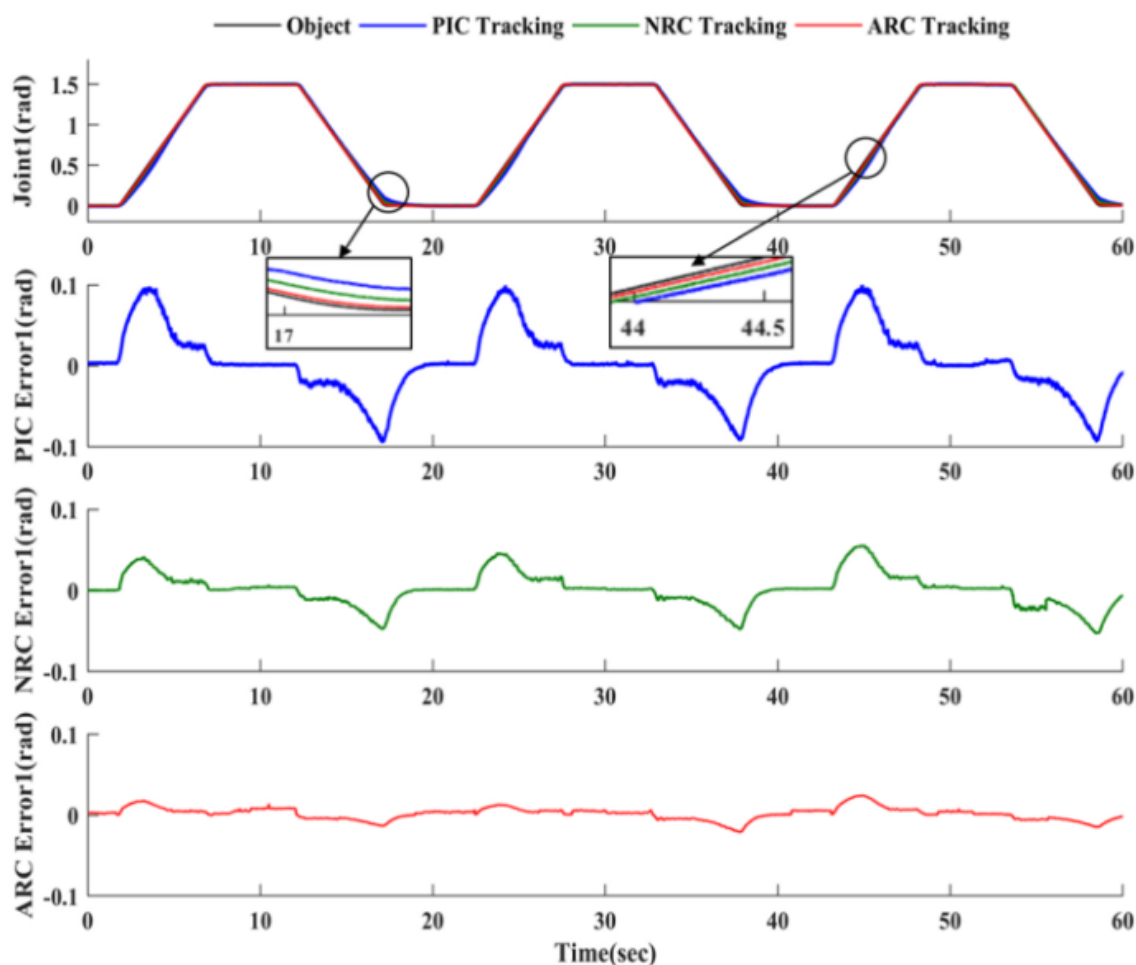
ponowano adaptacyjny sterownik w połączeniu ze strategią cofania. Mówiąc konkretnie, metodę cofania stosuje się w celu uproszczenia analizy modelu manipulatora w celu określenia wpływu modelu wyższego rzędu, a wpływ podwodnych zakłóceń zewnętrznych i błędów hydraulicznego modelu dynamicznego może być dobrze obsługiwany przez ten sterownik. Co więcej, do sterownika wprowadzono podejście adaptacyjne parametrów, aby poradzić sobie z niepewnościami parametrów modelu. Następnie pokazano symulację porównawczą i wyniki eksperymentu, aby zilustrować stabilność i skuteczność zaprojektowanego sterownika.



Rys. 2.23. Stanowisko badawcze z hydraulicznym manipulatorem [59]

Wyniki eksperymentu porównawczego obejmujące krzywą śledzenia i krzywą błędów trzech regulatorów przedstawiono na rys.2.24. Parametry sterownika, takie jak czas odpowiedzi (RT), maksymalny błąd połączenia (MJE), błąd w przegubie stanie ustalonym (SSJE) i maksymalny błąd pozycji (MPE) uzyskuje się poprzez obliczenie danych o błędach śledzenia trzech okresów w stanie stabilnym. Analizując krzywą błędów sterowania ruchem ARC można zauważyć, że w początkowym stanie statycznym przegub manipulatora może utrzymać względnie idealny stan stabilny (błąd kątowy mieści się w granicach 0,01 rad). Kiedy nagle zmienia się stan ruchu, największym błędem w całym eksperymencie śledzenia jest opóźnienie w procesie akwizycji sygnału i dynamiczna odpowiedź układu (błąd kątowy wynosi około 0,015 rad). Z biegiem czasu stan ruchu

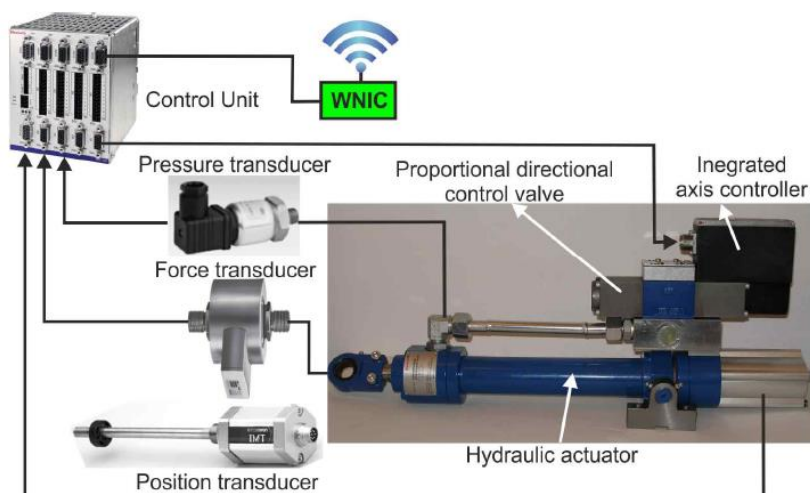
osiąga stabilizację, a trajektoria pomiaru stopniowo pokrywa się z trajektorią docelową. Cały układ manipulatora przechodzi w stan stabilny, a maksymalny błąd stanu ustalonego przegubu wynosi około 0,009 rad. Zgodnie z błędem śledzenia kąta złącza i parametrami konstrukcyjnymi, błąd położenia po osiągnięciu stanu ustalonego nie jest większy niż 4,6 mm. Nawet w procesie zmiany kąta błąd położenia wynosi tylko 9,5 mm, co może osiągnąć precyzję w skali milimetrowej.



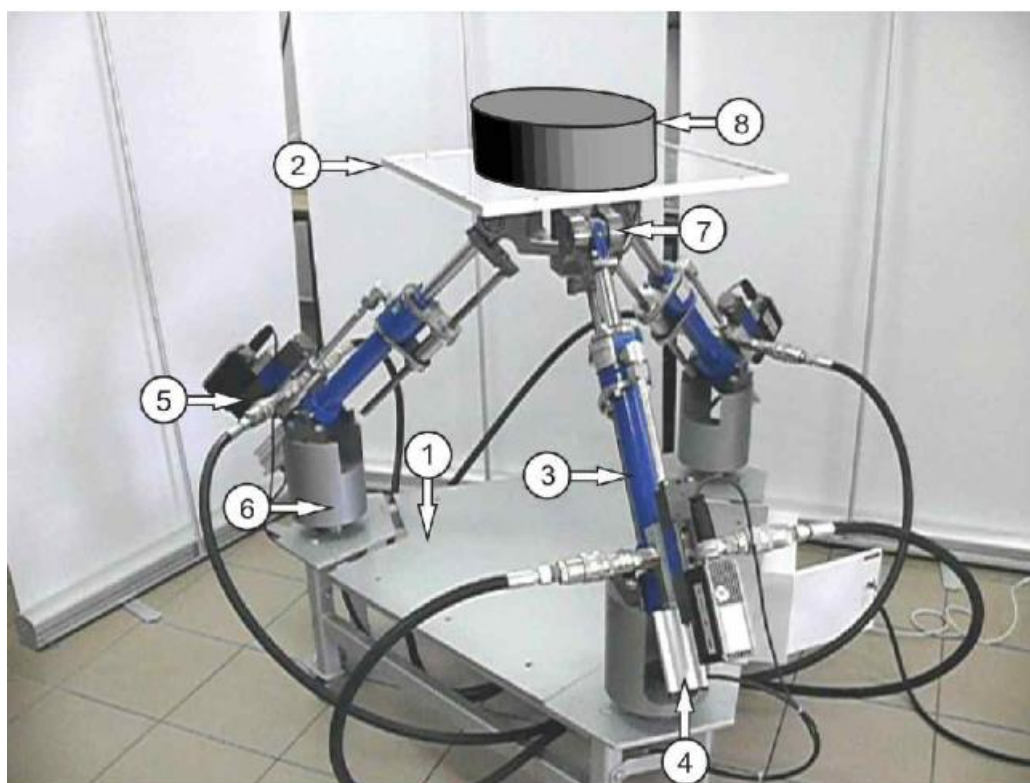
Rys. 2.24. Wyniki badań doświadczalnych dla pierwszego przegubu manipulatora hydraulicznego [59]

W artykule [62] omówiono manipulator z trzema niezależnie sterowanymi zintegrowanymi elektrohydraulicznymi serwonapędami (IEHSD). Do każdego z serwonapędów zastosowany był regulator PID. Na rysunku 2.25 przedstawiono zbudowany serwonapęd wraz ze schematem układu sterowania. Rysunek 2.26 przedstawia zbudowany manipulator. Autorzy przeprowadzili wiele badań doświadczalnych. Wybrane przebiegi zamieszczono na rysunku 2.27, jest to odpowiedź serwonapędu na wymuszenie skokowe. Na przebiegu zaznaczono zmiany pozycji tłoczyska siłownika oraz prędkość ruchu.

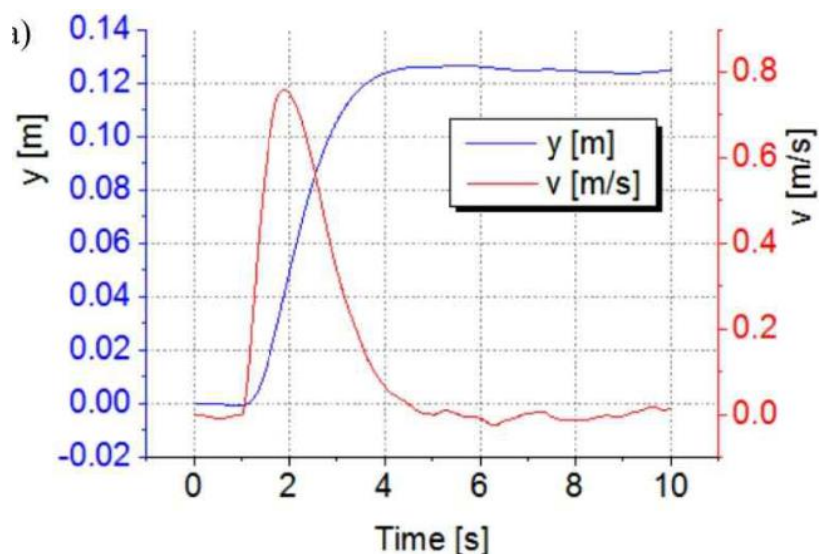
Na podstawie otrzymanych przebiegów Autorzy wywnioskowali, że zastosowanie regulatora PID do pozycjonowania serwonapędu dla różnych sygnałów zadanych jest zadowalające.



Rys. 2.25. Serwonapęd elektrohydrauliczny, schemat układu sterowania [62]

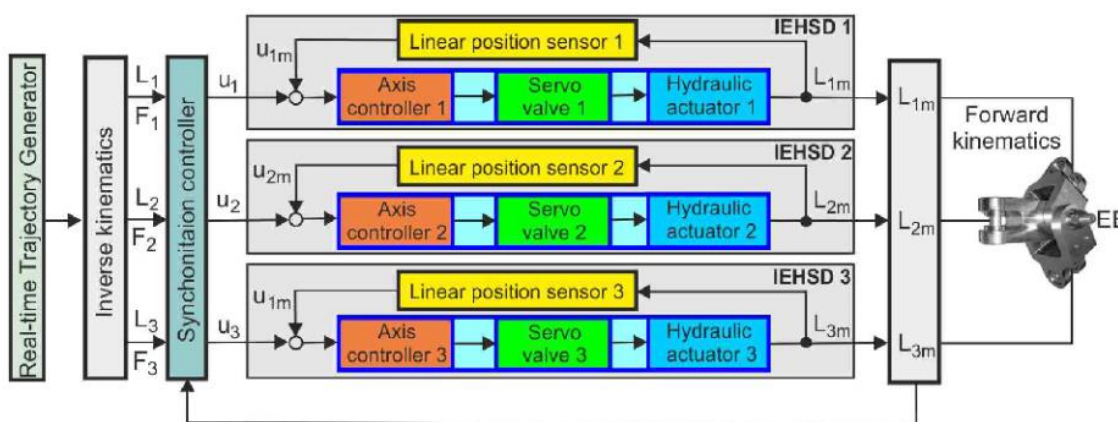


Rys. 2.26. Manipulator z trzema serwonapędami elektrohydraulicznymi [62]



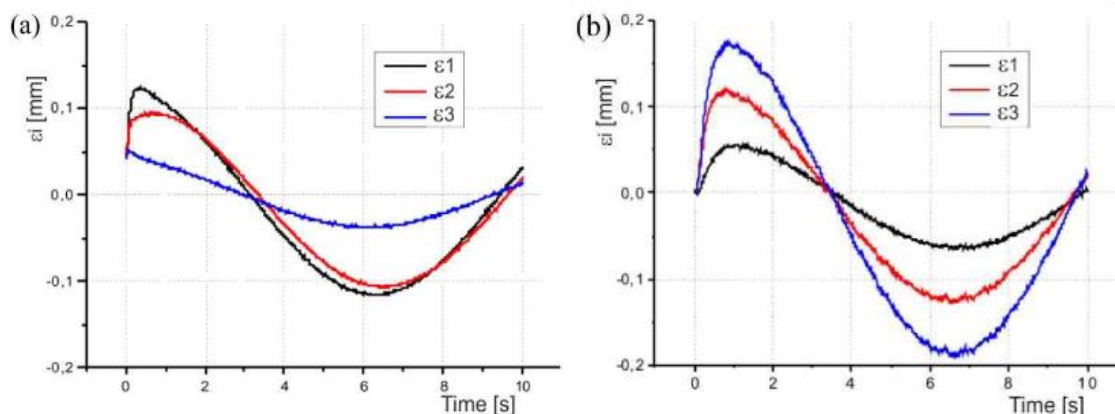
Rys. 2.27. Odpowiedzi serwonapędu na wymuszenie typu skok jednostkowy [62]

Ważnym elementem podjętym w tej publikacji była synchronizacja trzech serwonapędów. W tym celu Autorzy zbudowali układ sterownia, który był odpowiedzialny za synchronizację tych napędów. Na rys. 2.28 przedstawiono schemat blokowy układu sterowania trzema serwonapędami.



Rys. 2.28. Schemat blokowy układu sterowania trzema serwonapędami elektrohydraulicznymi [62]

Na rysunku 2.29 przedstawiono błędy synchronizacji dla referencyjnego sygnału wejściowego typu sinus z włączoną (rys. 2.29a) i wyłączoną (rys. 2.29b) synchronizacją. Jeżeli stosunek rzeczywistej pozycji każdego IEHSD w każdym momencie próbkowania jest równy stosunkowi wszystkich pozostałych IEHSD, wówczas moduł TPM (ang. Translational parallel manipulator) porusza się synchronicznie. Błąd synchronizacji z włączoną synchronizacją dla sygnału referencyjnego sinus jest mniejszy.



Rys. 2.29. Błąd synchronizacji dla sygnału referencyjnego sinus: a) z włączoną synchronizacją, b) z wyłączoną synchronizacją [62]

2.5 PODSUMOWANIE PRZEGLĄDU LITERATURY

Problematyka dotycząca sterowania zarówno liniowymi jak i obrotowymi napędami elektrohydraulicznymi, jest już od ponad 60-ciu lat podejmowana przez ośrodki badawcze i firmy oraz szeroko omawiana w literaturze. Ponieważ serwonapędy liniowe są częściej niż obrotowe stosowane w praktyce, to ich badania w zakresie sterowania były prezentowane w literaturze w większym stopniu niż badania dotyczące napędów obrotowych. Znaczna część publikacji dotyczących tych drugich napędów prezentuje w zasadzie tylko wyniki badań symulacyjnych. Można znaleźć wiele prac dotyczących zastosowania dwóch lub więcej elektrohydraulicznych napędów liniowych, które są stosowane w manipulatorach i robotach, np. [57, 58, 59, 60, 61]. Jednak w trakcie przeglądu literatury, obejmującego ponad 100 pozycji, nie napotkano prac, w których została podjęta problematyka równoczesnego sterowania napędem liniowym i obrotowym, a w szczególności elektrohydraulicznym. W związku z tym można stwierdzić, że nie podejmowano dotychczas zaawansowanych badań dotyczących budowy zespołów napędowych, składających się z napędu liniowego i obrotowego oraz badań na temat równoczesnego sterowania napędem liniowym i obrotowym, które tworzą elektrohydrauliczny zespół napędowy.

Brak publikacji związanych z tematyką badań zespołu napędowego liniowo-obrotowego, skłoniły autora niniejszej rozprawy, do podjęcia właśnie tej tematyki. Napęd obrotowy pozwala osiągać bardzo duże (rzędu kilkuset metrów) przemieszczenia nawiniętej liny na bęben. Dodatkowo napędu liniowego umożliwia osiągnięcie krótkody-

stansowo większych i mniejszych prędkości ruchu oraz zachowanie dokładności pozycjonowania.

3 SPRECYZOWANIE CELÓW I TEMATU PRACY

3.1 WPROWADZENIE

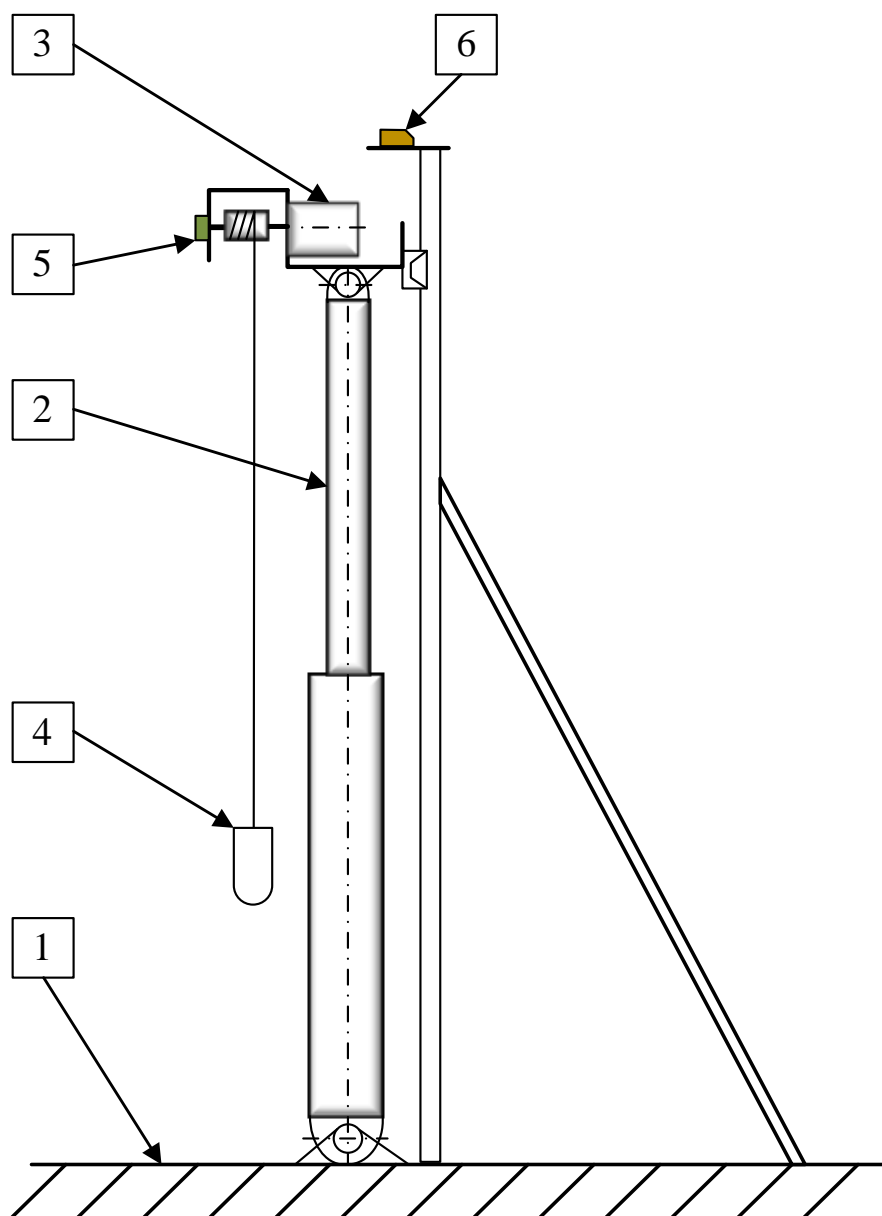
Mimo, że zakres zastosowań napędów elektrohydraulicznych na przestrzeni ostatnich 40. lat znacząco zmalał, to napędy te ciągle znajdują dość szerokie zastosowania a ich rozwój jest nieustanny. Nadal należą one do niezastąpionych w tych obszarach techniki, w których występuje konieczność generowania bardzo dużych sił i momentów obrotowych. Oferowane współcześnie napędy elektrohydrauliczne charakteryzują się między innymi: zdolnością do generowania dużych sił, dużą dokładnością pozycjonowania oraz wysoką niezawodnością. Udało się wyeliminować bądź ograniczyć wiele z ich tradycyjnych wad. Jedną z nich są uciążliwe przecieki cieczy roboczej. Obecnie napędom elektrohydraulicznym obok zdolności do generowania dużych sił i momentów obrotowych, stawiane są wymagania dotyczące bardzo dobrej dokładności pozycjonowania, rzędu $\pm 10 \mu\text{m}$, które wcześniej mogły być uzyskiwane tylko przez napędy elektryczne. Udział w rynku hydraulicznych napędów obrotowych, w stosunku do liniowych jest niewielki w zastosowaniach przemysłowych, co znajduje swoje odzwierciedlenie w liczbie publikowanych na ich temat prac naukowych. Jak wykazał przegląd literatury, nigdzie ani nie opisano ani nie zastosowano elektrohydraulicznego zespołu, składającego się z siłownika liniowego i z zamontowanego na jego tłoczysku silnika obrotowego. Taki układ napędowy nie był również przedmiotem żadnych badań i dlatego zagadnienie regulacji liniowo obrotowych elektrohydraulicznych zespołów napędowych, nie jest wystarczająco dobrze rozpoznane. Obecnie w tym obszarze, trudno znaleźć jakiegokolwiek rozwiązania, które można uznać za satysfakcjonujące.

Głównym celem niniejszej pracy jest zintegrowanie dwóch elektrohydraulicznych serwonapędów, liniowego i obrotowego w jeden liniowo – obrotowy, elektrohydrauliczny zespół serwonapędowy. Drugim najważniejszym celem będzie opracowanie sterowania tym zespołem jako całości, w celu zapewnienia dobrej dokładności pozycjonowania oraz zdolności do wykonywania przemieszczenia, zarówno o małej jak i o dużej prędkości.

3.2 LINIOWO OBROTOWY ELEKTROHYDRAULICZNY ZESPÓŁ NAPĘDOWY

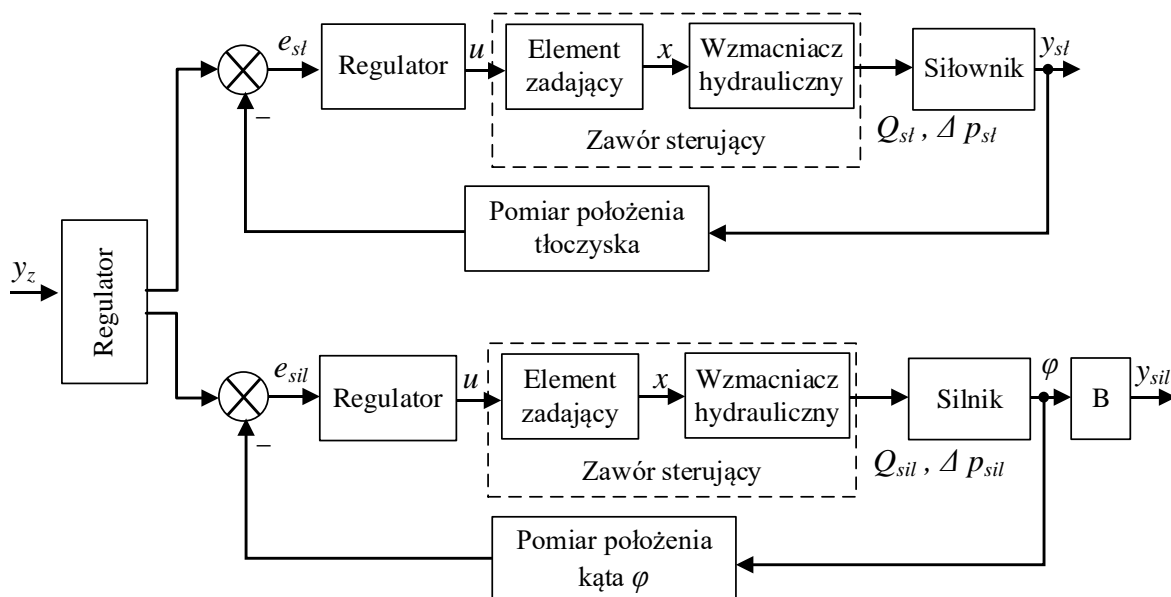
Na rysunku 3.1 pokazano uproszczony rysunek liniowo-obrotowego zespołu napędowego. Przyjęto, że napęd obrotowy, tj. silnik będzie zamontowany na końcu tłoczyska siłownika a jego ruch obrotowy będzie zamieniany na liniowy za pośrednictwem bębna z nawiniętą liną. Oba napędy będą mogły pracować jednocześnie bądź indywidualnie. Generowane siły i prędkości każdego z nich będą mogły być zmieniane (regulowane) i dostosowane do potrzeb, w zależności od zastosowania. Głównymi zadaniami stawianymi przed zespołem napędowym będzie pozycjonowanie zawieszonyj masy. Oba napędy będą mogły wykonywać ruch pracując jednocześnie, w celu pozycjonowania zawieszonyj na linie masy, a udział w ruchu każdego z napędów będzie różny – zależny od nastaw układu automatyki. Siłownik hydrauliczny, czyli serwonapęd liniowy, będzie zamocowany pionowo do podłoża. W ogólności, będzie mógł być zamontowany pod dowolnym kątem, ale ze względu na duże siły jakie będą działać na elementy jego mocowania będzie to dość trudne. Przyjęto, że napęd z tego rodzaju montażem, nie będzie przedmiotem niniejszej pracy.

Zespół napędowy zaprezentowany na rysunku 3.1, przymocowany jest do podstawy (1). Silnik hydrauliczny (3) umieszczony jest wewnątrz korpusu, który jest zamontowany na końcu tłoczyska siłownika z jednostronnym tłoczyskiem (2). Na wale silnika hydraulicznego osadzony jest bęben, na którym nawinięta jest stalowa linka. Na końcu linki przyczepiony jest obciążnik (masa) (4). Pozycja tłoczyska siłownika mierzona jest za pomocą czujnika odległości (6). Pozycja kątowa silnika mierzona jest za pomocą enkodera (5).



Rys. 3.1. Liniowo – obrotowy elektrohydrauliczny zespół napędowy

Na rysunku 3.2 przedstawiono schemat blokowy elektrohydraulicznego serwonapędu liniowo – obrotowego, w którym zastosowane są serwonapęd liniowy i obrotowy. Taki właśnie zestaw jest przedmiotem rozważań, zawartych w niniejszej pracy. Zastosowano w nim: zawór elektrohydrauliczny proporcjonalny, sterujący siłownikiem hydraulicznym oraz serwozawór przeznaczony do sterowania silnika hydraulicznego, układy pomiaru położenia jeden dla siłownika i drugi silnika oraz komputerowy regulator całego zestawu napędowego.



Rys. 3.2. Schemat blokowy elektrohydraulicznego serwonapędu liniowo – obrotowego

Przyjęto, że napęd z obrotowym silnikiem hydraulicznym będzie mógł przemieszczać obciążnik (4), to znaczy opuszczać go i podnosić na stosunkowo duże odległości, rzędu nawet kilkuset metrów. Będzie on pełnił rolę napędu głównego. W trakcie postoju oraz w czasie wykonywania ruchu ze stałą prędkością, pracował będzie tylko napęd obrotowy, a tłok siłownika będzie ustawiony w pozycji środkowej cylindra. Napęd liniowy z siłownikiem hydraulicznym będzie miał niewielki zakres ruchu, tj. 0,4 m i będzie przeznaczony do dokładnego pozycjonowania oraz do krótkotrwałego (krótkodystansowego) przyspieszania oraz wykonywania precyzyjnego ruchu z bardzo małą prędkością. Siłownik hydrauliczny będzie wykonywał krótkotrwałe i krótkodystansowe przemieszczenia tylko w stanach dynamicznych. Każdy z napędów będzie pracował w zamkniętej pętli sprzężenia zwrotnego. Sterownik będzie pełnił rolę nadrzędną i będzie generował sygnały zadane położenia do poszczególnych napędów.

3.3 CEL I TEZA PRACY

Przedstawiony wyżej przegląd literatury pokazuje na brak prac teoretycznych i doświadczalnych dotyczących elektrohydraulicznego zespołu napędowego, w którym zastosowano napęd liniowy i obrotowy pracujące jednocześnie. Ponieważ można oczekiwać, że taki właśnie elektrohydrauliczny zespół napędowy będzie cechował się dobrymi właściwościami i parametrami dynamicznymi, to celem jest podjęcie jego szczegółowych badań teoretycznych, symulacyjnych i doświadczalnych.

Cele niniejszej pracy zdefiniowano następująco:

1. Zbudowanie elektrohydraulicznego liniowo-obrotowego zespołu serwonapędowego oraz stanowiska do jego badań,
2. Opracowanie metody sterowania zespołem napędowym,
3. Zbudowanie modelu teoretycznego i symulacyjnego serwonapędu,
4. Zaproponowanie metod równoczesnego sterowania dwoma napędami,
5. Przeprowadzenie badań symulacyjnych i doświadczalnych zespołu napędowego.

Realizacja powyższych celów pozwoli wykazać prawdziwość tezy:

Zespół serwonapędowy, składający się z elektrohydraulicznego serwonapędu obrotowego i liniowego, może pozycjonować element zawieszony na linie, z taką samą dokładnością jak dokładność pozycjonowania napędu liniowego oraz uzyskiwać krótkodystansowo prędkości ruchu mniejsze i większe od prędkości uzyskiwanych przez napęd liniowy oraz obrotowy.

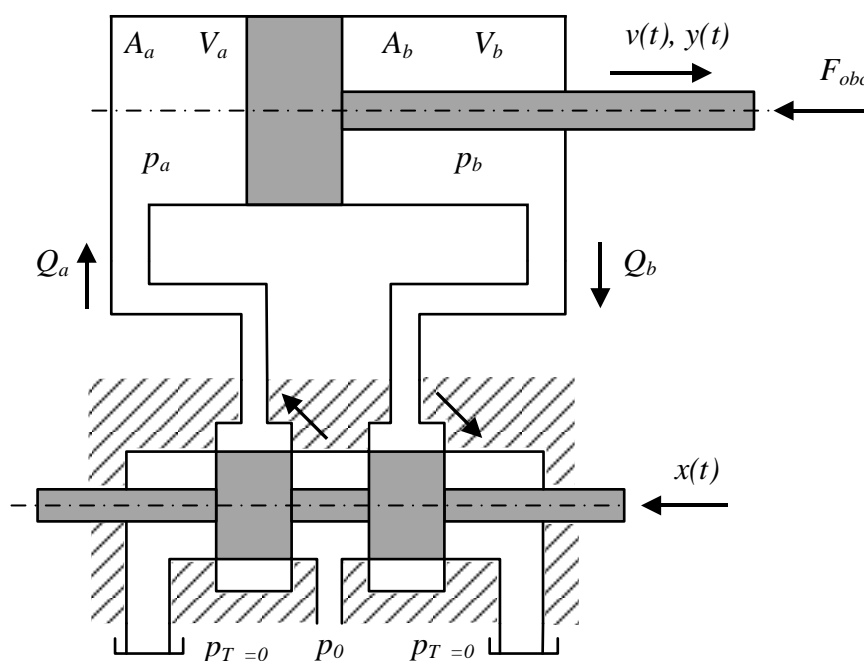
4 MODELE TEORETYCZNE I SYMULACYJNE

4.1 WSTĘP

W niniejszym rozdziale sformułowano podstawowe zależności teoretyczne, które opisują zarówno serwonapęd z siłownikiem, jak i z silnikiem hydraulicznym. Zależności te pozwoliły na opracowanie ich modeli symulacyjnych w środowisku Matlab-Simulink. Zbudowanie tych obu modeli symulacyjnych, pozwoliło na wykonanie ich badań symulacyjnych w celu doboru i określenia parametrów regulatorów typu PID oraz opracowania algorytmu sterowania całego elektrohydraulicznego zespołu napędowego. Przedstawione wyniki badań symulacyjnych obu napędów elektrohydraulicznych, porównano z wybranymi rezultatami uzyskanymi w trakcie badań doświadczalnych. Porównanie przeprowadzono celem weryfikacji poprawności modeli symulacyjnych.

4.2 MODEL LINIOWEGO NAPĘDU ELEKTROHYDRAULICZNEGO

W takich pozycjach literaturowych jak [2,5,13] można znaleźć wiele informacji dotyczących zasady budowania modeli układów i elementów hydraulicznych. Podano tam równania opisujące występujące w nich zjawiska oraz przykłady zbudowanych modeli.



Rys. 4.1. Schemat ideowy układu wzmacniacz hydrauliczny – siłownik z jednostronnym tłoczyskiem

Analizowany w ramach niniejszej pracy serwonapęd liniowy, składa się z zaworu proporcjonalnego, w którym zastosowany jest czterokrawędziowy wzmacniacz hydrauliczny typu suwak-tuleja oraz siłownik z jednostronnym tłoczyskiem. Suwak tego wzmacniacza jest przesuwany przez elektromagnes proporcjonalny ze sprężyną.

Na rysunku 4.1 przedstawiono schemat ideowy układu: czterokrawędziowy wzmacniacza typu suwak-tuleja połączony z siłownikiem z jednostronnym tłoczyskiem. W siłowniku z jednostronnym tłoczyskiem, powierzchnie czynne tłoka są różne. Przyjmując, że powierzchnia tłoka wynosi: $A_a = A$, to powierzchnia czynna tłoka od strony tłoczyska wynosi $A_b = aA$ ($a < 1$). Przepływ cieczy przez szczelinę roboczą zaworu jest opisany następującym równaniem nieliniowym [15, 69, 70]:

$$Q(t) = \mu_d \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot A_{sz}(t) \cdot \sqrt{\Delta p(t)} = K_Q \cdot \sqrt{\Delta p} \cdot x(t) \quad (4.1)$$

gdzie: A_{sz} – pole powierzchni szczeliny roboczej zaworu, μ_d – bezwymiarowy współczynnik przepływu, równa 0,64, Δp – różnica ciśnień na szczelinie, K_Q – współczynnik przepływu.

Jak wynika z tego wzoru, natężenie przepływu cieczy przez szczelinę zależy od jej szczeliny oraz od pierwiastka z różnicy ciśnień występujących na szczelinie. W elektrozaworach, w których powierzchnia szczeliny jest prostokątna, powierzchnia przepływu cieczy jest wprost proporcjonalna do przesunięcia suwaka. W zaworach, których szczeliny mają kształt trójkąta prostokątnego, powierzchnia szczeliny jest opisana wzorem: $A_{sz} = A = 2x^2$.

Występujący w równaniu bezwymiarowy współczynnik przepływu μ_d dla szczelin ostrokrawędziowych przyjmuje zwykle wartość 0,64 [51, 71, 72]. Ta wartość nie zależy od temperatury cieczy roboczej, ale zależy od położenia suwaka określającego kąt przepływu strumienia roboczego przez szczelinę oraz od kształtu i szczeliny.

Model liniowy zespołu wzmacniacz hydrauliczny–siłownik może być zbudowany po przyjęciu następujących założeń upraszczających [2, 73, 74]:

- wzmacniacz wielokrawędziowy ma zerowe przekrycie,
- do wzmacniacza jest podawany czynnik roboczy nie zmieniający właściwości fizycznych, a jego ciśnienie przed wzmacniaczem jest stałe,
- wzmacniacz wielokrawędziowy jest zainstalowany blisko siłownika, dzięki czemu

straty ciśnienia w przewodach są pomijalnie małe,

- natężenie przepływu cieczy przez wzmacniacz hydrauliczny jest liniową funkcją przesunięcia suwaka (charakterystyka przepływu jest liniowa i zależy od położenia suwaka w tulei oraz od różnicy ciśnień, występujących na szczelinie),
- nie występuje zależność parametrów układu od pojemności komór siłownika i przewodów hydraulicznych, czyli od aktualnego położenia ruchomych elementów serwonapędu,
- w siłowniku występuje tarcie wiskotyczne,
- w całym układzie brak ograniczeń sygnałów.

Następujące równania opisują liniowy układ suwak wzmacniacza – siłownik hydrauliczny z jednostronnym tłoczyskiem. [1]:

$$Q_a(t) = Q_{sa}(t) + Q_{ha}(t) + Q_v(t) \quad (4.2)$$

$$Q_b(t) = Q_{sb}(t) + Q_{hb}(t) - Q_v(t) - Q_{vb}(t) \quad (4.3)$$

$$Q(t) = K_Q \cdot \sqrt{p_0 - p_a(t)} \cdot x(t) \quad (4.4)$$

$$Q_b(t) = K_Q \cdot \sqrt{p_b(t)} \cdot x(t) \quad (4.5)$$

$$Q_b(t) = K_Q \cdot \sqrt{p_0 - p_b(t)} \cdot x(t) \quad (4.6)$$

$$Q_a(t) = K_Q \cdot \sqrt{p_a(t)} \cdot x(t) \quad (4.7)$$

$$Q_{ha}(t) = A \frac{dy(t)}{dt}, \quad Q_{hb}(t) = aA \frac{dy(t)}{dt} \quad (4.8)$$

$$Q_{sa}(t) = \frac{V_a}{E_0} \frac{dp_a(t)}{dt}, \quad Q_{sb}(t) = -\frac{V_b}{E_0} \frac{dp_b(t)}{dt} \quad (4.9)$$

$$Q_v(t) = K_v [p_a(t) - p_b(t)] \quad Q_{vb}(t) = K_{vb} p_b(t) \quad (4.10)$$

$$m \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + D_w \frac{d y(t)}{dt} = A [p_a(t) - a p_b(t)] \quad (4.11)$$

gdzie: Q_a , Q_b – natężenia przepływu cieczy przez szczeliny zaworu sterującego, Q_{ha} –
 Q_{hb} - chłonność komór siłownika, Q_{sa} , Q_{sb} – natężenia cieczy pokrywające straty wywo-
łane ściśliwością cieczy w komorach, p_0 – ciśnienie zasilania, p_a , p_b – ciśnienia w ko-
morach siłownika, A_a , A_b – po-wierzchnie czynne tłoka siłownika, K_{Qp} – współczynnik
przepływu przez szczelinę zaworu [m^2/s], K_l – współczynnik (linearyzacji) uwzględnia-
jący zmniejszenie natężenia przepływu powodowane różnym od zera spadkiem ciśnie-
nia na tłoku, K_v – współczynnik przecieków na tłoku, K_{vb} – współczynnik przecieków

na tłoczysku. V_a , V_b – objętości komór roboczych w środkowym położeniu tłoka, D_w – współczynnik tarcia dynamicznego tłoka, tłoczyska i sprzężonych z nim mas, E_0 – moduł sprężystości objętościowej oleju, m – zredukowana na oś tłoczyska masa obciążenia oraz masa tłoka i tłoczyska, F_{obc} – siła obciążenia, y – przemieszczenie tłoka siłownika.

W rzeczywistym napędzie zastosowano siłownik o skoku 400 mm i dlatego w modelu siłownika (rys. 4.4) wprowadzono blok ograniczający zakres jego ruchu do 400 mm. Kolejne dwa ograniczenia dotyczą: wartości ciśnienia występującego w komorach siłownika, które nie może być większe od wartości ciśnienia zasilającego ani mniejsze od zera. Zastosowano także ograniczenie przesunięcia suwaka wzmacniacza hydraulicznego. Na podstawie wymiarów i parametrów badanego serwonapędu liniowego, przyjęto następujące wartości stałych i charakterystycznych współczynników:

- siłownik o średnicach tłoka $A=0,04$ m i tłoczyska $0,022$ m, skok $0,4$ m,
- pola powierzchni tłoka $A_a = 0,00126$ m, $A_b = 0,000876$ m,
- współczynnik przepływu $K_Q = 0,031$ m²/s,
- moduł sztywności objętościowej $E_0 = 1,2 \cdot 10^9$ N/m², sztywności lewej i prawej komory siłownika $E_0/V_a = 3,82 \cdot 10^{11}$ Pa/m³ i $E_0/V_b = 5,96 \cdot 10^{11}$ Pa/m³,
- współczynnik tarcia dynamicznego $D_w = 29000$ Ns/m,
- zredukowana masa $m = 8$ kg,

Ponieważ w rzeczywistym serwonapędzie wzmacniacz wielokrawędziowy, czyli zawór proporcjonalny będzie zainstalowany w odległości ok. 2 m od siłownika, to konieczne jest wprowadzenie do modelu opóźnienia. W modelu przyjęto, że średnica przewodów hydraulicznych będzie wynosiła 8mm (wewnętrzna).

Do sterowania siłownikiem zastosowano zawór proporcjonalny, którego część elektromechaniczna jest opisywana w literaturze jako człon inercyjny drugiego rzędu:

$$G(s) = \frac{X(s)}{U(s)} = \frac{k_{zp}}{T_{z1}s^2 + T_{z2}s + 1} \quad (4.12)$$

gdzie: U – napięcie podawane na wejście, X – przesunięcie suwaka, k_{zp} – wzmocnienie zaworu, T_{z1} , T_{z2} – stałe czasowe zaworu proporcjonalnego.

Ponieważ zawór proporcjonalny charakteryzuje się przekryciem dodatnim wynoszącym 20% zakresu ruchu suwaka, to na podstawie dokumentacji zaworu przyjęto, że będzie się on charakteryzował opóźnieniem. Transmitancja zastępcza będzie następująca:

$$G(s) = \frac{X(s)}{U(s)} = \frac{k_{zp} e^{-sT_{oz}}}{T_{z1}s^2 + T_{z2}s + 1} \quad (4.13)$$

Po linearyzacji, równanie (4.1) można zapisać następująco:

$$Q(t) = K_{Qp} \cdot x(t) - K_I [\Delta p] \quad (4.14)$$

Wprowadzając linearyzację równania przepływu przez szczeliny można zapisać następująco dla przesunięcia suwaka w lewo:

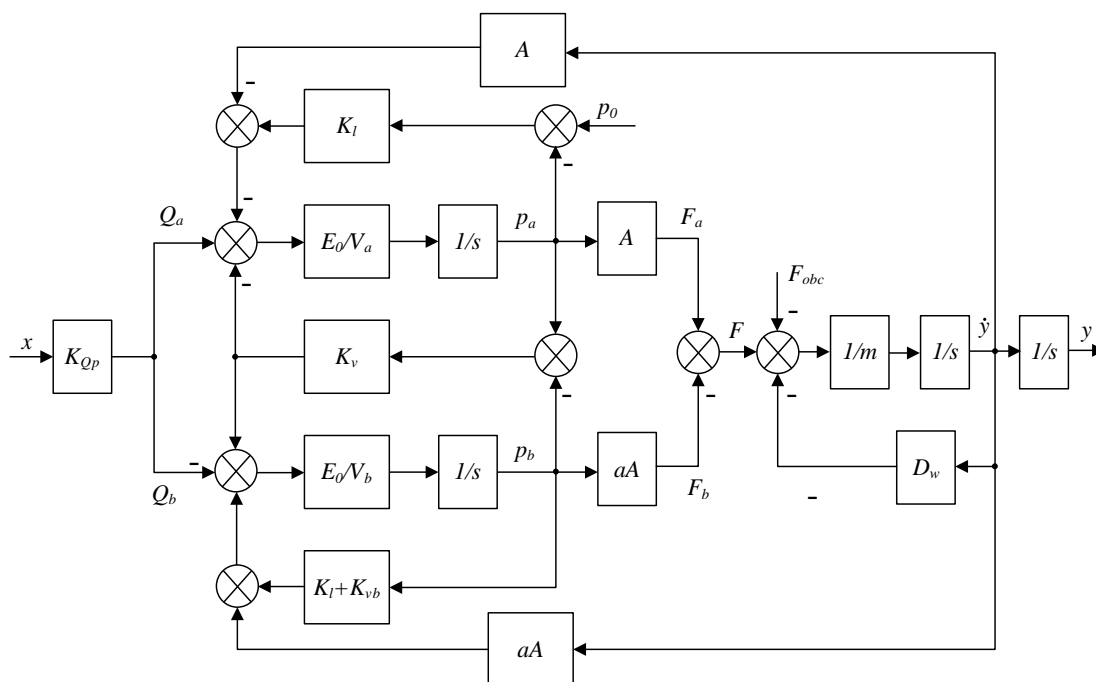
$$Q_b(t) = K_{Qp} x(t) - K_I p_b(t) \quad (4.15)$$

$$Q_a(t) = K_{Qp} x(t) - K_I [p_0 - p_a(t)] \quad (4.16)$$

A dla przesunięcia suwaka w prawo:

$$Q_b(t) = K_{Qp} x(t) - K_I [p_0 - p_b(t)] \quad (4.17)$$

$$Q_a(t) = K_{Qp} x(t) - K_I [p_a(t)] \quad (4.18)$$



Rys. 4.2. Model liniowy układu suwak – siłownik z jednostronnym tłoczyskiem [1]

Rysunek 4.2 przedstawiona schemat blokowy serwonapędu, opisanego powyższym układem równań. Zaznaczono na nim najważniejsze, występujące w układzie sygnały, z uwzględnieniem oddziaływania zewnętrznej siły F_{obc} , obciążającej siłownik. Sygnałem wejściowym modelu jest położenie suwaka wzmacniacza hydraulicznego zaworu x , a wyjściowym położenie tłoka siłownika y . Natężenia przepływu cieczy przez szczeliny robocze wzmacniacza hydraulicznego Q_a i Q_b są różne, ze względu na asymetrię siłownika. Obecnie stosowane są uszczelnienia, które charakteryzują się bardzo dobrymi parametrami pozwalając przyjąć, że natężenie przecieków występujące na tłoku i tłoczytku jest równe zero. Z tego powodu w powyższych równaniach można przyjąć, że występujące w równaniu (4.8) składniki związane w przeciekami K_v i K_{vk} są równe 0. Tym samym natężenia przecieków Q_{va} i Q_{vb} są także równe 0. Zakładając, że w zakresie małych prędkości, kiedy przesunięcie suwaka x jest małe, natężenie przepływu przez szczeliny jest proporcjonalne do tego przesunięcia, a spadek ciśnienia na szczelinie jest stały, wówczas można w równaniach (4.3) i (4.4) pominąć wpływ składnika ze współczynnikiem linearyzacji K_l , a współczynnik K_{Qp} zastąpić współczynnikiem K_Q . Uwzględniając powyższe uproszczenia układ równań (4.2- 4.11) można zapisać w postaci:

$$Q_a(t) = Q_{sa}(t) + Q_{ha}(t) \quad (4.19)$$

$$Q_b(t) = Q_b(t) + Q_{hb}(t) \quad (4.20)$$

$$Q_a(t) = K_Q x(t) \quad (4.21)$$

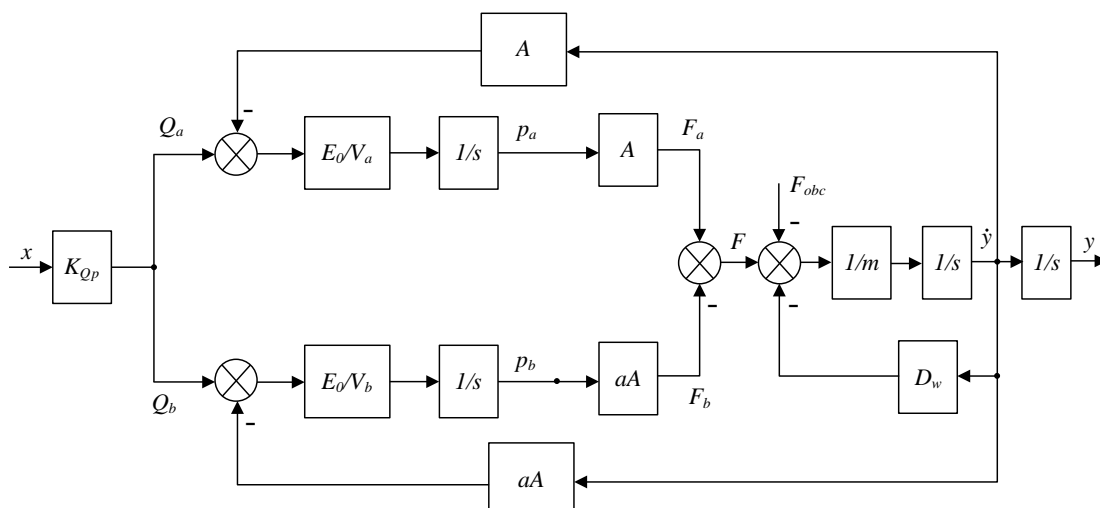
$$Q_b(t) = K_Q x(t) \quad (4.22)$$

$$Q_{ha}(t) = A \frac{dy(t)}{dt}, \quad Q_{hb}(t) = aA \frac{dy(t)}{dt} \quad (4.23)$$

$$Q_{sa}(t) = \frac{V_a}{E_0} \frac{dp_a(t)}{dt}, \quad Q_{sb}(t) = -\frac{V_b}{E_0} \frac{dp_b(t)}{dt} \quad (4.24)$$

$$m \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + D_w \frac{d y(t)}{dt} = A [p_a(t) - a p_b(t)] \quad (4.25)$$

Schemat blokowy – układu suwak wzmacniacza hydraulicznego – siłownik, przedstawiony na rysunku 4.3 opracowano na bazie uproszczonego układu równań (4.10) – (4.15). W stosunku do schematu na rys. 4.2, został on uproszczony poprzez usunięcie gałęzi zawierających pominięte współczynniki K_l , K_v , K_{vb} .



Rys. 4.3. Uproszczony model układu suwak – siłownik z jednostronnym tłoczyskiem [21]

Przedstawiony układ równań (4.19) – (4.25) pozwala na wyznaczenie transmitancji operatorowej, wyrażającej stosunek transformaty sygnału położenia tłoka do transformaty sygnału położenia suwaka wzmacniacza, która wyraża się następująco [1, 2]:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{k_s \omega_s^2}{s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2} \frac{1}{s} \quad (4.26)$$

gdzie:

współczynnik wzmocnienia:

$$k_s = \frac{K_{Qp} \left(\frac{1}{V_a} + \frac{a}{V_b} \right)}{A \left(\frac{1}{V_a} - \frac{a^2}{V_b} \right)} \quad (4.27)$$

pulsacja drgań własnych nietłumionych:

$$\omega_s = \sqrt{\frac{c_s}{m}} \quad (4.28)$$

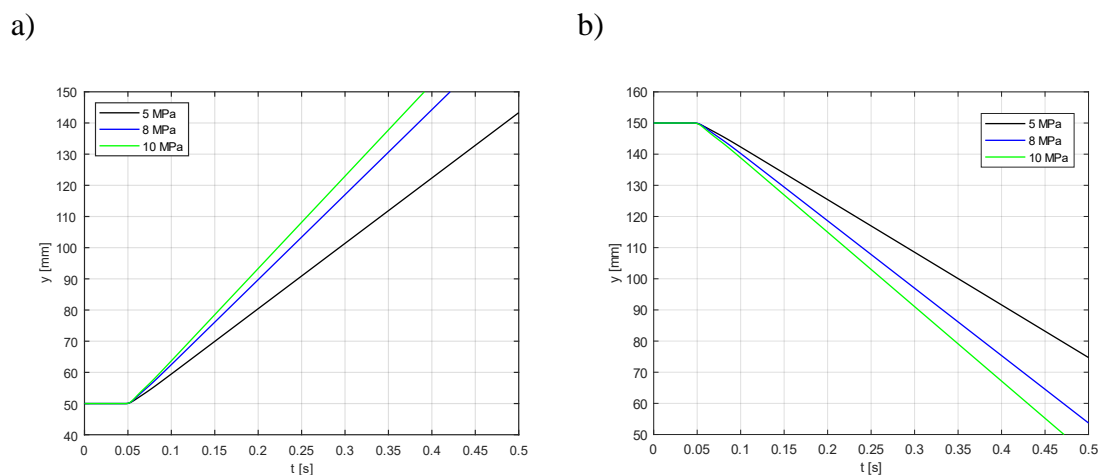
współczynnik tłumienia:

$$\zeta_s = \frac{D_w}{2m \sqrt{\frac{c_s}{m}}} \quad (4.29)$$

sztwność siłownika:

$$c_s = E_0 A^2 \left(\frac{1}{V_a} - \frac{a^2}{V_b} \right) \quad (4.30)$$

Na rysunku 4.4 pokazano uzyskane w wyniku symulacji przebiegi zmian pozycji siłownika napędu, pracującego w otwartej pętli sprzężenia. Przedstawiają one przemieszczenie tłocznika siłownika podczas wysuwania (rys. 4.4a) i wsuwania tłoka (rys. 4.4b). Symulacja została przeprowadzona dla ciśnień zasilania wynoszących 5, 8, 10 MPa.



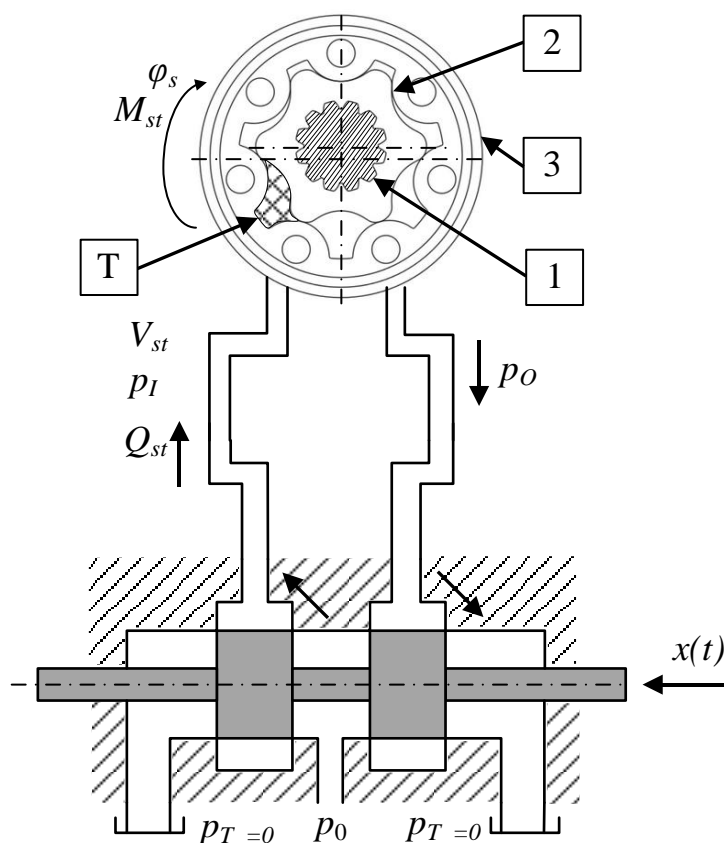
Rys. 4.4. Odpowiedzi na wymuszenie skokowe napędu z siłownikiem w otwartej pętli sprzężenia zwrotnego dla różnych wartości ciśnienia zasilania uzyskane w wyniku symulacji, dla ruchu: a) w górę, b) w dół

Zamieszczone wyżej przebiegi uzyskane w wyniku symulacji pokazują, że prędkość ruchu siłownika jest zależna od wartości ciśnienia zasilania. Dodatkowo ze względu na zastosowanie siłownika z jednostronnym tłoczyskiem, prędkość ruchu tłoka siłownika w jednym kierunku była wyższa niż w drugim.

4.3 MODEL OBROTOWEGO SERWONAPĘDU ELEKTROHYDRAULICZENGÓ

Model serwonapędu obrotowego składa się z wzmacniacza czterokrawędziowego oraz silnika hydraulicznego. Zależności opisujące wzmacniacz czterokrawędziowy zostały przedstawione w rozdziale 4.2. Ogólny model silnika hydraulicznego składa się z wału (1), zespołu kół zębatach (2), oraz korpusu (3). Między zębne komory wyporowe oznaczono literą T . W silniku hydraulicznym następuje zamiana energii hydraulicznej w energię mechaniczną, która jest oddawana za pomocą wału (1). Czynnik roboczy poprzez zasilacz hydrauliczny i suwak czterokrawędziowy dostarczany jest do kanału wejściowego. Następnie czynnik trafia do komory międzyzębnej (T). W wyniku tego komora przemieszcza się ruchem obrotowym (φ_s), w układzie kanałów i szczelin wewnętrznych trafiając do kanału wyjściowego silnika, dalej poprzez suwak do zbiornika.

Komory oddziałując jedna po drugiej zapewniają duży moment na wale silnika M_{st} . Podczas przepływu cieczy od kanału wejściowego do kanału wyjściowego silnika spada ciśnienie. Od wartości wysokiego ciśnienia p_1 do wartości niskiego ciśnienia p_0 . Na rysunku 4.6 przedstawiono schemat ideowy układu suwak – silnik hydrauliczny [15, 39, 52]. Jest to przykład silnika hydraulicznego typu gerotor.



Rys. 4.5. Schemat ideowy układu rozdzielacz hydrauliczny typu suwak – tuleja z obrotowym silnikiem hydraulicznym w przypadku gdy ciecz wpływa do komory V_1 ; gdzie: p_T – ciśnienie zbiornika – atmosferyczne, p_1 – ciśnienie na wejściu nr 1, p_2 – ciśnienie wejściu do silnika nr 2, Q_1 i Q_2 – natężenia cieczy na portach silnika [m^3/s], V_1 i V_2 – objętości cieczy w komorach po obu stronach silnika (w przewodach) [m^3], M_s – moment generowany na wale silnika, φ_s – kąt obrotu wału silnika

W silniku hydraulicznym (odwrotnie niż w pompie hydraulicznej) występuje przemiana energii hydraulicznej E_{hydr} na energię mechaniczną E_{mech} , która przekazywana jest na wał silnika. Dla idealnego silnika nie występują straty energii, a na podstawie zasady zachowania energii można sformułować równanie mocy [15, 39, 52]:

$$P_{hydr}(t) = P_{mech}(t) \quad \text{to jest:} \quad Q_s(t) \cdot \Delta p_{sil}(t) = M_s(t) \cdot \omega_s(t) \quad (4.22)$$

gdzie: M_s – moment generowany przez silnik na jego wale [Nm], Q_s – chłonność silnika [m^3/s], $\Delta p_{sil} = p_1 - p_2$ – różnica ciśnień na wejściu i wyjściu silnika [Pa], ω_s – prędkość kątowa wału silnika [rad/s].

Objętość w każdej komorze silnika nie jest stała, ale zmienia się w funkcji kąta obrotu wirnika sposób ciągły wraz z obrotem wału. Jest to charakterystyczne dla wszystkich typów silników hydraulicznych. Wynika to z ich konstrukcji, w której zarówno powierzchnia wewnętrzna cylindra jak i zewnętrzna wirnika mają kształt zębaty. Od strony wlotowej następuje napełnianie komory cieczą pod wysokim ciśnieniem. To ciśnienie jest źródłem siły obracającej wirnik. W tej fazie ruchu, obrót wirnika prowadzi do wzrostu objętości do osiągnięcia maksimum, kiedy to dopływ cieczy zostaje odcięty przez wirnik. Od tego momentu komora z cieczą pod wysokim ciśnieniem przesuwa się w komorze do otworu wylotowego. Tym samym komora przechodzi z komory wysokiego do komory niskiego ciśnienia. Czas tego przechodzenia zależy od prędkości obrotowej wirnika i od liczby zębów. Ponieważ nie ma bezpośredniego połączenia pomiędzy komorami, ciągły przepływ cieczy przez silnik jest osiągnięty tylko wtedy, gdy objętość jednej komory rośnie, podczas gdy objętość drugiej komory maleje wraz z położeniem wału, przy czym w przybliżeniu zmiany te są jednakowe w funkcji kąta obrotu. Zmiany objętości komór w czasie określają teoretyczny przepływ cieczy do i z silnika.

Nie uwzględniając strat objętości tzn. przecieków, chłonność silnika tzn. teoretyczne natężenie przepływu, Q_s opisuje się zależnością:

$$Q_s(t) = V_w \cdot n_s(t) = V_w \cdot 6,28\omega_s(t) \quad (4.23)$$

gdzie: V_w – objętość czynnika w komorze [m^3], jaką trzeba dostarczyć do silnika aby jego wał wykonał pełen obrót, bez strat objętości, n_s – prędkość obrotowa wału silnika [obr/s].

Wzór na moment teoretyczny występujący na wale silnika M_{st} otrzymuje się podstawiając zależność (4.23) do wzoru (4.22), uwzględniając, że $\omega_s = 2\pi n_s$. Po przekształceniu otrzymuje się:

$$M_t(t) = \frac{V_w}{2\pi} \cdot \Delta p_s(t) \quad (4.24)$$

W silniku rzeczywistym występują straty spowodowane głównie przeciekami oraz tarciami. Wpływają one na prędkość obrotową oraz na moment generowany na wale silnika. W wyniku strat objętościowych chłonność rzeczywista silnika Q_s jest większa o wartość strat ΔQ . Sprawność objętościową silnika można określić następująco:

$$\eta_s = \frac{Q_t}{Q_s} = \frac{Q_t}{Q_t + \Delta Q} \quad (4.25)$$

gdzie: Q_s – natężenie cieczy wpływającej do silnika (chłonność rzeczywista).

Układ silnika można opisać następującymi równaniami przepływów cieczy do i z silnika hydraulicznego [15, 39]:

$$Q_1(t) - C_{is}[p_1(t) - p_2(t)] - C_{es}p_1(t) = \frac{dV_1(t)}{dt} + \frac{V_1(t)}{E_0} \frac{dp_1(t)}{dt} \quad (4.26)$$

$$C_{is}[p_1(t) - p_2(t)] - C_{es}p_2(t) - Q_2(t) = \frac{dV_2(t)}{dt} + \frac{V_2(t)}{E_0} \frac{dp_2(t)}{dt} \quad (4.27)$$

gdzie: C_{is} – współczynnik przecieku wewnętrznego lub między portami (komorami) silnika, C_{es} - współczynnik wycieku zewnętrznego silnika, E_0 – moduł sprężystości objętościowej cieczy.

Natężenie przepływu cieczy do komory wejściowej jest proporcjonalne do prędkości obrotowej wirnika silnika, czyli do pochodnej jego przemieszczenia kąowego, co wyraża wzór

$$Q(t) = \frac{dV_1(t)}{dt} = V_w 6,28 \omega_s(t) = V_w 6,28 \frac{d\varphi_s(t)}{dt} \quad (4.28)$$

gdzie: φ_s – kąt obrotu silnika [rad], V_w – chłonność tj. objętość czynnika w komorze roboczej na 1 obrót [m³]

Przyjmując uproszczenia, że ciśnienie w komorze wlotowej p_1 albo p_2 jest wysokie (równe ciśnieniu na wylocie z zaworu) a ciśnienie na wylocie z silnika jest równe 0 oraz że objętości komór i przewodów silnika po stronie wlotowej i wylotowej są jednakowe i niezmiennie w funkcji kąta obrotu tzn. średnia objętość komór wynosi: $V_1 + V_2 = 2V_s$,

to równanie (4.26) można przekształcić do następującej postaci określającej natężenie przepływu cieczy Q_s do silnika

$$Q_s(t) = \frac{V_s}{2E_0} \frac{d\Delta p(t)}{dt} + V_w \frac{d\varphi_s(t)}{dt} + C_s \Delta p(t) \quad (4.29)$$

gdzie: p – ciśnienie w komorze wlotowej, V_s – średnia objętość komory silnika, C_s – całkowity współczynnik przecieku silnika wynoszący:

$$C_s = C_{is} + \frac{C_{es}}{2} \quad (4.30)$$

Po przekształceniu Laplace'a tego równania otrzymuje się

$$Q_s(s) = \frac{V_s}{2E_0} s \cdot \Delta p(s) + V_w \cdot s\Phi(s) + C_s \Delta p(s) \quad (4.31)$$

Ostatnią podstawową zależnością opisującą napęd obrotowy jest równanie równowagi momentów na wale silnika obrotowego [15, 39, 52]:

$$M_s(t) = \Delta p(t)V_w = J_s \frac{d^2\varphi_s(t)}{dt^2} + B_s \frac{d\varphi_s(t)}{dt} + M_L(t) \quad (4.31)$$

gdzie: J_s – całkowity moment bezwładności silnika i obciążenia, B_s – współczynnik tarcia wiskotycznego w ruchu obrotowym, M_L – moment obciążenia silnika.

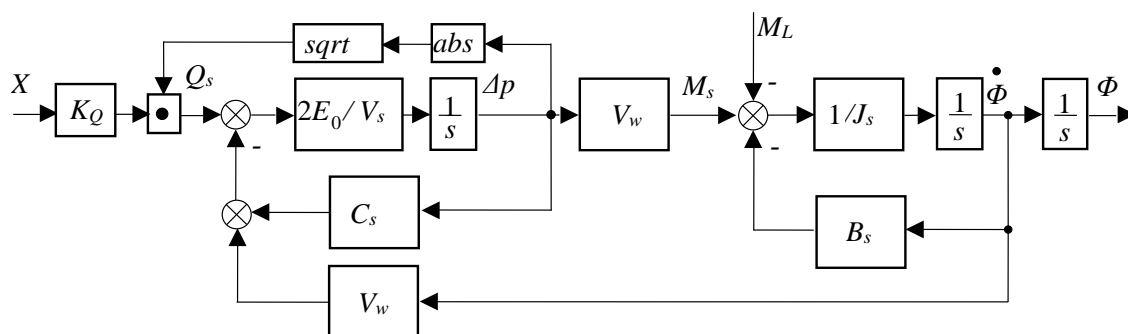
Po przekształceniu Laplace'a tego równania otrzymuje się

$$\Delta p(s)V_w = J_t s^2 \Phi(s) + B_s s \Phi(s) + M_L(s) \quad (4.32)$$

Przyjmując że natężenie cieczy wypływającej z zaworu jest opisane liniową zależnością:

$$Q(t) = K_Q \cdot \sqrt{|\Delta p|} \cdot x(t) \quad (4.33)$$

Można zbudować model blokowy napędu, który pokazano na rys. 4.7.



Rys. 4.6. Model blokowy napędu z silnikiem hydraulicznym

Do sterowania silnikiem zastosowano serwowzawór, którego część elektromechaniczna tj. silnik momentowy oraz suwak jest modelowana członem oscylacyjnym

$$G(s) = \frac{X(s)}{U(s)} = \frac{k_{zs} \omega_{zs}^2}{s^2 + 2\zeta_{zs} \omega_{zs} s + \omega_{zs}^2} \quad (4.34)$$

gdzie:

współczynnik wzmocnienia serwowzaworu:

$$k_{zs} = \frac{K_{Qp} \left(\frac{1}{V_a} + \frac{a}{V_b} \right)}{A \left(\frac{1}{V_a} - \frac{a^2}{V_b} \right)} \quad (4.35)$$

pulsacja drgań własnych nietłumionych:

$$\omega_{zs} = \sqrt{\frac{c_s}{m}} \quad (4.36)$$

Bezwymiarowy współczynnik tłumienia:

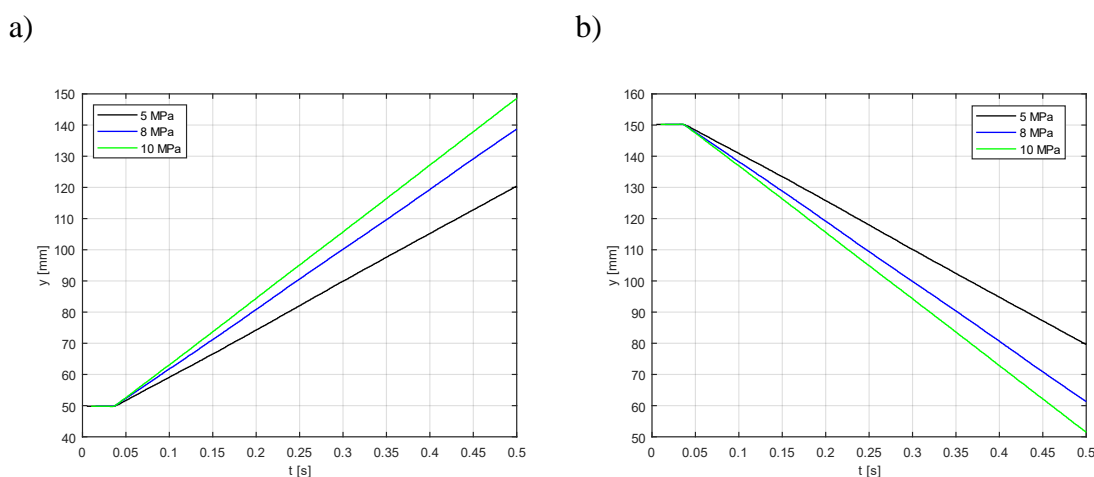
$$\zeta_{zs} = \frac{D_w}{2m \sqrt{\frac{c_s}{m}}} \quad (4.37)$$

Producent silnika hydraulicznego, który został zastosowany do budowy napędu rzeczywistego nie udostępnia wszystkich jego parametrów. Dlatego takie parametry jak: objętość komór, współczynnik tłumienia, moment bezwładności zostały określone na podstawie pomiarów i szeregu przeprowadzonych testów symulacyjnych i doświadczalnych. Na rysunku 4.7 w modelu został dodany blok o nazwie „B”, który modeluje bęben, z nawiniętą była liną. według następującego równania:

$$y_l(t) = k_b \cdot \varphi(t) = 2 \cdot \pi \cdot \varphi(t) \quad (4.38)$$

gdzie: y_l – przesunięcie liniowe obciążenia [m], φ_s – obrót wału silnika [rad], k_b – współczynnik określający zmianę ruchu obrotowego silnika na ruch liniowy rozwijanej liny.

Na rysunku 4.7 pokazano uzyskane w wyniku symulacji przebiegi zmian pozycji elementu zawieszzonego na linie (wału silnika), dla modelu silnika pracującego w otwartej pętli – bez sprzężenia zwrotnego. Przedstawiają one przemieszczenie elementu podczas ruchu podnoszenia tj. ruchu wału w prawą stronę (rys. 4.7a) i podczas opuszczania tj. ruchu wału w lewą stronę (rys. 4.7b). Symulacja została przeprowadzona dla ciśnień zasilających wynoszących: 5 MPa, 8 MPa i 10 MPa.



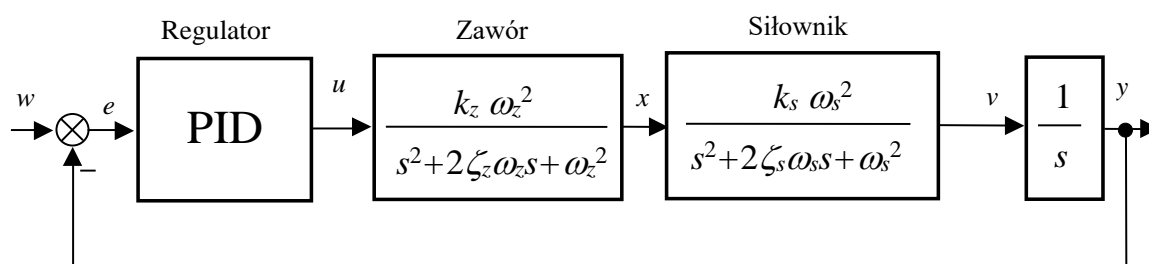
Rys. 4.7. Odpowiedzi na wymuszenie skokowe napędu z silnikiem w otwartej pętli sprzężenia zwrotnego dla różnych wartości ciśnienia zasilania uzyskane w wyniku symulacji, dla ruchu: a) w prawo, b) w lewo

Zamieszczone powyżej przebiegi pokazują, że tak samo jak dla siłownika, prędkość ruchu silnika jest zależna od wartości ciśnienia zasilania. Inaczej niż dla napędu z siłownikiem, prędkość ruchu silnika w obu kierunkach (prawo i lewo) jest taka sama. Uzyskane prędkości ruchu przeliczone na ruch liniowy wynosiły: 0,159 m/s; 0,197 m/s; 0,215 m/s odpowiednio dla ciśnienia zasilania 5 MPa, 8 MPa, 10 MPa.

4.4 BADANIA SYMULACYJNE SERWONAPĘDÓW ELEKTROHYDRAULICZNYCH

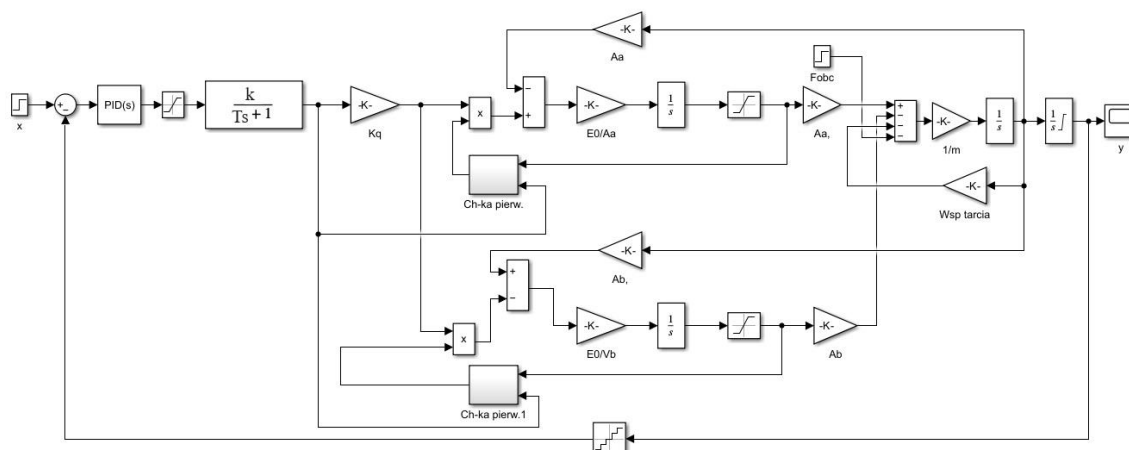
W pierwszym etapie badań symulacyjnych serwonapędów elektrohydraulicznych przeprowadzono testy napędu z siłownikiem. W tym celu rozbudowano model napędu elektrohydraulicznego z siłownikiem, pokazany na rys. 4.9, poprzez dodanie do niego układu sprzężenia zwrotnego. Dołożono blok modelujący regulator PID. W pętli sprzę-

żenia zwrotnego, użyto element, który odwzorowuje cyfrowy (dyskretny) czujnik pomiarowy. W badaniach stosowano czujnik o rozdzielczości $\pm 200 \mu\text{m}$. Zamodelowano go za pomocą elementu „Quantizer”, czyli dyskretyzator zamieniający sygnał liniowy w schodkowy, w którym „wysokość” schodków była równa rozdzielczości zastosowanego elementu pomiarowego, tzn. czujnika laserowego odległości. Zbudowany model przedstawiony jest na rys. 4.9. Parametry regulatora PID zostały dobrane przy użyciu funkcji „tune”, dostępnej w systemie Simulink. Dostosowuje ona automatycznie nastawy regulatora PID do zadanego celu dostrajania, sformułowanego w postaci obszaru (zakresu), w którym powinien „mieścić się” sygnał odpowiedzi skokowej. Aby zweryfikować poprawność wyznaczonych nastaw wykonano własne badania symulacyjne i skorygowano te parametry do uzyskania najlepszej dokładności pozycjonowania oraz do skrócenia czasu ustalania sygnału odpowiedzi skokowej. W pierwszych, wstępnych próbach doboru parametrów regulatora zastosowano uproszczony model serwonapędu, pokazano na rys. 4.9.

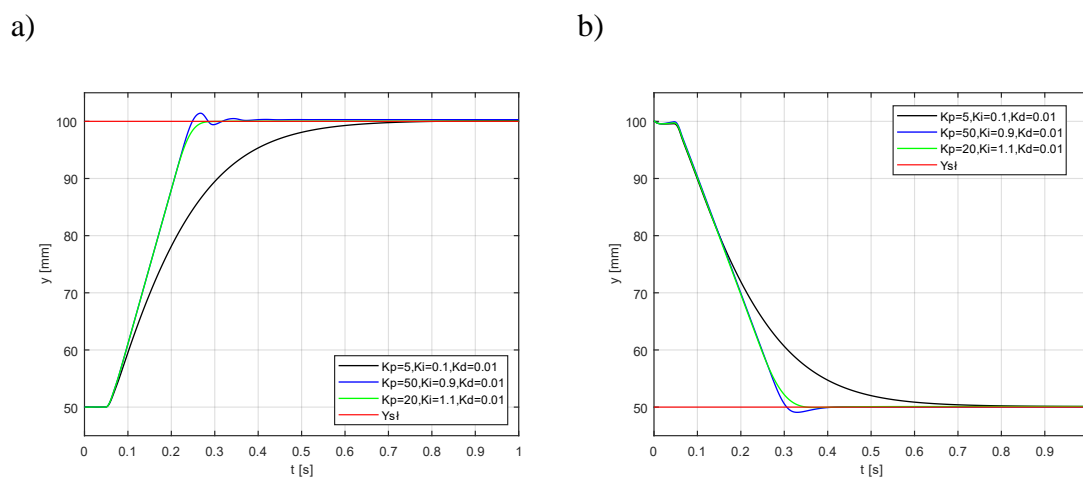


Rys. 4.8. Schemat blokowy serwonapędu elektrohydraulicznego, gdzie: s – operator przekształcenia Laplace’a, ζ_z – współczynnik tłumienia zaworu, ζ_s – współczynnik tłumienia zespołu suwak-siłownik, k_s – współczynnik zespołu-suwak siłownik, k_z – współczynnik zaworu, ω_s – częstotliwość drgań własnych zespołu suwak-siłownik, ω_z – częstotliwość drgań własnych zaworu sterującego,

Uzyskane wyniki nastaw regulatorów PID służyły do wstępnego ustawienia parametrów i do weryfikacji uzyskanych rezultatów, dla nieliniowych modeli serwonapędów. Po dobraniu parametrów badano odpowiedzi skokowe modelu serwonapędu, pracującego z regulatorem PID przy ciśnieniu zasilania $p_0 = 8 \text{ MPa}$. Sygnałem wymuszającym był skok jednostkowy odpowiadający przemieszczeniu o 50 mm. Pozycja startowa, tj. odległość tłoka od dolnego położenia krańcowego siłownika wynosiła 50 mm. Przykładowe przebiegi zmian pozycji tłoczyska modelu serwonapędu z siłownikiem i z regulatorem PID przedstawiono na rysunkach 4.10a i 4.10b.



Rys. 4.9. Model nieliniowy serwonapędu elektrohydraulicznego z siłownikiem wykonany w systemie Matlab – Simulink

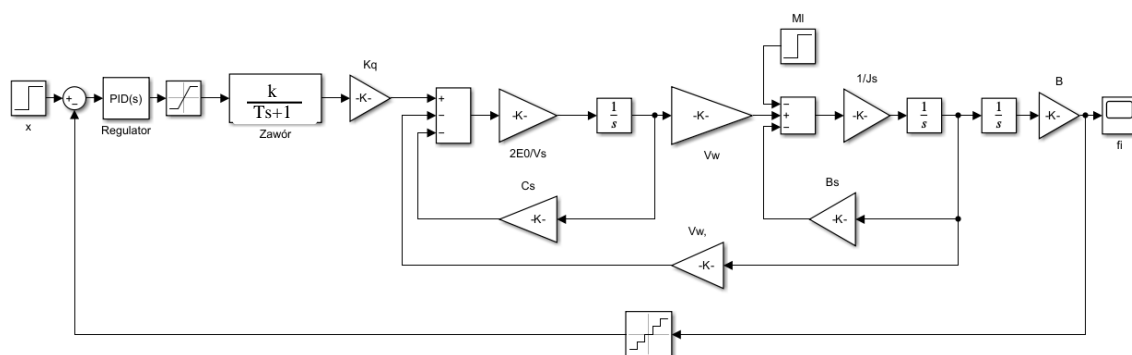


Rys. 4.10. Odpowiedź na wymuszenie skokowe uzyskane w symulacji serwonapędu z siłownikiem, z regulatorami PID, dla ruchu: a) w górę, b) w dół

Na zarejestrowanych przebiegach zaznaczono czasy uzyskania pozycji zadanej, tj. czas dojścia sygnału położenia do $\pm 2\%$ wartości zadanej. Wykonane badania symulacyjne pokazały, że najlepsze rezultaty w tym zakresie uzyskano dla następujących nastaw regulatora PID: $K_p = 20$; $K_i = 1,1$; $K_d = 0,01$ (krzywa oznaczona kolorem zielonym). Przyjmując rozdzielczość modelu czujnika na $\pm 0,2$ mm, dokładność pozycjonowania wynosiła odpowiednio $\pm 0,2$ mm.

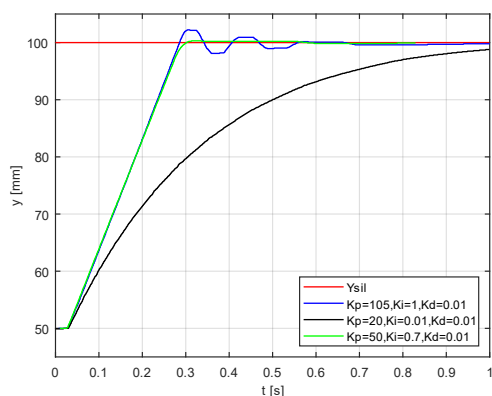
Następne badania symulacyjne dotyczyły serwonapędu z hydraulicznym silnikiem obrotowym. Jego model symulacyjny pokazano na rys. 4.11. Zastosowano w nim model silnika hydraulicznego (rys. 4.6), do którego dołożono blok regulatora PID oraz blok

dyskretyzatora, modelujący czujnik pomiarowy tj. enkoder obrotowy o rozdzielczości $Z = 1000$ (ilość impulsów na obrót) Parametry regulatora PID dobrano tą samą metodą jak w przypadku serwonapędu z siłownikiem, to znaczy z wykorzystaniem funkcji „*tune*” programu Matlab-Simulink. Przeprowadzono testy symulacyjne odpowiedzi skokowych serwonapędu z silnikiem hydraulicznym dla różnych nastaw regulatora PID. Badano odpowiedzi skokowe serwonapędu pracującego przy ciśnieniu zasilania $p_0 = 8$ MPa. Sygnałem wymuszającym był sygnał typu skok jednostkowy odpowiadający przemieszczeniu o 50 mm. Przebiegi zmian pozycji wału silnika przeliczonej na przemieszczenie liniowe obiektu przedstawiono na rysunkach 4.12a i 4.12b.

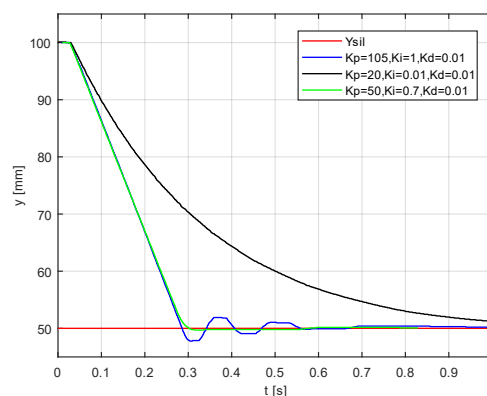


Rys. 4.11. Model serwonapędu elektrohydraulicznego z silnikiem wykonany w systemie Matlab – Simulink

a)

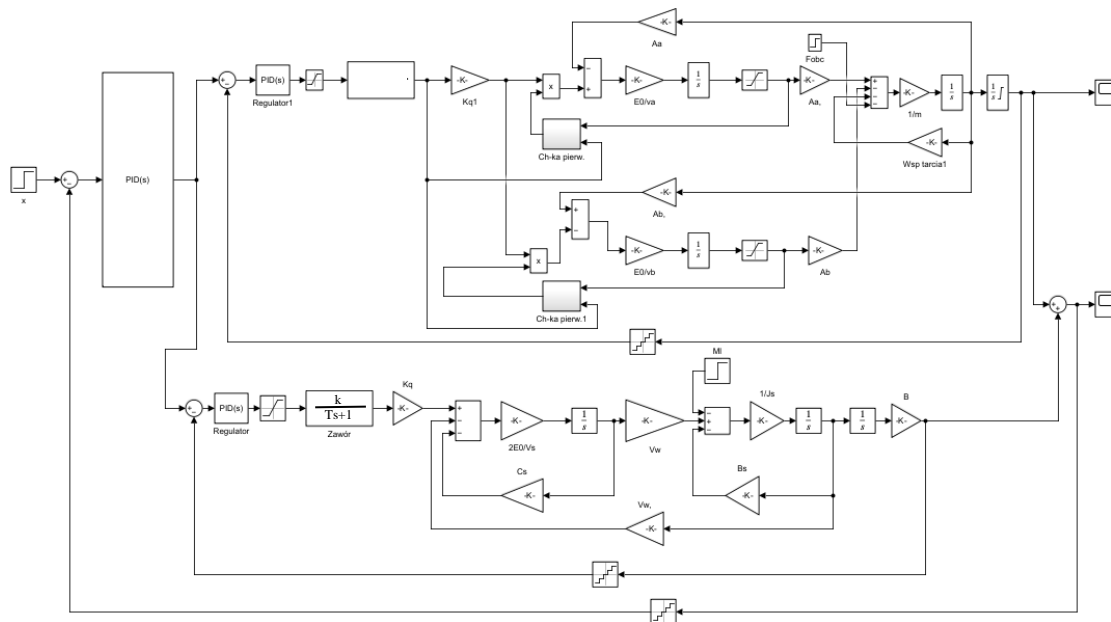


b)



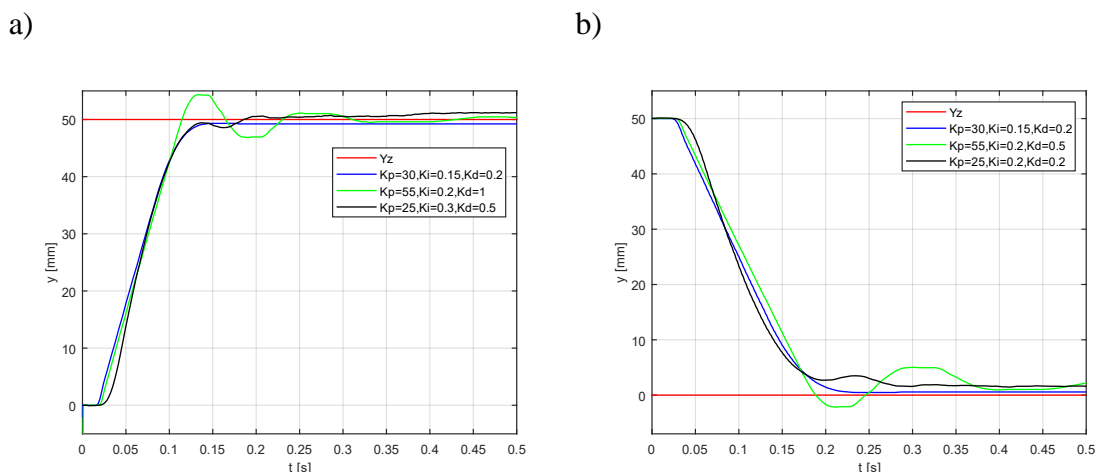
Rys. 4.12. Odpowiedzi serwonapędu z silnikiem na wymuszenie skokowe uzyskane w wyniku symulacji z regulatorem PID o różnych nastawach, dla ruchu: a) w górę (prawo), b) w dół (lewo)

Zbudowane modele symulacyjne serwonapędów z siłownikiem i z silnikiem zostały wykorzystane do przeprowadzenia kolejnych badań symulacyjnych, tj. zespołu dwunapędowego, składającego się z obu modeli serwonapędów. Do modelu tego zespołu dołożono model sterownika nadrzędnego, którego zadaniem było generowanie sygnałów zadanych do obu napędów. Na rysunku 4.13 przedstawiono zbudowany model symulacyjny liniowo – obrotowego zespołu napędowego.



Rys. 4.13. Model liniowo – obrotowego serwonapędu elektrohydraulicznego wykonany w systemie Matlab – Simulink

Wykonanie modelu symulacyjnego zespołu napędowego pozwoliło na przeprowadzenie testów symulacyjnych tego zespołu z regulatorem nadrzędnym, którego rolę pełnił regulator PID. Przeprowadzono testy symulacyjne odpowiedzi skokowych liniowo – obrotowego serwonapędu różnych nastaw regulatora nadrzędnego. Badano odpowiedzi skokowe serwonapędu pracującego z regulatorem PID przy ciśnieniu zasilania $p_0 = 8$ MPa. Sygnałem wymuszającym był sygnał typu skok jednostkowy odpowiadający przemieszczeniu o 50 mm. Przebiegi zmian pozycji wyjściowej zespołu napędowego przedstawiono na rysunkach 4.14a i 4.14b.



Rys. 4.14. Odpowiedzi liniowo – obrotowego serwonapędu na wymuszenie skokowe uzyskane w wyniku z regulatorem nadrzędnym PID o różnych nastawach, dla ruchu: a) w górę, b) w dół

5 BADANIA DOŚWIADCZALNE

5.1 STANOWISKO BADAWCZE

Aby można było wykonać różnorodne badania doświadczalne zaprojektowanych i zbudowanych w ramach niniejszej pracy serwonapędów, zbudowano odpowiednie stanowisko badawcze. Podczas jego projektowania przyjęto następujące założenia, dotyczące jego budowy i możliwości:

- zamocowanie pionowe tłoczyska siłownika hydraulicznego, co pozwoli na badania ruchu w pionie, przy jednoczesnym zablokowaniu możliwości obrotu tłoczyska wokół własnej osi,
- zaprojektowanie i wykonanie elementów do zamocowania silnika hydraulicznego na końcu tłoczyska siłownika hydraulicznego oraz zamontowanie na wale silnika bębna z nawiniętą na niego linką,
- zamontowanie czujnika laserowego odległości, przeznaczonego do pomiaru położenia tłoczyska siłownika hydraulicznego,
- zamontowanie enkodera obrotowego na wale silnika, przeznaczonego do pomiaru położenia kąтового silnika hydraulicznego,
- zamontowanie laserowego czujnika odległości do pomiaru położenia zawieszzonego na linie obciążnika,
- zainstalowanie sterowników elektrozaworów i sterownika typu PLC oraz podłączenie do nich elementów pomiarowych.

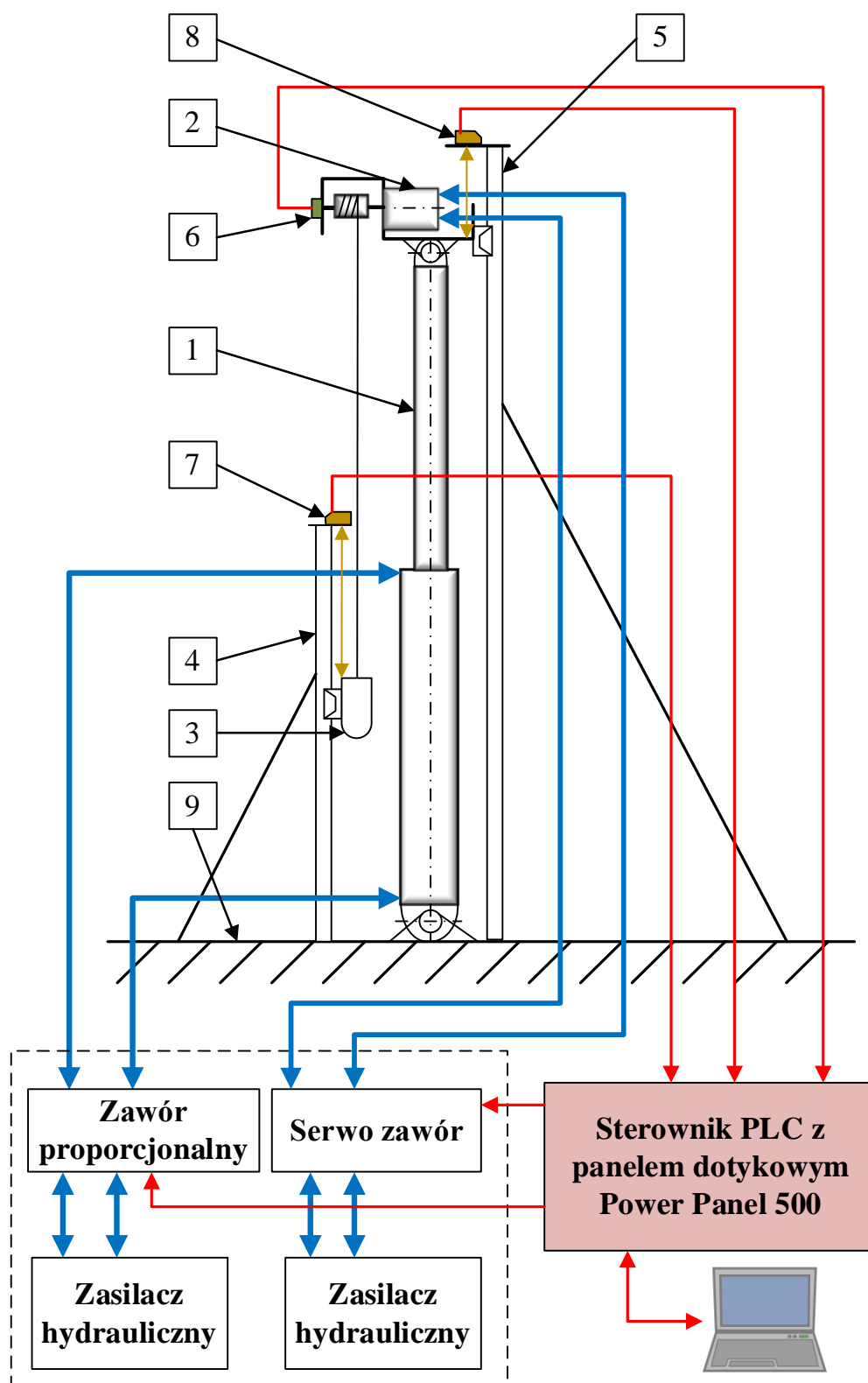
Założono także, że stanowisko będzie miało możliwość szybkiego i skutecznego testowania układów sterowania jednoczesnego lub oddzielnego serwonapędem z siłownikiem i serwonapędem z silnikiem hydraulicznym. Na rysunku 5.1 przedstawiono schemat stanowiska badawczego. Głównymi elementami zespołu napędowego są siłownik hydrauliczny oraz silnik hydrauliczny. Stanowisko składa się z podstawy (9), do której w pozycji pionowej przymocowany jest siłownik hydrauliczny (1). Do końcówki jego tłoczyska przytwierdzony jest niewielki korpus, który jest zamocowany na prowadnicy liniowej (5) z łożyskami liniowymi i z wózkiem mogącym poruszać się liniowo w górę i w dół. Takie sztywne połączenie mechaniczne blokuje możliwość obrotu tłoczyska siłownika, zapewniając tym samym wykonywania przez tłoczek tylko ruchu liniowego. Silnik hydrauliczny (2) zamocowany jest wewnątrz korpusu. Na wale silnika hydraulicznego osadzony jest bęben, na którym nawinięta jest stalowa linka. Na jej końcu przyczepiony jest obciążnik (masa) (3). Stanowisko jest wyposażone w drugą prowadnicę liniową (4), do której zamocowany jest obciążnik (masa). Dzięki temu zablokowany jest jego obrót oraz możliwość wykonywania poziomych wahań. Tym samym obciążnik może przemieszczać się tylko w kierunku pionowym.

Pomiar położenia tłoczyska siłownika wykonywany jest poprzez laserowy czujnik odległości elementu mierzonych od czujnika (8). Do pomiaru położenia obciążnika użyto również takiego laserowego czujnika przemieszczenia (7), jednak o lepszej rozdzielczości pomiarowej. Pozycja wału silnika hydraulicznego mierzona jest przy pomocy obrotowego enkodera inkrementalnego (6), który jest połączony z wałem silnika za pośrednictwem sprzęgła. Stanowisko badawcze przystosowane jest do prowadzenia badań każdego z napędów osobno i obu napędów pracujących jednocześnie.

Przesuwanie i pozycjonowanie zawieszonych obiektów może być realizowane poprzez pracę, czyli ruch tylko jednego z obu napędów, jednak w przypadku siłownika, jego zakres jest ograniczony do tzw. skoku siłownika, który w przypadku używanego napędu wynosi 0,4 m. W przypadku silnika obrotowego zakres ruchu jest ograniczony długością liny nawiniętej na bęben. Ze względów konstrukcyjnych, na zbudowanym stanowisku ten zakres wynosi 0,8 m. W praktyce można zastosować taki bęben i linkę, że zakres ruchu będzie mógł wynosić kilkaset metrów. Dla wszystkich badanych rodzajów sterowania zespołem napędowym, pozycja siłownika oraz silnika regulowane były przez regulatory typu PID, które przesyłały zadane sygnały do kart sterujących elektro-

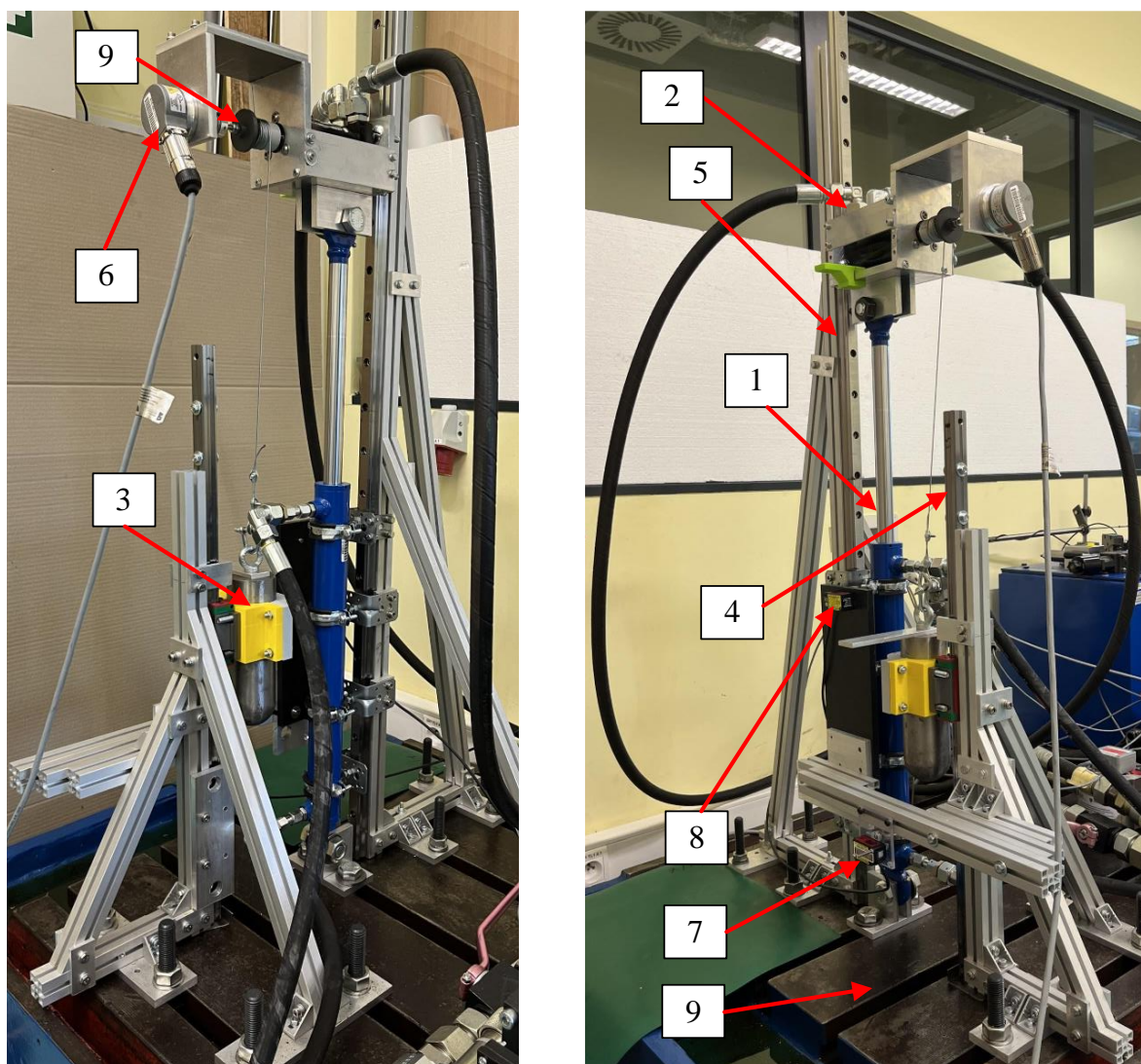
zaworów. Do sterowania siłownikiem hydraulicznym zastosowano zawór proporcjonalny typu 4WRE 6 E1-08-21 o następujących parametrach: ciśnienie robocze do 31,5 MPa, przepływ nominalny 8 dm³/min. Silnik hydrauliczny był sterowany serwozaworem: 4WS2EM10-45 proporcjonalny o następujących parametrach: ciśnienie robocze do 31,5 MPa, przepływ nominalny 10 dm³/min

W liniowo – obrotowym elektrohydraulicznym zespole napędowym zastosowano siłownik z jednostronnym tłoczyskiem oraz silnik hydrauliczny. Średnica tłoka siłownika była równa 40 mm a tłoczyska 22 mm. Skok siłownika wynosił 400 mm. Maksymalna siła generowana przez siłownik przy ciśnieniu zasilającym 8 MPa wynosiła 1051 N. Maksymalna prędkość obrotowa silnika w pracy ciągłej wynosiła 400 obr/min, a jego przepływ maksymalny był równy 20 dm³/min. Przy maksymalnym ciśnieniu zasilającym równym 9 MPa. Silnik mógł uzyskiwać moment maksymalny równy 45 Nm. W trakcie badań laboratoryjnych ciśnienie zasilające wynosiło 8 MPa, przy którym silnik generował moment obrotowy równy 40 Nm.



Rys. 5.1. Schemat blokowy stanowiska badawczego: (1) – siłownik hydrauliczny, (2) – silnik hydrauliczny, (3) – obciążnik, (4) – prowadnica liniowa obciążnika, (5) – prowadnica liniowa tłoczyska, (6) – enkoder inkrementalny, (7) – czujnik odległości obciążnika, (8) – czujnik odległości tłoczyska, (9) – podstawa

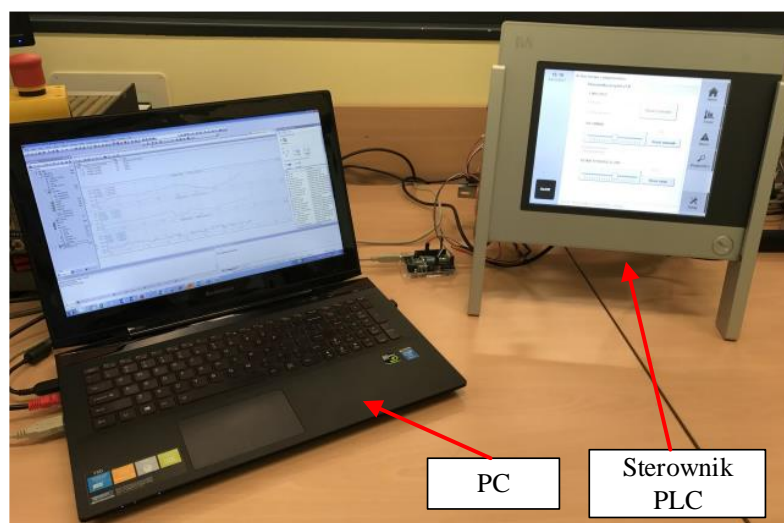
Na rysunku 5.2. przedstawiono zdjęcie zbudowanego stanowiska badawczego. Siłownik hydrauliczny (1) podłączono do zasilacza hydraulicznego o parametrach: maksymalny przepływ $Q_1 = 30 \text{ dm}^3 / \text{min}$, maksymalne ciśnienie pracy $p_{01} = 25 \text{ MPa}$, moc silnika $P_1 = 11 \text{ kW}$. Drugi element wykonawczy tj. silnik hydrauliczny (2) podłączono do drugiego zasilacza o parametrach: maksymalny przepływ $Q_2 = 100 \text{ dm}^3 / \text{min}$, maksymalne ciśnienie pracy $p_{02} = 40 \text{ MPa}$, moc silnika $P_2 = 37 \text{ kW}$, filtracja na poziomie 6 mikrometrów. Siłownik (1) był zamontowany w pozycji pionowej. Do końcówki tłoczyska zamontowano specjalny adapter, do którego przykręcono silnik hydrauliczny (2). Na jego wale zamontowano bęben, na którego wale nawinięta była stalowa lina o średnicy 1,5 mm. Średnica bębna była równa 30 mm. Na końcu tej liny zamontowano stalowy obciążnik (3), o masie 5 kg. Pomiar pozycji tłoczyska siłownika wykonywany był za pomocą laserowego czujnika przemieszczenia typu HG-C1400-P firmy Panasonic (8). Jego zakres pomiarowy wynosił $\pm 200 \text{ mm}$, a odległość obiektu od środka pomiaru była równa 400 mm. Powtarzalność czujnika w zakresie pomiarowym od 200 do 400 mm wynosiła $\pm 300 \text{ }\mu\text{m}$. Do pomiaru pozycji stalowego obciążnika zastosowano drugi laserowy czujnik odległości typu HG-C1200-P firmy Panasonic (7), o zakresie pomiarowym $\pm 80 \text{ mm}$. Odległość środka pomiaru od obiektu wynosiła 200 mm. Rozdzielczość zastosowanego przetwornika była równa $\pm 200 \text{ }\mu\text{m}$. Pozycja kątowa wału silnika hydraulicznego (2) była określana poprzez enkoder inkrementalny (6) o rozdzielczość 1000 impulsów na 1 obrót. Enkoder był połączony z wałem silnika poprzez sprzęgło. Aby wyeliminować boczne wahania obciążnika i uzyskać tylko jego ruch pionowy zastosowano prowadnicę liniową wraz z wózkiem liniowym firmy HIWIN (4). Prowadnica została zamontowana w pozycji pionowej, a do jej wózka przykręcono stalowy obciążnik. Zablokowanie możliwości obrotu tłoczyska siłownika zapewnione było dzięki przykręceniu do odpowiedniego adaptera, który był zamontowany do wózka liniowego. Druga prowadnica liniowa (5) była zamontowana w pozycji pionowej. Był na niej osadzony wózek liniowy.



Rys. 5.2. Zdjęcie stanowiska badawczego: (1) – siłownik hydrauliczny, (2) – silnik hydrauliczny, (3) – obciążnik, (4) – prowadnica liniowa obciążnika, (5) – prowadnica liniowa tłoczyska, (6) – enkoder inkrementalny, (7) – czujnik odległości obciążnika, (8) – czujnik odległości tłoczyska, (9) – podstawa

Układ sterowania był zbudowany na bazie sterownika PLC typu Power Panel 500. Był on wyposażony w panel dotykowy. Napisano oprogramowanie, które umożliwiała łatwą komunikację z użytkownikiem poprzez dedykowaną wizualizację. Pozwalała ona na wybór programu do sterowania serwonapędami. Na panelu, na bieżąco wyświetlano także wykresy (przebiegi w czasie), na których można było odczytać aktualne pozycje: siłownika, silnika i obciążnika.

Na rysunku 5.3 pokazano sterownik PLC z komputerem PC, które przeznaczone były odpowiednio do regulacji i do programowania oraz nadzorowania pracy całego układu.



Rys. 5.3. Zdjęcie układu sterowania opartego na sterowniku PLC

W ruchu obrotowym wielkością analogiczną (jeśli chodzi o sygnał sterowany) do przemieszczenia liniowego jest przemieszczenie kątowe φ_s [rad]. Przemieszczenie liniowe obciążnika s można wyznaczyć ze wzoru: $s = \varphi_s \cdot (R+r)$, gdzie φ to kąt obrotu bębna, a R to jego promień. We wzorze tym trzeba też uwzględnić, to że średnica liny jest różna od 0 m. Przyjmując, że na bębnie może być nawiniętych kilka warstw liny i pomiędzy warstwami jest odległość otrzymujemy wzór na przemieszczenie obciążnika.

$$s = \varphi_s [R + r(1 + w \cdot 0,87)] \quad (5.1)$$

gdzie: R - promień bębna, na którym nawinięta była stalowa lina, r - promień stalowej linki, nawijanej na bęben, w – numer warstwy (od 0 do 2).

Powyższe równanie zostało zaimplementowane w sterowniku w celu konwersji ruchu obrotowego na ruch liniowy. Miało to na celu odpowiednią kontrolę położenia stalowego obciążnika. Dla potrzeb regulacji prędkości, w ruchu obrotowym chwilowa prędkość kątowna bębna może być wyznaczona z równania:

$$\omega(t) = \frac{d\varphi(t)}{dt} = \frac{1}{R} \frac{ds(t)}{dt} = \frac{1}{R} \frac{\Delta s(i)}{dt} \quad (5.2)$$

Rozdzielczość zastosowanego na wale silnika hydraulicznego, enkodera wynosiła 1000 impulsów na obrót. Na podstawie powyższych wzorów i danych wyznaczono wzór na zamianę kąta ruchu obrotowego, a dokładniej liczby zliczonych impulsów na ruch liniowy.

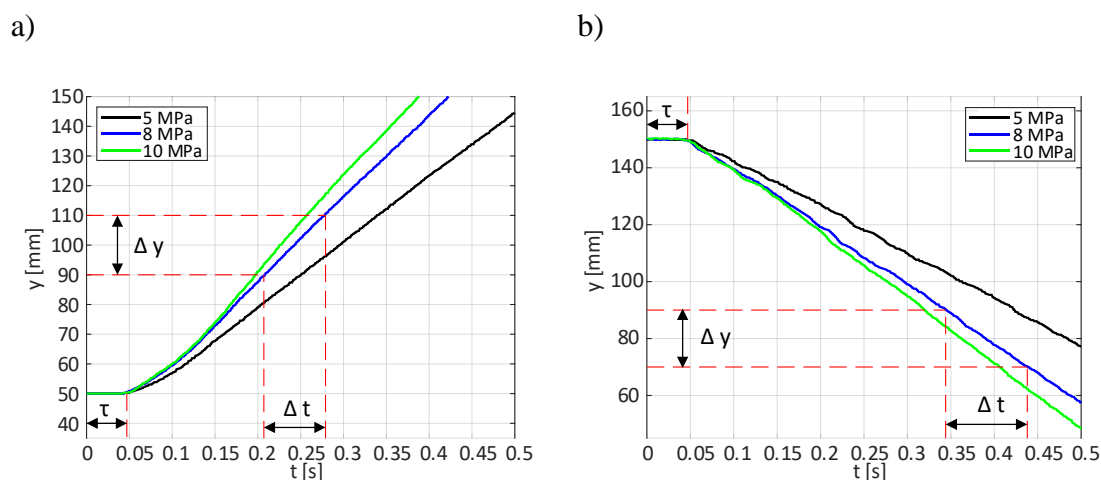
$$s = \frac{2\pi[R + r(1 + w \cdot 0,87)] \cdot x_p}{1000} \quad (5.3)$$

gdzie: φ_s - przemieszczenie kątowe [rad], R – promień bębna [mm], r – promień stałowej liny [mm], x_p – mierzona liczba impulsów, s – przemieszczenie liniowe obciążnika [mm].

Powyższe równania zostały zaimplementowane w sterowniku PLC w celu pomiaru i konwersji ruchu obrotowego na ruch liniowy. Pozwoliło to na odpowiednią kontrolę prędkości ruchu i położenia obciążnika. Zastosowanie enkodera umożliwiło uzyskanie rozdzielczości pomiaru położenia obciążnika. Wyznaczenie położenia liniowego z położenia obrotowego silnika hydraulicznego, było możliwe z rozdzielczością na poziomie $\pm 0,095$ mm.

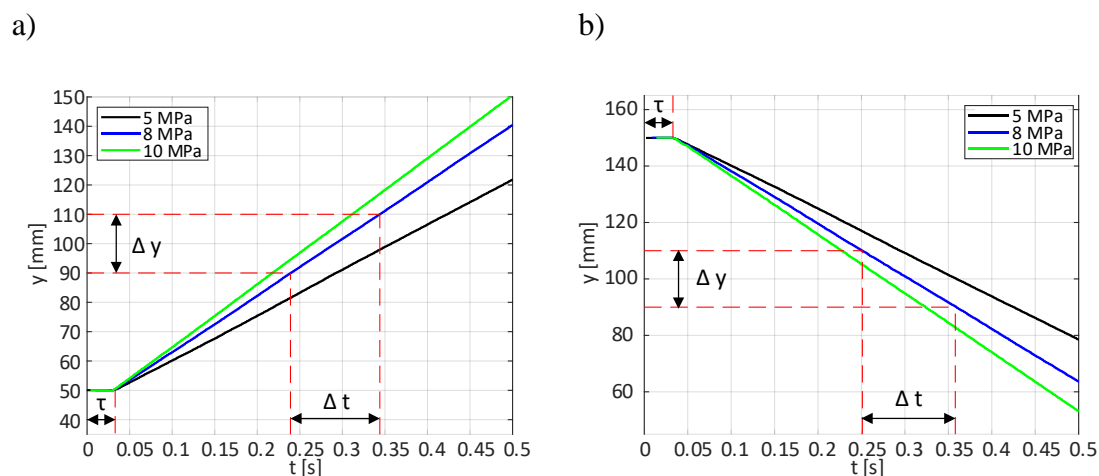
5.2 BADANIA NAPĘDÓW PRZY OTWARTEJ PĘTLI SPRZĘŻENIA ZWROTNEGO

Na rysunku 5.4 pokazano odpowiedzi rzeczywistego napędu liniowego na wymuszenie skokowe podawane na wejście karty elektrozaworu, przy otwartej pętli sprzężenia zwrotnego. Elementem wykonawczym był siłownik. Przebiegi przedstawiają odpowiedzi skokowe dla różnych wartości ciśnienia zasilania. Wartość wymuszenia skokowego odpowiadała pełnemu otwarciu (100%) elektrohydraulicznego zaworu proporcjonalnego.



Rys. 5.4. Odpowiedzi na wymuszenie skokowe napędu z siłownikiem w otwartej pętli sprzężenia zwrotnego dla różnych wartości ciśnienia zasilania, dla ruchu: a) w górę, b) w dół

Badania odpowiedzi na wymuszenie skokowe wykonano również dla napędu z silnikiem jako elementem wykonawczym. Testy przeprowadzono dla różnych wartości ciśnienia zasilania. Zebrane przebiegi przedstawiono na rysunku 5.5. Wymuszenie skokowe odpowiadało pełnemu otwarciu (100%) serwowaworu elektrohydraulicznego. Ruch obrotowy silnika był przeliczany na odległość liniową wg zależności 5.4. Ze względu na zastosowanie siłownika z jednostronnym tłoczyskiem, prędkość ruchu w jednym kierunku tj. wysuwu była wyższa niż w drugim tj. przy chowaniu tłoczyska. Z zarejestrowanych na rys. 5.3 i 5.4 przebiegów można wyznaczyć opóźnienia które wynosiły odpowiednio dla siłownika 0,043s i dla silnika 0,033s. Prędkości ruchu dla poszczególnych napędów zestawiono w tabeli 1.

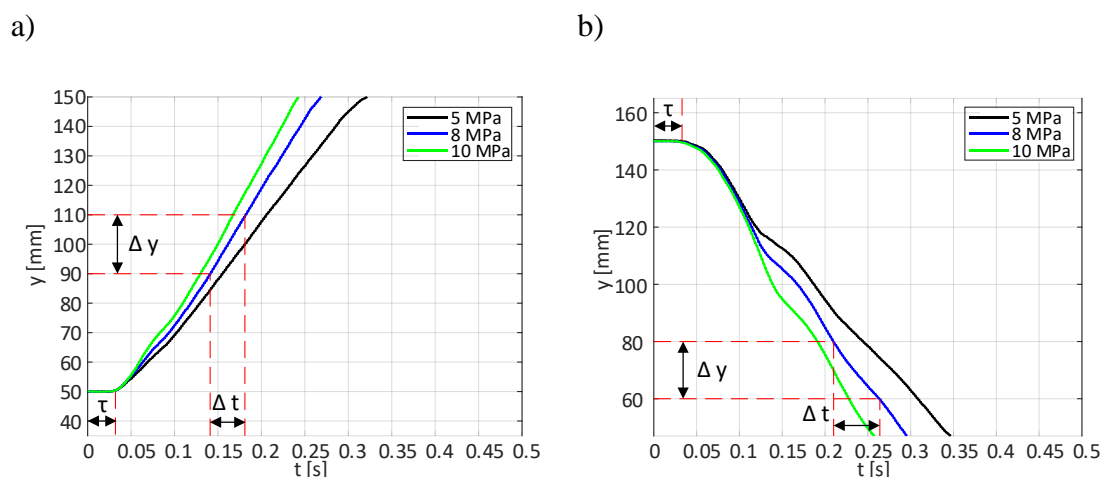


Rys. 5.5. Odpowiedzi na wymuszenie skokowe napędu z silnikiem w otwartej pętli sprzężenia zwrotnego dla różnych wartości ciśnienia zasilania, dla ruchu: a) w górę, b) w dół

Zamieszczone wyżej przebiegi pokazują, że prędkość ruchu siłownika i silnika jest zależna od wartości ciśnienia zasilania. Dodatkowo ze względu na zastosowanie siłownika z jednostronnym tłoczyskiem, prędkość ruchu tłoka siłownika w jednym kierunku była wyższa niż w drugim. Badania były prowadzone przy zastosowaniu hydraulicznego oleju o lepkości $84 \text{ mm}^2/\text{s}$ w temperaturze 40°C . Przebiegi były rejestrowane po rozgrzaniu oleju do temperatury ok. 50°C .

Dla tych samych wartości ciśnienia zasilania zarejestrowano również odpowiedzi na wymuszenie skokowe zespołu w trackie ruchu obu napędów jednocześnie. Ruch siłownika i silnika odbywał się w tym samym kierunku – jeśli siłownik poruszał się w górę to silnik odwijął nawiniętą linkę na bębnie. Uzyskane przebiegi zamieszczono na rysunku 5.6. Wykresy przedstawiają zmiany pozycji w czasie, obciążnika zawieszono na sta-

lowej lince. Masa stalowego obciążnika równa była 5kg. W pomiarach pominięto odkształcenie stalowej liny. Największa prędkość ruchu została uzyskana w przypadku ruchu obu napędów w tym samym czasie i tym samym kierunku. Silnik hydrauliczny może pracować z maksymalnym ciśnieniem zasilania wynoszącym 12 MPa, ale tylko dla pracy chwilowej. Przy pracy ciągłej maksymalne ciśnienie zasilania może wynosić 9 MPa. Podczas wykonywania badań silnik pracował w pracy ciągłej. Dalsze badania prowadzone były dla jednej wartości ciśnienia zasilania wynoszącej 8 MPa.



Rys. 5.6. Odpowiedzi na wymuszenie skokowe napędu liniowo – obrotowego w otwartej pętli sprzężenia zwrotnego dla różnych wartości ciśnienia zasilania, dla ruchu: a) w górę, b) w dół

Na przebiegach zmian położenia obciążnika dla ruchu w dół, podczas pracy zespołu napędowego widać wyraźne zafalowania. Wynikają one z różnych prędkości ruchu zespołu napędowego i prędkości obciążnika podczas opadania w dół. W tabeli 1 zestawiono wszystkie, prędkości ruchu badanych elementów, wyznaczone na podstawie zarejestrowanych przebiegów. Zestawione wyniki pokazują, że największe prędkości ruchu uzyskano dla zespołu napędowego, dla wszystkich wartości ciśnienia zasilania oraz ruchu w górę i w dół. Prędkość ruchu zespołu napędowego w dół jest większa niż prędkości siłownika w górę. Wynik ten świadczy o tym, że zespół napędowy w dowolnej konfiguracji ruchu, przy dowolnym ciśnieniu zasilania uzyskuje największe prędkości.

TABELA 1. Maksymalne prędkości ruchu

Napęd	Ciśnienie zasilania [MPa]	Prędkość w górę [m/s]	Prędkość w dół [mm/s]
Siłownik	5	0,222	0,159
	8	0,285	0,212
	10	0,337	0,230
Silnik	5	0,155	0,154
	8	0,194	0,189
	10	0,212	0,209
Liniowo - obrotowy	5	0,379	0,308
	8	0,481	0,406
	10	0,547	0,433

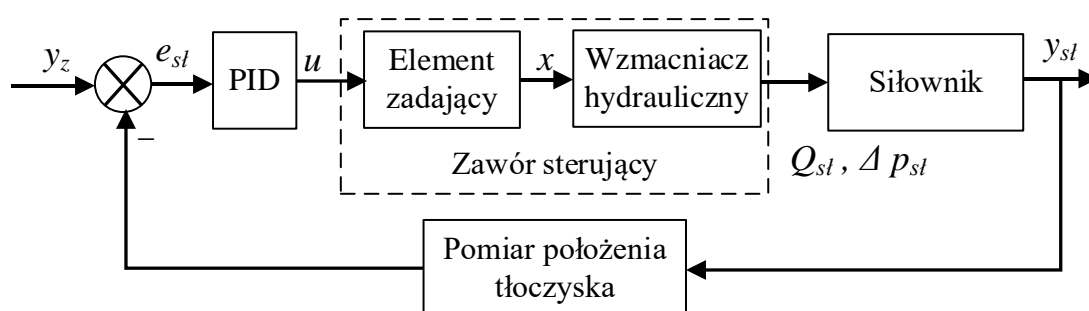
Na zarejestrowanych przebiegach można zauważyć opóźnienia transportowe τ o wartościach 0,043 s dla siłownika, 0,033 s dla silnika i 0,033 s dla zespołu napędowego oraz inercję układu. Zjawiska te wynikają z zastosowania przewodów przekrycia dodatkowego zaworu proporcjonalnego, opóźnień komunikacyjnych pomiędzy sterownikiem i elementami zadającymi, czasu wymaganego przez sterownik do wykonania odpowiednich obliczeń oraz elektrycznych stałych czasowych [16].

5.3 BADANIA POZYCJONOWANIA SERWONAPĘDU LINIOWEGO

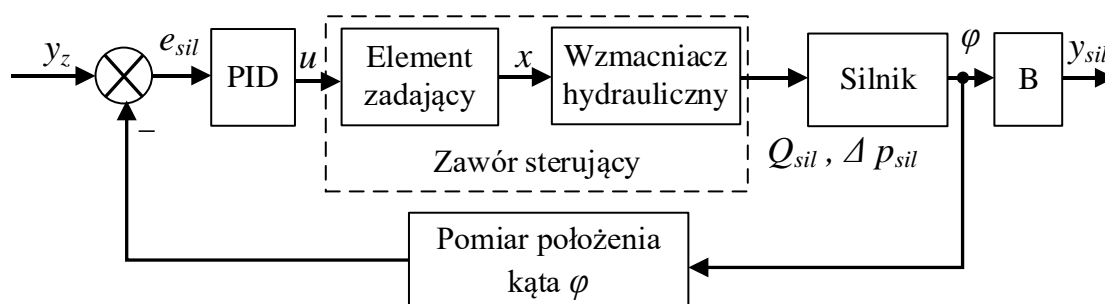
Po przeprowadzeniu wstępnych badań odpowiedzi skokowych elementów wykonawczych w otwartej pętli sterowania podjęto badania wszystkich napędów w pętli zamkniętej. Zbadano odpowiedzi siłownika i silnika dla różnych nastaw regulatora PID. Parametry wszystkich regulatorów PID dla serwonapędu z siłownikiem i silnikiem dobrano doświadczalnie, przy założeniu, że odpowiedź na skok jednostkowy powinna być jak najszybsza (z najmniejszym czasem uzyskania). Drugim czynnikiem jaki był brany pod uwagę przy doborze parametrów regulatora PID to brak oscylacji [16]. W związku z tym, że napęd hydrauliczny wykazuje charakter członu oscylacyjnego z całkowaniem (rysunek 5.6) [22], to nie stosowano znanych metod doboru parametrów regulatora PID jak metoda Zieglera-Nicholsa, Cohena-Coona i innych [23, 24]. W pierwszym podejściu wykonano badania symulacyjne z użyciem modeli pokazanych na rys. 4.9 i rys.

4.11, w trakcie których do nastawiania parametrów regulatora, stosowano funkcję „tune” z modułu Simulink Control Design Tool.

Na rysunku 5.7 pokazano strukturę blokową układu regulacji z regulatorem PID, w którym elementy wykonawczym był siłownik. Schemat blokowy układu, w którym elementy wykonawczym był hydrauliczny silnik obrotowy znajduje się na rysunku 5.8. Ruch obrotowy silnika był przeliczany na odległość liniową wg zależności (5.4). W trakcie badań, wartość ciśnienia zasilania wynosiła 8 MPa. Temperatura oleju hydraulicznego zawierała się w przedziale 45-55 °C.



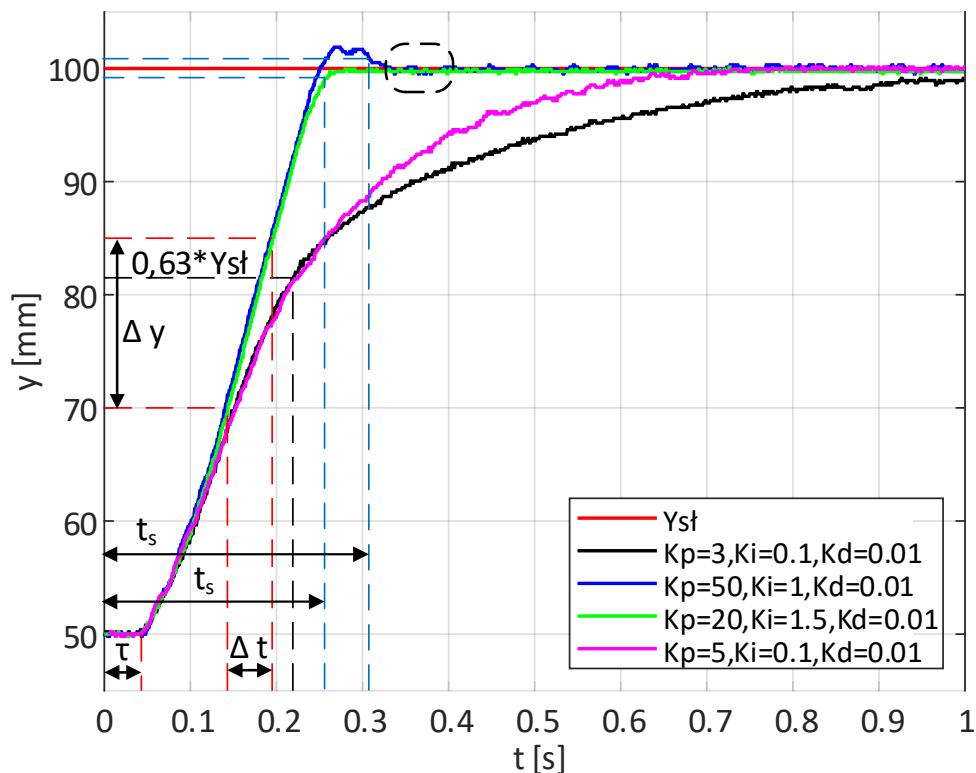
Rys. 5.7. Schemat układu sterowania z regulatorem typu PID z siłownikiem, gdzie: e – uchyb regulacji, y_z – przemieszczenie zadane, u – napięcie elektryczne, x – przemieszczenie suwaka, Q_{st} – natężenie przepływu cieczy do siłownika, Δp_{st} – różnica ciśnień w komorach siłownika, y_{st} – przemieszczenie tłoczyska siłownika



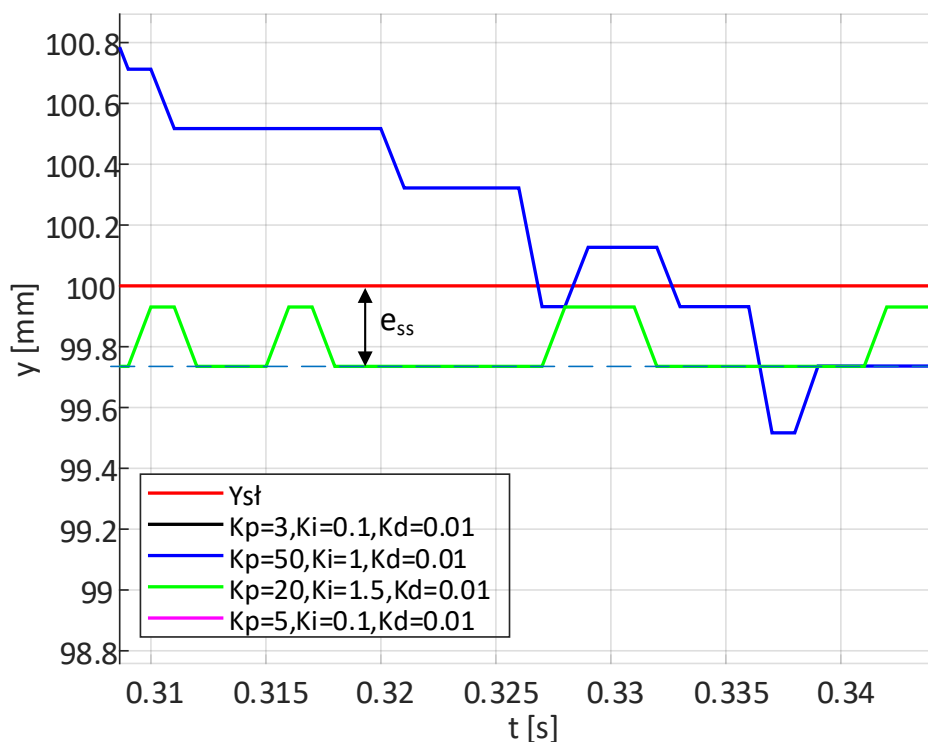
Rys. 5.8. Struktura układu sterowania z regulatorem typu PID z silnikiem, gdzie: e – uchyb regulacji, y_z – przemieszczenie zadane, u – napięcie elektryczne, x – przemieszczenie suwaka, Q_{sil} – natężenie przepływu cieczy do silnika, Δp_{sil} – różnica ciśnień w komorach silnika, y_{sil} – przemieszczenie liniowe, φ – kąt obrotu wału silnika hydraulicznego

W wykonywanych badaniach, sygnałem wymuszającym był skok jednostkowy, odpowiadający przemieszczeniu o 50 mm. Pozycja startowa, tj. odległość tłoka od położe-

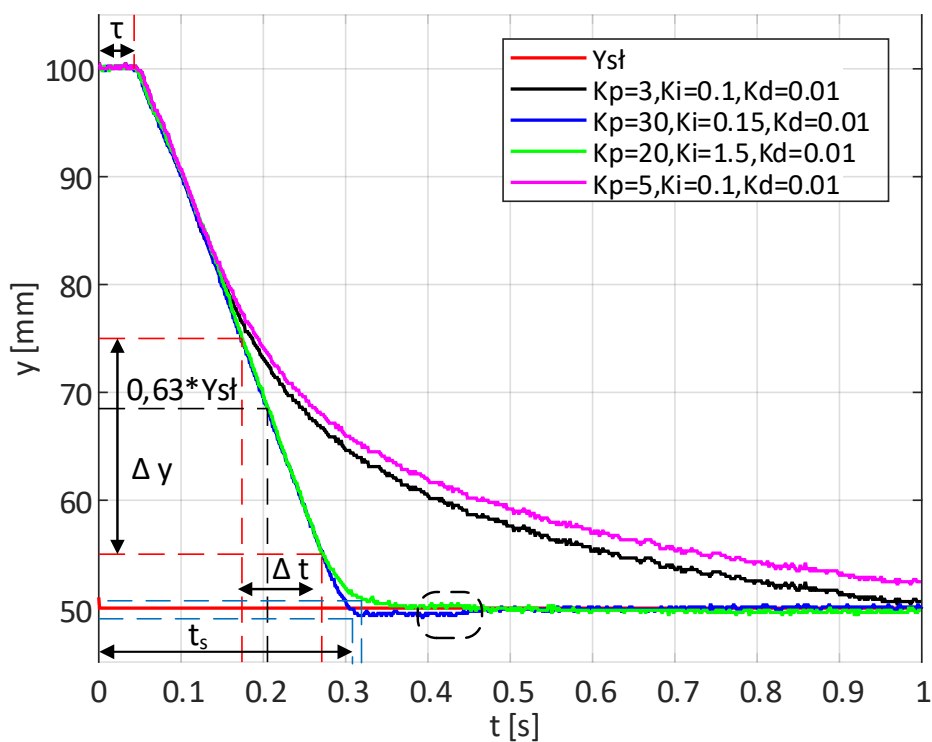
nia krańcowego siłownika wynosiła 50 mm. Uzyskane odpowiedzi skokowe z zastosowaniem regulatorów PID dla siłownika przedstawiono na przebiegach, na rysunku 5.9. Przebiegi pokazane na rys. 5.10 przedstawiają powiększenie obszaru zaznaczonego prostokątami o przerywanej linii z rysunku 5.9. Przebieg zmian pozycji tłoka siłownika podczas wysuwania tłoczyska przedstawiony jest na rys. 5.9. Dla tych samych parametrów regulatora PID, 5.11 przedstawiono przebieg zmian pozycji tłoka siłownika podczas wsuwania. W drugim kroku badań sprawdzano odpowiedzi na wymuszenie skokowe o wartości 100 mm. Zastosowano regulator PID o parametrach takich samych jak dla wymuszenia o wartości 50 mm. Pozycja początkowa siłownika również była taka sama. Otrzymane przebiegi widoczne są na rysunku 5.13a i 5.13b. Powiększenia obszarów z przebiegami w trakcie pozycjonowania, pokazano na rysunkach 5.13c) i 5.13d). Najlepszą dokładność pozycjonowania przy ruchu w górę (skok 50 mm), wynoszącą 0,22 mm uzyskano dla następujących parametrów regulatora PID: $K_p = 20$; $K_i = 1,5$; $K_d = 0,01$. Dla tych samych nastaw regulatora, najlepsza uzyskana dokładność pozycjonowania dla ruchu w dół (skok 50 mm) wynosiła $\pm 0,3$ mm. Najkrótszy czas ustalenia w zakresie $\pm 1\%$ wartości sygnału zadanego, przy ruchu w górę wynosił 0,27 s a przy ruchu w dół 0,31 s. W pokazanych tutaj wynikach, dla skoku o wartości 100 mm uzyskano parametry: dokładność przy ruchu w górę 0,22 mm, czas uzyskania 0,42 s a dokładność przy ruchu w dół była równa 0,18 mm, czas uzyskana wynosił 0,54 s. Podobne rezultaty zarejestrowano w innych badaniach. Można zauważyć, że gorszą dokładność pozycjonowania uzyskano dla skoku 100 mm, podczas ruchu siłownika w górę. Spowodowane jest to tym, że zastosowany laserowy czujnik odległości charakteryzuje się gorszą dokładnością pomiaru wraz ze wzrostem jego odległości od obiektu mierzonego. Na rysunku 5.9, dla ruchu siłownika w górę, zaznaczono parametry takie jak: czas opóźnienia (τ), czas ustalenia (t_s), różnicę odległości tj. uchyb ustalony (Δy), różnicę czasu (Δt) ustalenia dla przebiegów oznaczonych kolorami niebieskim i zielonym. Jako czas ustalenia przyjęto czas jaki upływa od pojawienia się sygnału skoku na wejściu do czasu gdy sygnał wyjściowy (położenie) uzyskuje $\pm 1\%$ wartości zadanej. Te same parametry oznaczono na rysunku 5.11, przy ruchu siłownika w dół. Powiększony fragment zaznaczony na rysunku 5.9 został przedstawiony na rysunku 5.10. Oznaczono na nim błąd ustalony na położenia e_{ss} , dla ruchu siłownika w górę. Zaznaczony obszar na rysunku 5.11, dla ruchu siłownika w dół został przedstawiony w powiększeniu na rysunku 5.12.



Rys. 5.9. Odpowiedź serwonapędu z siłownikiem na wymuszenie skokowe, z regulatorami PID, dla ruchu w górę, gdzie: t_s – czasu ustalenia, τ – czasu opóźnienia, Y_{st} – wartość zadana dla siłownika, Δy – różnica odległości, Δt_s – różnica czasu ustalenia dla przebiegów oznaczonych kolorami niebieskim i zielonym – zmienne na pochyłe położenia

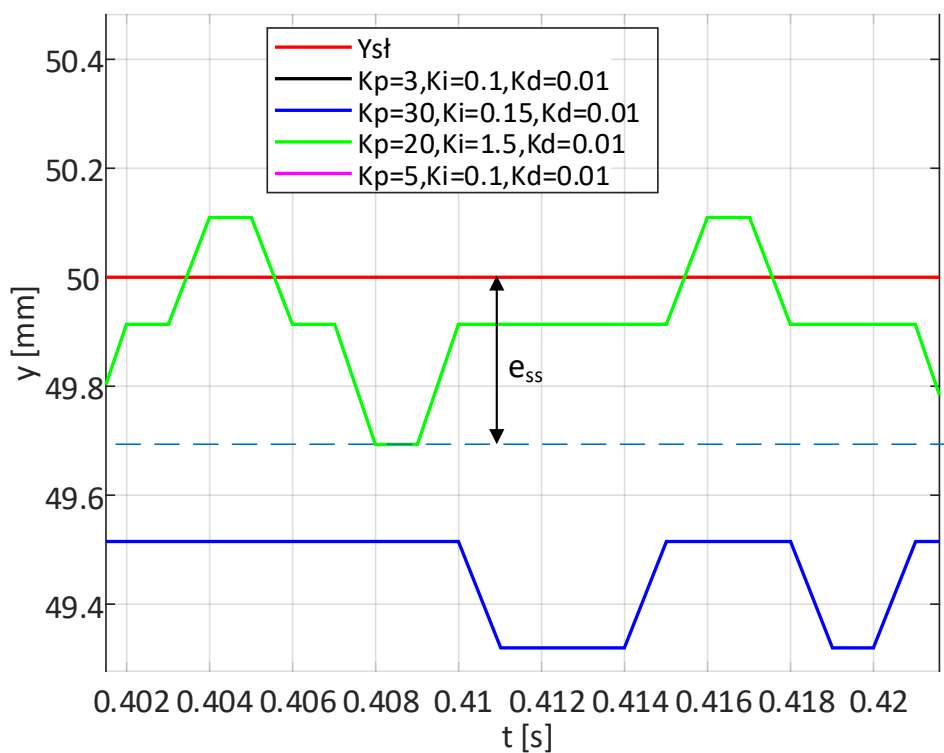


Rys. 5.10. Powiększony fragment odpowiedzi na wymuszenie skokowe serwonapędu z siłownikiem, z regulatorami PID, dla ruchu w górę, gdzie: e_{ss} – błąd statyczny na położenie

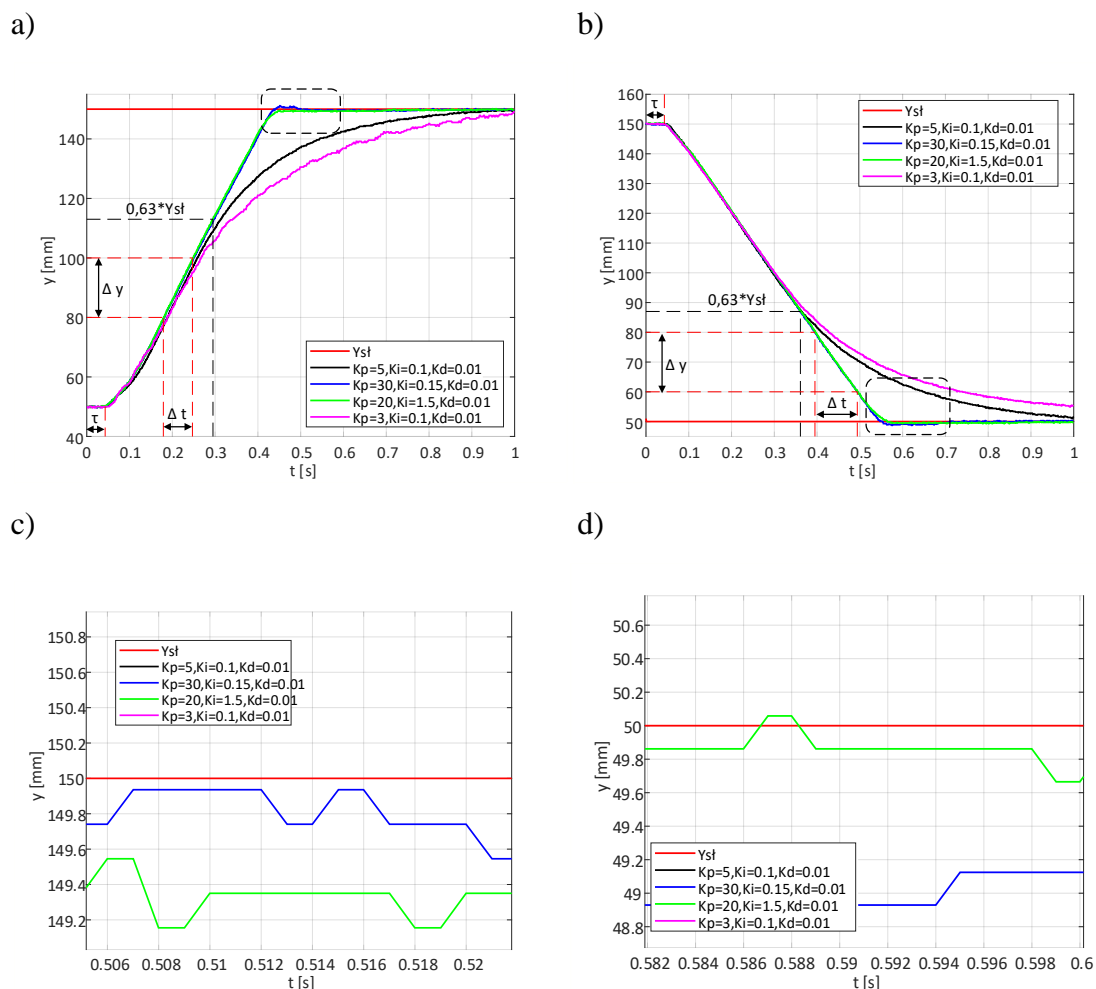


Rys. 5.11. Odpowiedź serwonapędu z siłownikiem na wymuszenie skokowe, z regulatorami PID, dla ruchu w dół, gdzie: t_s – czasu ustalenia, τ – czasu opóźnienia, Y_{st} – wartość zadana dla siłownika, Δy – różnica odległości, Δt_s – różnica czasu ustalenia dla przebiegów oznaczonych

kolorami niebieskim i zielonym – zmienne na pochyłe położenia



Rys. 5.12. Powiększony fragment odpowiedzi na wymuszenie skokowe serwonapędu z siłownikiem, z regulatorami PID, dla ruchu w dół, gdzie: e_{ss} – błąd statyczny na położenie



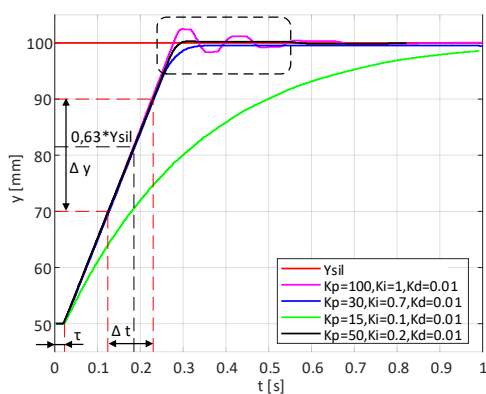
Rys. 5.13. Odpowiedzi serwonapędu z siłownikiem na wymuszenie skokowe, z regulatorami PID, dla ruchu: a) w górę, b) w dół, powiększenia obszarów, dla ruchu: c) w górę, d) w dół

Przeprowadzone próby odpowiedzi na wymuszenie skokowe serwonapędu z siłownikiem potwierdziły poprawność początkowego doboru nastaw regulatora PID, wykonane w badaniach symulacyjnych. Nastawy ostateczne dobrano wykonując kilkadziesiąt prób dla różnych nastaw regulatora, zaczynając od zwiększania współczynnika K_p , po czym dodając zwiększając wartości pozostałych współczynników tj. K_i i K_d . W wykonanych badaniach doświadczalnych osiągnęto pozycje zadane, z dokładnością lepszą niż $\pm 0,1$ mm. Taką dokładność uznano za wystarczająco dobrą ponieważ wynika ona z ograniczenia, jakim była dokładność czujnika, zastosowanego do pomiaru pozycji tłoczyska siłownika. Tylko taki czujnik o zakresie ruchu siłownika wynoszącym od 0 do 400 mm był dostępny dla autora podczas pomiarów.

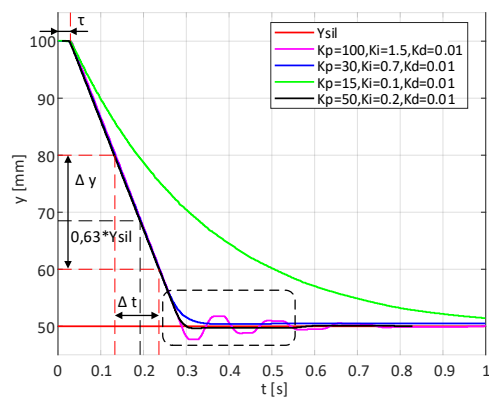
5.4 BADANIA POZYCJONOWANIA SERWONAPĘDU OBROTOWEGO

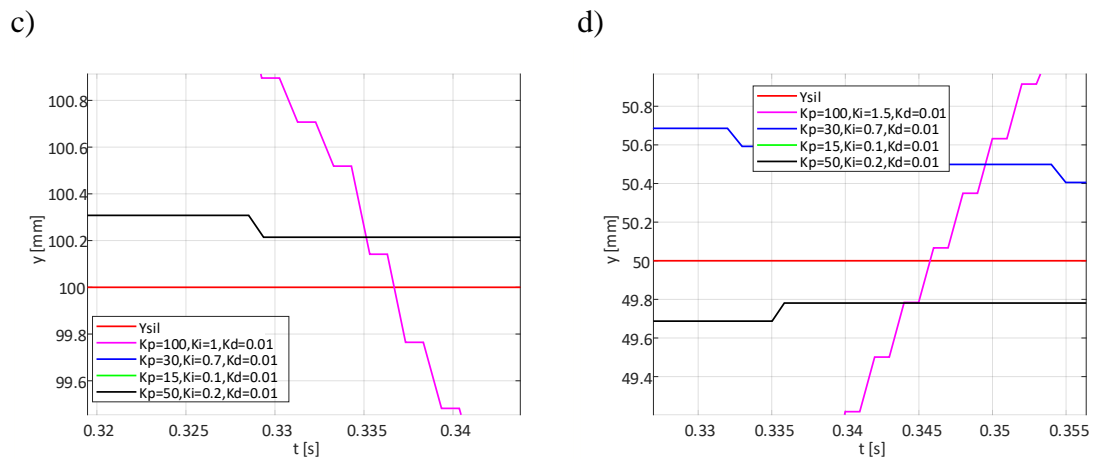
Badanie odpowiedzi skokowych wykonano także dla serwonapędu z hydraulicznym silnikiem obrotowym. Przeprowadzono badania dla wartości wymuszenia skokowego na odległości 50 i 100 mm. Ruch obrotowy silnika był przeliczany w sterowniku na ruch liniowy. Rysunek 5.14 przedstawia odpowiedzi serwonapędu z silnikiem obrotowym na wymuszenie skokowe dla różnych parametrów regulatora PID. Przebieg na rysunku 5.11a pokazuje zmiany pozycji silnika podczas ruchu w prawą stronę, co odpowiada zwijaniu stalowej linki na bęben, czyli podnoszeniu obciążnika. Na rysunku 5.11b przedstawiono zmiany pozycji silnika podczas ruchu w lewą stronę, czemu odpowiada odwijaniu stalowej linki z bębna. Na wykresach pokazanych na rysunkach 5.14c i 5.14d zamieszczono powiększone fragmenty z przebiegów. Odpowiedzi serwonapędu dla wymuszenia skokowego odpowiadającego wartości przemieszczenia 100 mm z regulatorem PID zamieszczono na rys. 5.15. Parametry regulatora PID były takie same jak te, które zastosowano dla odpowiedzi na wymuszenie skokowe o wartości 50 mm. Otrzymane przebiegi pokazują wpływ nastaw parametrów na zmiany takich wskaźników regulacji jak: przeregulowanie wynoszące $\pm 2\%$ i czas uzyskania odpowiedzi.

a)

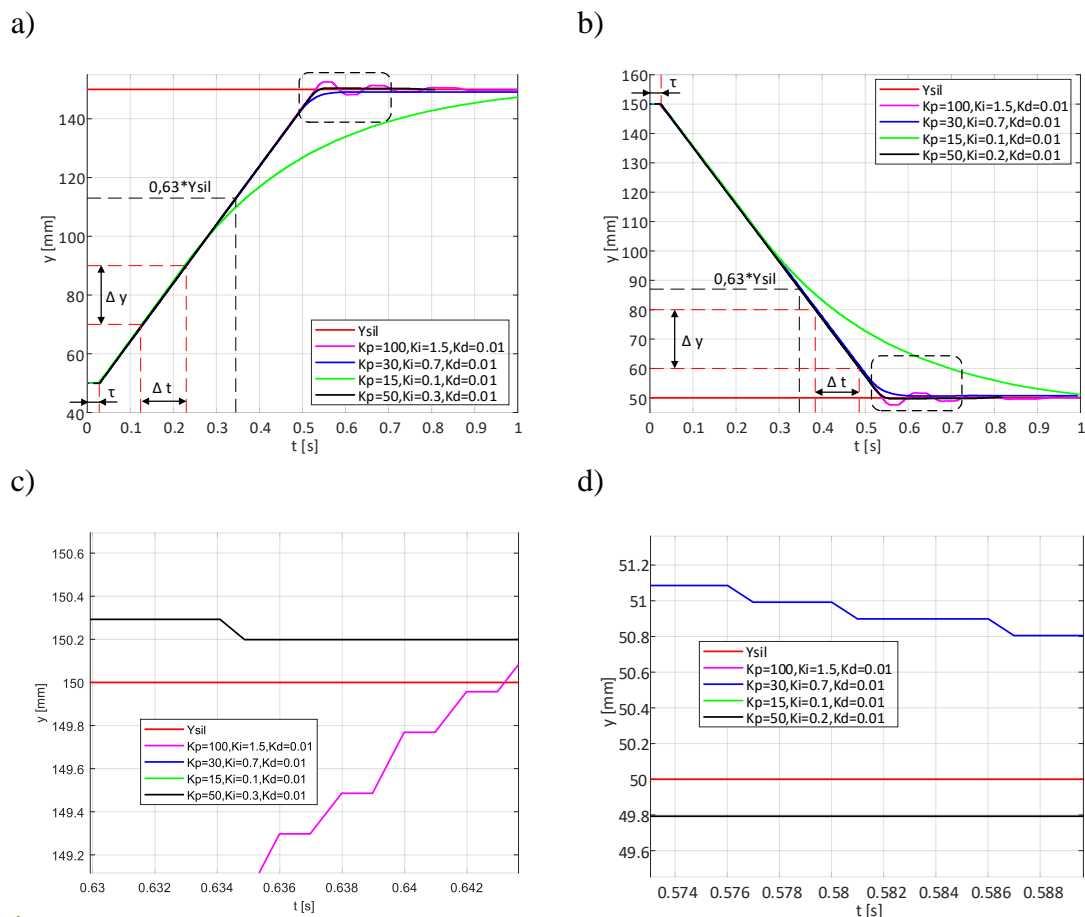


b)





Rys. 5.14. Odpowiedź serwonapędu obrotowego na wymuszenie skokowe serwonapędu z regulatorami PID, dla ruchu: a) w górę, b) w dół, powiększenia obszarów, dla ruchu: c) w górę, d) w dół



Rys. 5.15. Odpowiedź serwonapędu obrotowego na wymuszenie skokowe serwonapędu, z regulatorem PID o różnych nastawach

Najlepszą dokładność pozycjonowania dla ruchu w górę, wynoszącą 0,2 mm uzyskano dla parametrów regulatora PID wynoszące $K_p = 50$, $K_i = 0,2$, $K_d = 0,01$. Dla tych samych nastaw regulatora, uzyskano najlepsza dokładność pozycjonowania dla ruchu w

dół, która wynosiła również 0,2 mm. Najkrótszy czas uzyskania w zakresie błędu pozycji ± 1 mm, przy ruchu w górę wynosił 0,27 s, a przy ruchu w dół 0,28 s. Dla skoku o wartości 100 mm, uzyskano parametry odpowiednio: dokładność dla ruchu w górę, która wynosiła 0,2 mm, czas uzyskania wynosił 0,53 s, dokładność dla ruchu w dół była równa 0,2 mm, czas uzyskania wynosił 0,54 s.

Przeprowadzono najpierw badania doświadczalne serwonapędów w celu dobrania nastaw regulatorów PID. Wykonane próby dla skoków jednostkowych o wartościach 50 i 100 mm pokazały, że ograniczenia w zakresie dokładności pozycjonowania wynikały z ograniczeń czujnika odległości, którego dokładność pomiaru maleje wraz ze wzrostem odległości od mierzonej powierzchni. Dokładności pozycjonowania serwonapędu z siłownikiem dla ruchu w górę i w dół i dla skoku 50 mm, są bardzo zbliżone do siebie. Uzyskana w badaniach doświadczalnych dokładność pozycjonowania serwonapędu z silnikiem obrotowym była prawie dokładnie taka sama w przypadku ruchu w prawo tj. podnoszenia, jak i w lewo tj. opuszczania.

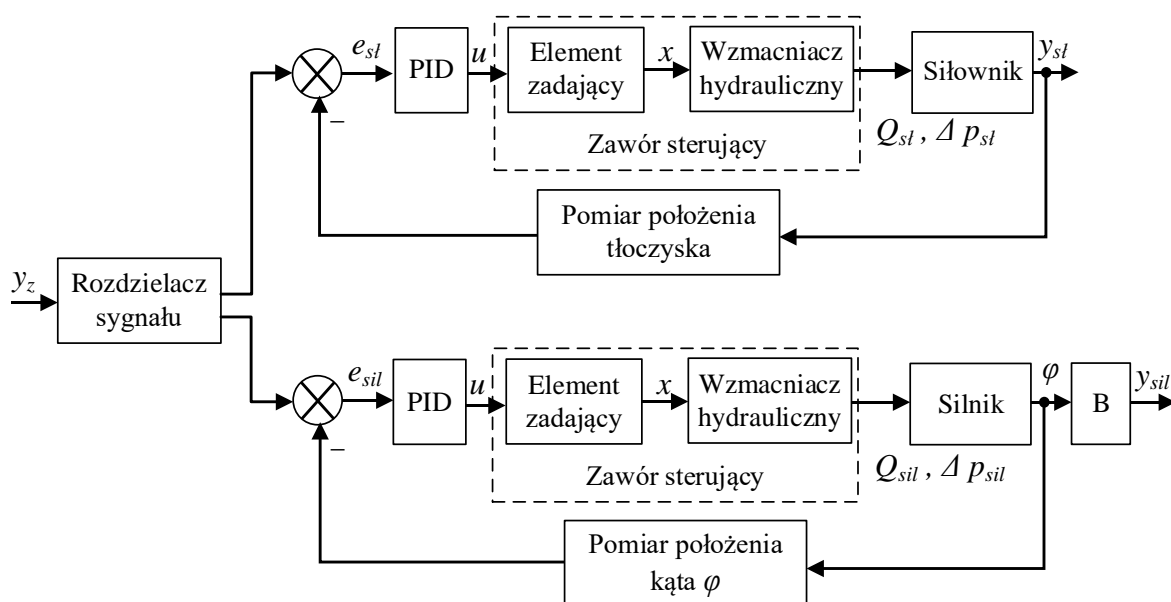
5.5 BADANIA POZYCJONOWANIA SERWONAPĘDU LINIOWO – OBROTOWEGO

Ostatnim etap badań przeprowadzonych w ramach niniejszej pracy było przeprowadzenie testów laboratoryjnych liniowo-obrotowego zespołu napędowego. W trakcie wykonywania ruchu przemieszczał się zarówno siłownik jak i silnik obrotowy. Oba napędy mogły wykonywać ruchy w różnych kierunkach i z różnymi prędkościami, tzn. pracować w różnej konfiguracji. Wszystkie badania zespołu napędowego były wykonane przy wartości ciśnienia zasilania równym 8 MPa. Temperatura oleju hydraulicznego mieściła się w przedziale 45-55 °C. Na początku wykonano testy odpowiedzi na wymuszenie skokowe tj. przemieszczenie obciążnika na odległość 50 mm.

Rysunek 5.16 prezentuje schemat układu sterowania liniowo – obrotowym zespołem napędowym. Sygnał zadany położenia podawany był na wejście „Rozdzielacza sygnału”, który realizowany był przez program napisany na sterowaniu PLC. Pracował on z różnym rozkładał sygnały wymuszające według zadanego algorytmu. Każdy z napędów pracował w odrębnej, zamkniętej pętli sprzężenia z regulatorem PID. Dla serwonapędu z siłownikiem wartości parametrów regulatora PID były następujące: $K_p = 25$, $K_i = 0,15$, $K_{k_d} = 0,01$. Regulator PID serwonapędu silnika miał ustawione następujące para-

metry: $K_p = 30$, $K_i = 0,7$, $K_d = 0,02$. W osi silnika hydraulicznego zamontowany był enkoder inkrementalny o rozdzielczości 1000 impulsów na obrót. Generowane przez niego impulsy (kanały A i B) były podawane na licznik rewersyjny, którego stan określał położenie kątowe bębna, a po przeliczeniu według wzoru (5.4) określały przemieszczenie liniowe obciążnika, zawieszono na linie.

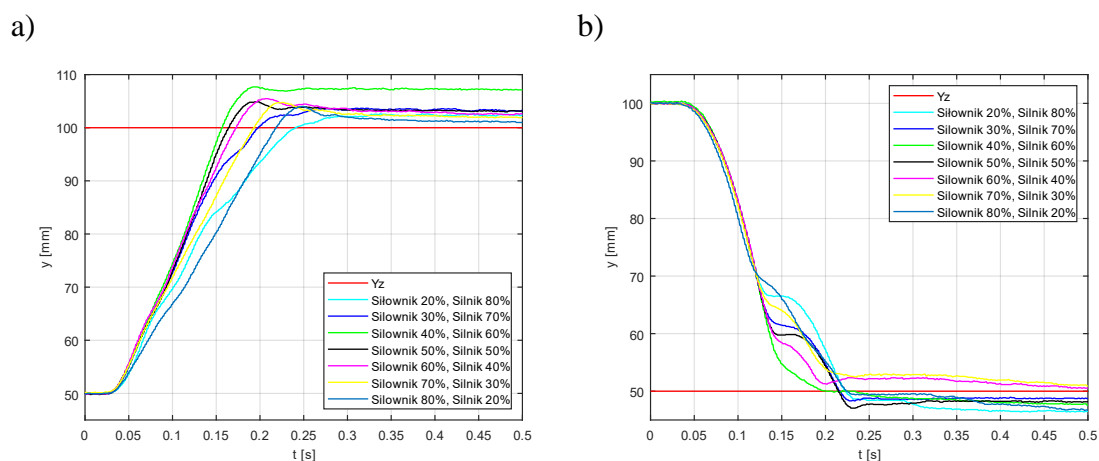
W pierwszych badaniach, „Rozdzielacz sygnału” rozdzielał sygnał wymuszającego na każdy z serwonapędów w zakresie od 0% do 100%, w proporcjach, zgodnie z nastawą operatora. Przykładowo, przy rozkładzie sygnału zadanego na: 20% na siłownik i 80% silnik, to przy przemieszczeniu zadanym na 50 mm, odpowiadało to wymuszeniu przemieszczenia na siłownik o odległość 10 mm i wymuszeniu przemieszczenia na silnik o 40 mm. W tych testach zestaw dwu-napędowy pracował w otwartej pętli regulacji i pomiar położenia obciążnika nie był przekazywany jako sygnał sprzężenia zwrotnego w układzie regulacji. W chwili startu wymuszenia skokowego następował jednoczesny ruch siłownika i silnika w tym samym kierunku, tzn. siłownik przemieszczał się w górę lub w dół, silnik obracał się w prawą lub w lewą stronę, powodując zwijanie lub rozwijanie liny.



Rys. 5.16. Struktura układu regulacji liniowo – obrotowego zespołu napędowego z podziałem sygnału wymuszającego., gdzie: e_{st} – uchyb regulacji siłownika, e_{sil} – uchyb regulacji silnika, y_z – przemieszczenie zadane, U – napięcie elektryczne, x – przemieszczenie suwaka, Q_{sil} – natężenie przepływu ciecży do silnika, Q_{st} – natężenie przepływu ciecży do siłownika, Δp_{sil} – różnica

ciśnien w komorach silnika, Δp_{st} – różnica ciśnień w komorach siłownika, y_{sil} – przemieszczenie liniowe z silnika, y_{st} – przemieszczenie tłoczyska siłownika, φ – kąt obrotu wału silnika hydraulicznego

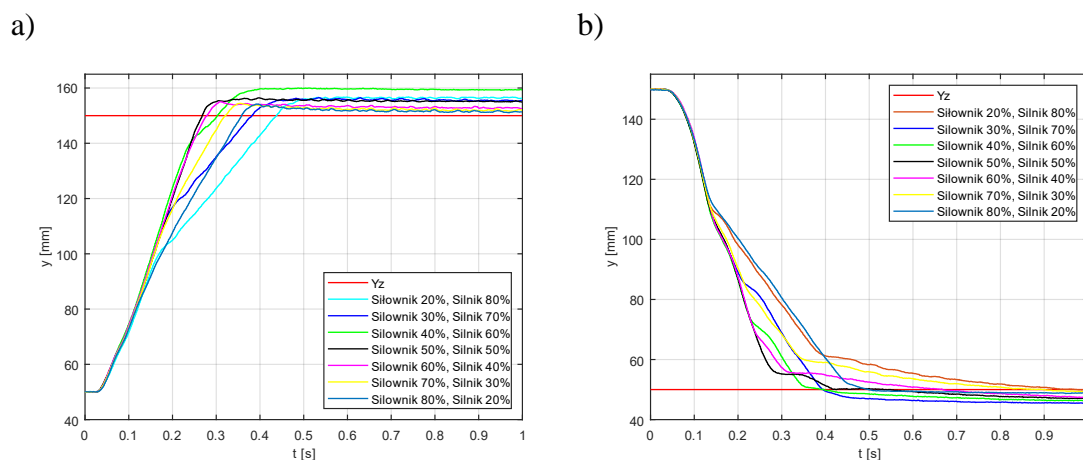
Uzyskanie wyniku z przeprowadzonych testów przedstawiono na rysunku 5.17. Przebiegi przedstawiają zmiany pozycji obciążnika podczas ruchu obu napędów w górę oraz w dół, po zadaniu wymuszenia skokowego. Przebiegi te pozwalają zaobserwować, że ruch obciążnika jest płynny wtedy, gdy siłownik porusza się w górę i silnik zwija nawiniętą linkę. W przypadku przemieszczania siłownika w dół i równoczesnego rozwijania linki przez silnik, ruch obciążnika nie jest płynny, to znaczy występują niewielkie, ale widoczne zafalowania. Według autora, wynika to z różnych prędkości ruchu siłownika i silnika oraz z stąd, że przyspieszenie odwijania liny jest większe od przyspieszenia ziemskiego, co prowadzi do wahań bocznych liny i tym samym obciążnika .



Rys. 5.17. Wpływ proporcji rozdzielacza sygnałów na przebiegi zmian pozycji obciążnika przy wymuszeniu skokowym o wartości 50 mm (od pozycji 50 mm do 100 mm)

Kolejne testy wykonano dla wymuszenia skokowego o wartości odpowiadającej przemieszczeniu 100 mm. Parametry regulatorów PID dla obu napędów były takie same jak w pierwszej próbie. Zastosowano takie same rozkłady procentowe każdego z napędów, przy czym 100% odpowiadało wymuszeniu skokowemu równym 100 mm. Pozycja startowa obciążnika oraz pozostałe parametry pozostały bez zmian. Zarejestrowane przebiegi zmian pozycji obciążnika widoczne są na rysunku 5.18. Można zauważyć, że są one podobne dla obu wymuszeń tj. 50 mm i 100 mm. Podobnie jak w przypadku wymuszenia o wartości 50 mm tak i dla wymuszenia 100 mm widoczny jest płynny ruch podczas ruchu w górę, przebieg z uskokami jest widoczny dla ruchu w dół. Przyczyną uskoków tj. wahań podczas ruchu w dół, są takie same jak opisano wyżej. W obu

rodzajach badań można zauważyć występowanie dość znacznych bo wynoszących aż 8-10% uchybów ustalonych.

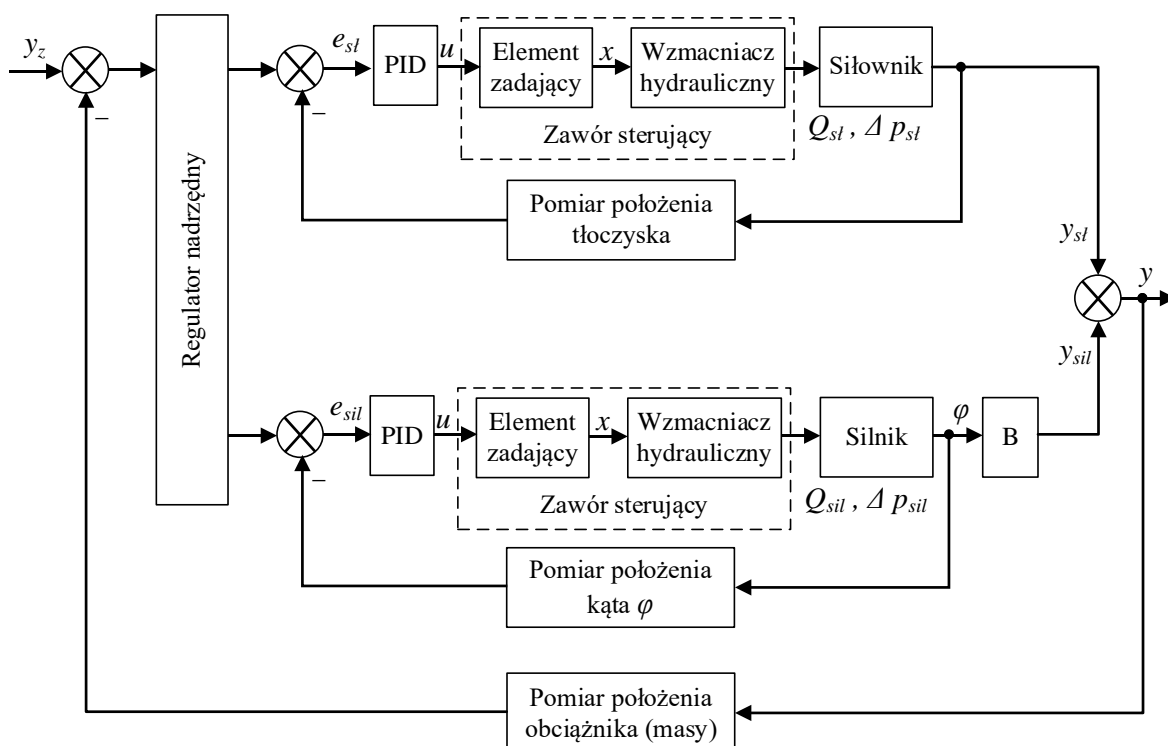


Rys. 5.18. Wpływ proporcji rozdzielania sygnałów na przebiegi zmian pozycji obciążnika przy wymuszeniu skokowym o wartości 100 mm (od pozycji 50 mm do 150 mm)

Otrzymane wyniki badań, w których sygnał zadany rozdzielany jest na oba napędy w różnych proporcjach pokazują, że dla większości przypadków, ustalenie pozycji obciążnika bez sprzężenia zwrotnego od położenia obciążnika, jest możliwe w zakresie błędu wynoszącego ok. $\pm 2\%$. Dotyczy to zarówno badań dla wartości sygnału zadanego równego 50 mm jak i 100 mm. Najlepszy rezultat, czyli najmniejszy błąd ustalony równy 1 mm uzyskano przy rozkładzie, w którym na serwonapęd z siłownikiem był podawany sygnał zadany, o wartości wynoszącej 80% całkowitego sygnału zadanego. Dotyczy to zarówno ruchu obciążnika w górę jak i w dół, przy wymuszeniu skokowym o wartości 50 i 100 mm. Taka dokładność pozycjonowania może być zadowalająca w przypadku przemieszczania obciążnika na odległości od kilku do kilkuset metrów. Może to dotyczyć opuszczania przedmiotów przez dźwigi czy przez wyciągarki stosowane w kopalniach albo na statkach, kiedy nie ma możliwości pomiaru położenia obiektu przesuwanego.

W kolejnym kroku wykonano testy kompletnego zespołu napędowego z pomiarem pozycji, który wykorzystano jako sprzężenie zwrotne. Rozdzielacz sygnału zastąpiono regulatorem nadrzędnym. Schemat blokowy badanego serwonapędu liniowo – obrotowego pokazano na rysunku 5.19. W układzie tym, tak samo jak w poprzednio badanym, występują dwa wewnętrzne układy regulacji położenia: siłownika i silnika. W obu tych układach zastosowane były regulatory PID. Ich parametry dobrano w trakcie wcześniej wykonanych testów poszczególnych serwonapędów, w taki sposób żeby osiągnąć jak

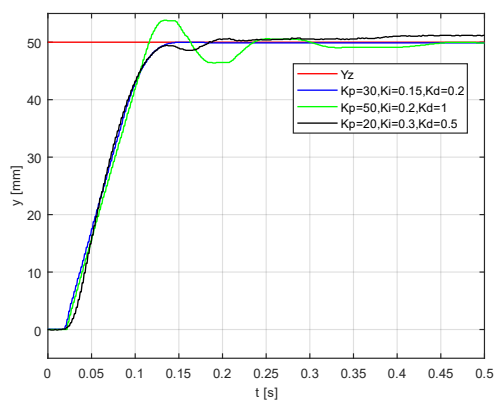
najszybszą odpowiedź układu i aby nie występowało przeregulowanie. Za pozycjonowanie obciążnika był odpowiedzialny regulator nadrzędny, którego zadaniem było wyznaczanie sygnałów zadanych do serwonapędów w celu pozycjonowania. Podobnie jak w poprzednich przypadkach, badano odpowiedzi na wymuszenie skokowe. W pierwszych badaniach, do regulacji pozycji obciążnika zastosowano regulator PID, który na podstawie pomiaru położenia obciążnika wyznaczał uchyb regulacji oraz regulował pozycje serwonapędów z siłownikiem i silnikiem. W regulatorze nadrzędnym przypisane były „wagi” służące do rozkładu sygnału zadanego na serwonapęd z siłownikiem i z silnikiem. Im bliżej pozycji zadanej znajdował się obciążnik, tym mniejsza część sygnału zadanego była kierowana do napędu z silnikiem. Wykonano testy dla ruchu obciążnika w górę i w dół. Próby przeprowadzono dla różnych parametrów nadrzędnego regulatora PID. Testy przy wymuszeniu skokowym o wartości odpowiadającej przemieszczeniu o 100 mm nie były przeprowadzone, ze względu na możliwość „wypadnięcia” obciążnika poza zakres pomiaru czujnika laserowego odległości, zamontowanego na stanowisku badawczym. W przypadku przekroczenia tego zakresu, mogło doprowadzić do nie spodziewanych reakcji układu sterowania i w konsekwencji uszkodzenia stanowiska badawczego.



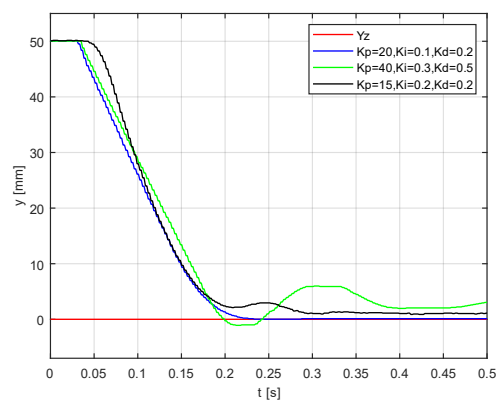
Rys. 5.19. Schemat blokowy układu regulacji zespołu serwonapędowego do pozycjonowania obciążnika

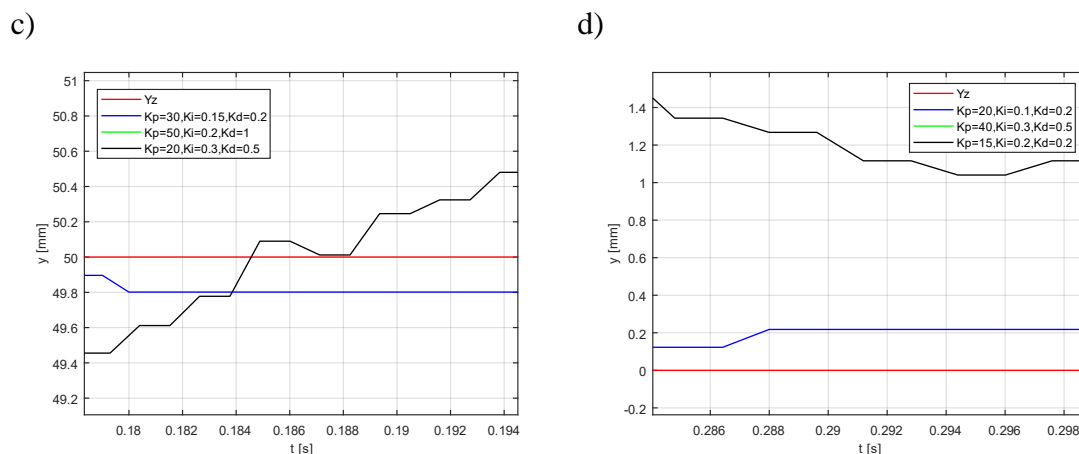
Otrzymane przebiegi odpowiedzi skokowej i pozycjonowania obciążnika przy zastosowaniu serwonapędu liniowo – obrotowego pokazano na rys. 5.20. Zamieszczono tam krzywe zmian położenia w czasie, występujące w trakcie ruchu w górę i w dół (rys. 5.20a i b). Przebiegi na rysunku (rys. 5.20c i d) przedstawiają powiększone fragmenty przebiegów zarejestrowanych w trakcie pozycjonowania. Na rysunkach pokazano tylko wybrane przebiegi spośród wielu przeprowadzonych prób. W celu porównania odpowiedzi serwonapędów: z siłownikiem, z silnikiem i z zestawem liniowo – obrotowym na wymuszenie skokowe, uzyskane dane zestawiono w tabeli 2. Zamieszczono w niej tylko czasy ustalenia. Dla wszystkich wyników podano czas ustalenia przy osiągnięciu pozycji w przedziale $\pm 0,5\%$ wartości sygnału zadanego. Czasy ustalenia serwonapędu liniowego i obrotowego wyniosły odpowiednio 0,27s i 0,28s. Najlepsze wyniki osiągnięte zostały dla serwonapędu liniowo – obrotowego, którego czas ustalania wyniósł 0,14s. Otrzymane wyniki czasu ustalenia podczas ruchu w górę i w dół stanowią potwierdzenie tezy pracy dotyczące dynamiki, tj.: zespół serwonapędowy uzyskiwać krótkodystansowo prędkości ruchu mniejsze i większe od prędkości używanych przez napęd liniowy oraz obrotowy. . Czas ustalenia pozycji zadanej przez serwonapęd liniowo – obrotowy podczas ruchu w dół, był większy o 0,09 s niż czas podczas ruchu w górę. Jednak ta różnica wynikała z tego, że celowo obniżono prędkość serwonapędu podczas ruchu (opuszczania obciążnika) w dół, po to aby nie wystąpiły efekty wahania boczne, a ruch obciążnika był płynny. Miały one miejsce podczas badania odpowiedzi skokowych przy różnym rozkładzie procentowym sygnałów wejściowych serwonapędów (rys. 5.17 i 5.18).

a)



b)





Rys. 5.20. Odpowiedzi serwonapędu liniowo – obrotowego na wymuszenie skokowe dla różnych parametrów regulatora PID.

TABELA 2. Czasy ustalenia

Serwonapęd	Czas ustalenia [s], ruch w górę	Czas ustalenia[s], ruch w dół
Siłownik	0,27	0,305
Silnik	0,28	0,28
Liniowo – obrotowy	0,14	0,23

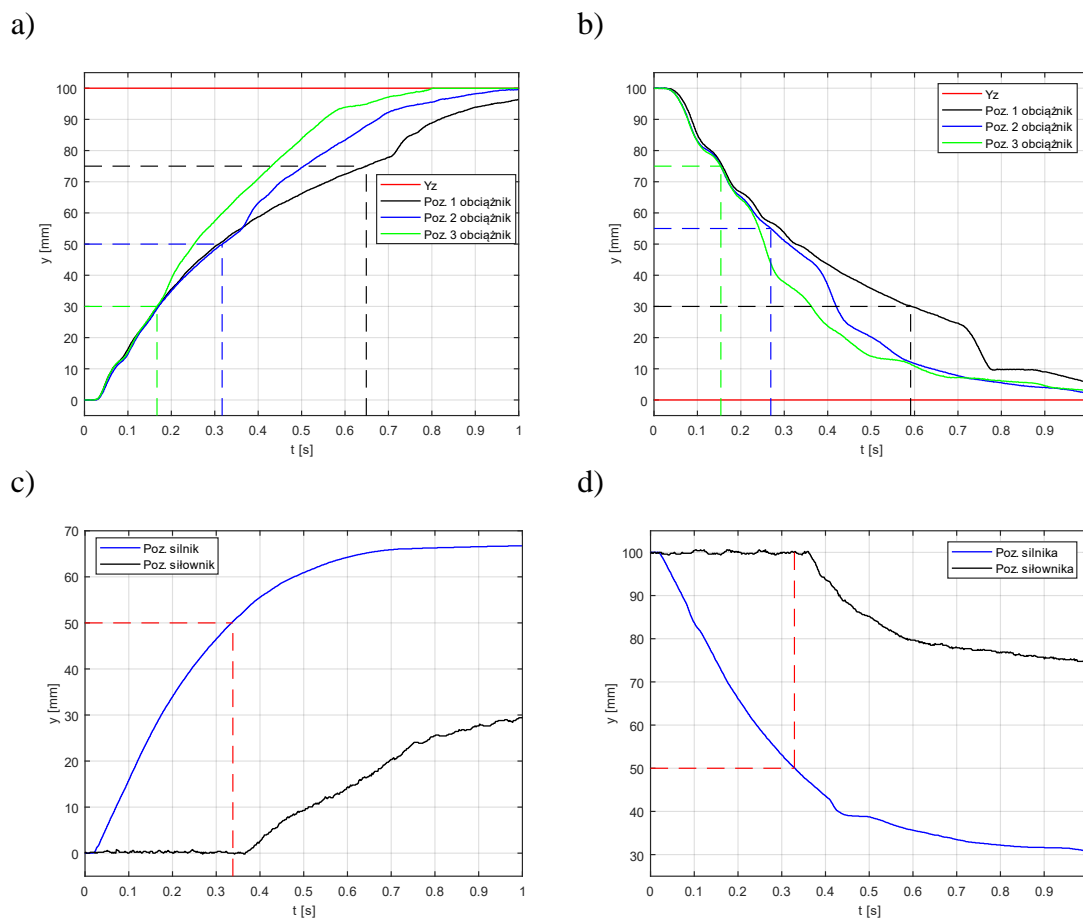
W omawianym tutaj zespole, napęd obrotowy napędzał bęben, na którym była nawinięta lina, której długość w praktyce może wynosić nawet kilkadziesiąt metrów. W przeciwieństwie do tego napęd z siłownikiem może mieć zakres ruchu np. $\pm 0,5$ m. W trakcie badań wykonywanych w ramach niniejszej rozprawy stosowano siłownik o zakresie ruchu $\pm 0,2$ m, natomiast na bębnie nawinięta była lina o długości 1,5 m. Jak pokazały przedstawione wyżej badania doświadczalne, serwonapęd obrotowy mógł uzyskiwać prędkość maksymalną ok. 0,192 m/s oraz dokładność pozycjonowania $\pm 0,2$ mm przy ciśnieniu zasilania 8 MPa. Zastosowany napęd z siłownikiem uzyskiwał prędkość maksymalną wynoszącą 0,222 m/s oraz dokładność pozycjonowania $\pm 0,1$ mm. W praktyce do wykonywania dużych przemieszczeń tj. większych niż kilka metrów powinien być stosowany serwonapęd z silnikiem obrotowym a do dokładnego pozycjonowania obiektu, serwonapęd z siłownikiem. Jednak zarówno napędy z silnikami, jak i z siłownikami mogą rozwijać różne od prędkości ruchu. Na przykład silniki hydrauliczne mogą uzyskiwać prędkości od 0,1 obr/s do 3000 obr/s [15] a siłowniki liniowe prędkości od 0,01 mm/s [75] do kilku m/s.

W trakcie pracy tłok siłownika hydraulicznego powinien znajdować się w położeniu środkowym cylindra, a wszystkie ruchy zgrubne powinny być wykonywane przez silnik. Napęd z siłownikiem powinien być uruchamiany dopiero w trakcie pozycjonowania. W przypadku konieczności uzyskania dużych przyspieszeń na niewielkich przesunięciach, ruch w tą sama stronę powinny być wykonywane równocześnie przez oba napędy. Gdy konieczne będzie uzyskanie bardzo małych prędkości, to również stosowane mogą być oba napędy, ale powinny one poruszać się w przeciwnych kierunkach. Przy małej różnicy ich prędkości można będzie uzyskać małą prędkość ruchu liny (obciążnika).

Ponieważ założono, że głównym zastosowaniem badanego zestawu serwonapędowego będzie opuszczanie i podnoszenie obiektów zawieszonych na linie, przy czym napęd obrotowy będzie mógł wykonywać przemieszczenia obiektu nawet na kilkaset metrów, w trakcie pracy zespołu, tłok siłownika hydraulicznego powinien znajdować się w położeniu środkowym cylindra, a wszystkie ruchy zgrubne powinny być wykonywane przez silnik. Napęd z siłownikiem powinien być uruchamiany dopiero w trakcie pozycjonowania. W przypadku konieczności uzyskania dużych przyspieszeń na niewielkich przesunięciach, ruch w tą sama stronę powinny być wykonywane równocześnie przez oba napędy. Gdy konieczne będzie uzyskanie bardzo małych prędkości, to również stosowane mogą być oba napędy, ale powinny one poruszać się w przeciwnych kierunkach. Przy małej różnicy ich prędkości można będzie uzyskać małą prędkość ruchu liny (obciążnika).

Biorąc pod uwagę podane powyżej założenia, przeprowadzono badania odpowiedzi skokowych zestawu napędowego, w których sygnałem wymuszającym był skok jednostkowy odpowiadający przesunięciu o 100 mm. Regulator nadrzędny był zaprogramowany tak, że na początku ruchu obciążnika aż do przesunięcia na nastawioną odległość tj. 50 mm, 70mm, albo 90 mm ruch był wykonywany tylko przez silnik hydrauliczny. Dopiero po osiągnięciu przesunięcia równego 50, 70 albo 90 mm wyłączany był serwonapęd z siłownikiem. Pozycją startową siłownika była pozycja równa połowie jego całkowitego skoku. Testy te były przeprowadzone wielokrotnie, zarówno dla ruchu obciążnika w górę jak i dla ruchu w dół. Wybrane przebiegi zmian prędkości silnika i siłownika w czasie, zaprezentowano na rysunku 5.21. Przebiegi na rys. 5.21a i 5.21b prezentują zmiany pozycji obciążnika. Na tych wykresach odpowiednimi kolorami i

przerwanymi liniami zaznaczono miejsca, w których załączany był serwonapęd z siłownikiem. Kolorem zielonym oznaczono przebieg, dla którego ruch obciążnika wykonywany był przez oba serwonapędy. Na wykresach pokazanych na rys. 5.21c i 5.21d zamieszczono przebiegi zmian pozycji serwonapędów z silnikiem i siłownikiem. Na tych przebiegach zaznaczono również punkty, w których załączany był serwonapęd z siłownikiem.



Rys. 5.21. Przebiegi pozycji obciążnika przy wymuszeniu skokowym dla różnych wariantów załączenia siłownika hydraulicznego dla ruchu: a) w górę, b) w dół, przebiegi zmian pozycji serwonapędów z siłownikiem i silnikiem dla ruchu: c) w górę, d) w dół, gdzie: poz.1,2,3 obciążnik oznacza kolejne przebieg dla różnej odległości od wartości zadanej

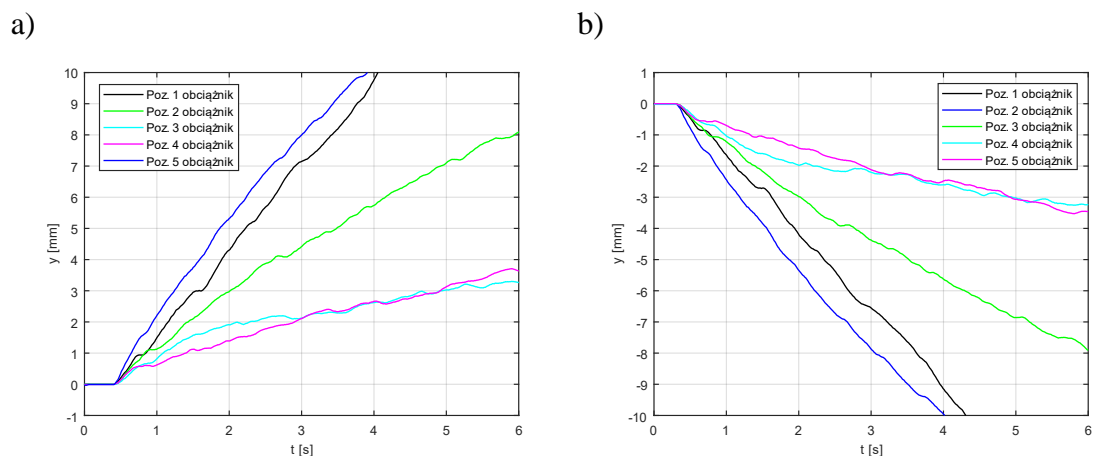
Na wszystkich przebiegach, kolorem niebieskim oznaczony jest przebieg, dla którego oba serwonapędy przemieszczały obiekt do uzyskania odległości 50 mm przed pozycją zadaną. Przebiegi ruchu obu serwonapędów na 25 mm przed osiągnięciem pozycji zadanej, oznaczono kolorem czarnym. Celem wykonanych testów było sprawdzenie jak zaproponowana metoda, polegająca na włączeniu serwonapędu liniowego w ostatniej

fazie ruchu tj. w trakcie pozycjonowania, wpłynie na dokładność pozycjonowania i na czas ustalenia. Na wszystkich przebiegach widoczne jest zwiększenie prędkości ruchu obciążnika po załączeniu serwonapędu z siłownikiem. Większe zmiany prędkości przemieszczenia obciążnika w przypadku jego ruchu w dół (rys. 5.21b) wynikają z tego, że prędkość ruchu obu napędów jest większa niż prędkość ruchu samego obciążnika. W tabeli 3 zamieszczono czasy ustalenia pozycji zadanej. Wynika z nich, że najkrótszy czas ustalenia uzyskano w przypadku, gdy oba napędy pracują razem jak najdłużej.

TABELA 3 Czasy ustalenia pozycji obciążnika

Odległość od pozycji zadanej	Ruch w górę [s]	Ruch w dół [s]
50 mm	1,09	1,19
70 mm	0,94	1,12
90 mm	0,78	1,05

W kolejnym etapie prac badano możliwość uzyskania jak najmniejszych prędkości ruchu obciążnika. Zaproponowano rozwiązanie, w którym oba napędy poruszały się w przeciwnych kierunkach, jednak z niewiele różniącymi się prędkościami. Dzięki temu możliwe było uzyskanie małych prędkości ruchu. Każdy z napędów przesuwiał niezależnie wał silnika i tłoczysko siłownika, pracując w otwartej pętli sprzężenia zwrotnego. Wykonano szereg badań, zarówno dla ruchu obciążnika w górę, jak i w dół. Otrzymane przebiegi zamieszczono na rys. 5.22a i 5.22b. Na podstawie zebranych przebiegów można stwierdzić, że możliwe jest uzyskanie małych prędkości ruchu, a których najmniejsza wynosiła Dalsze zmniejszanie prędkości ruchu powodowało przemieszczanie obciążnika ruchem skokowym, zamiast – jak oczekiwano – płynnym.



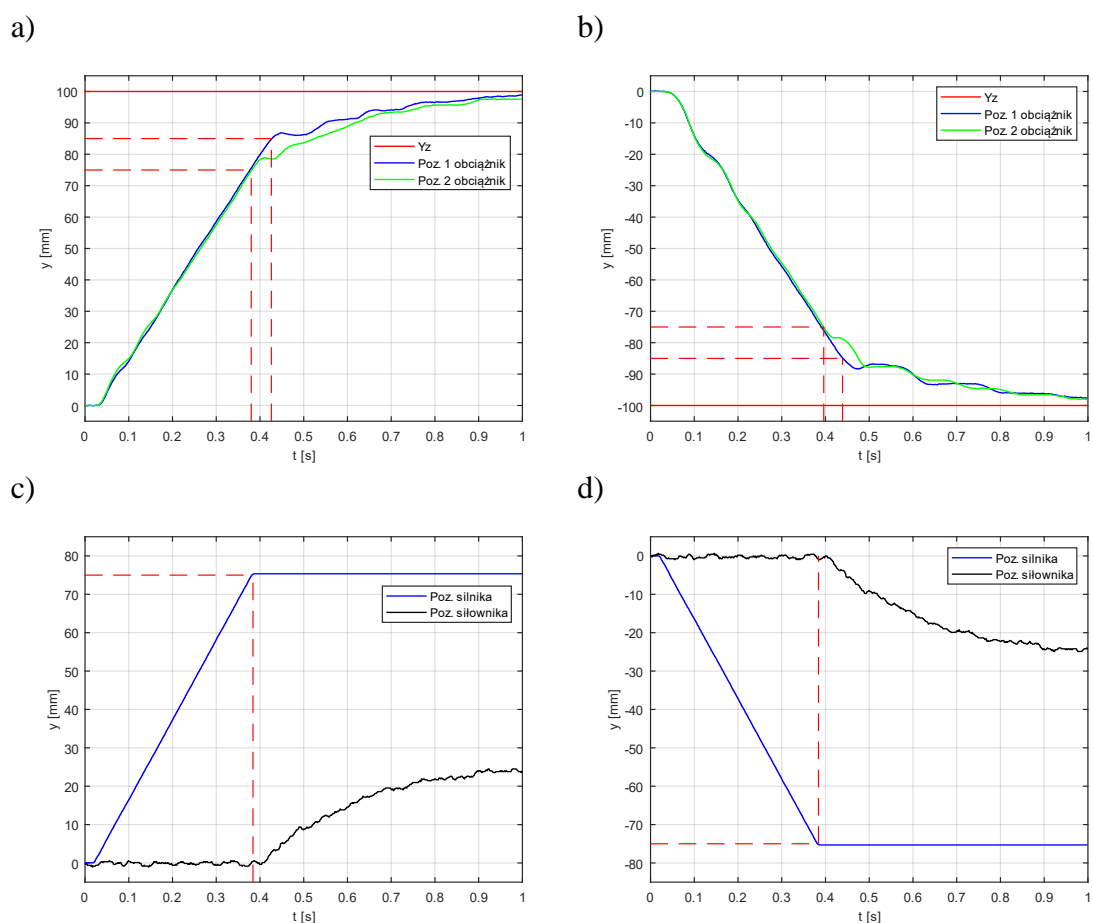
Rys. 5.22. Przebiegi zmian pozycji obciążnika przy ruchu napędów w przeciwnych kierunkach dla ruchu: a) w górę, b) w dół

Na podstawie otrzymanych przebiegów zmian przemieszczenia obciążnika w czasie wykonano zestawienie uzyskanych prędkości, wyniki zawarto w tabeli 4. Rezultaty tych badań potwierdziły uzyskanie części tezy pracy tj.: zespół serwonapędowy może uzyskiwać krótkodystansowo prędkości ruchu mniejsze i większe od prędkości uzyskiwanych przez napęd liniowy oraz obrotowy.

TABELA 4 Prędkości ruchu obciążnika

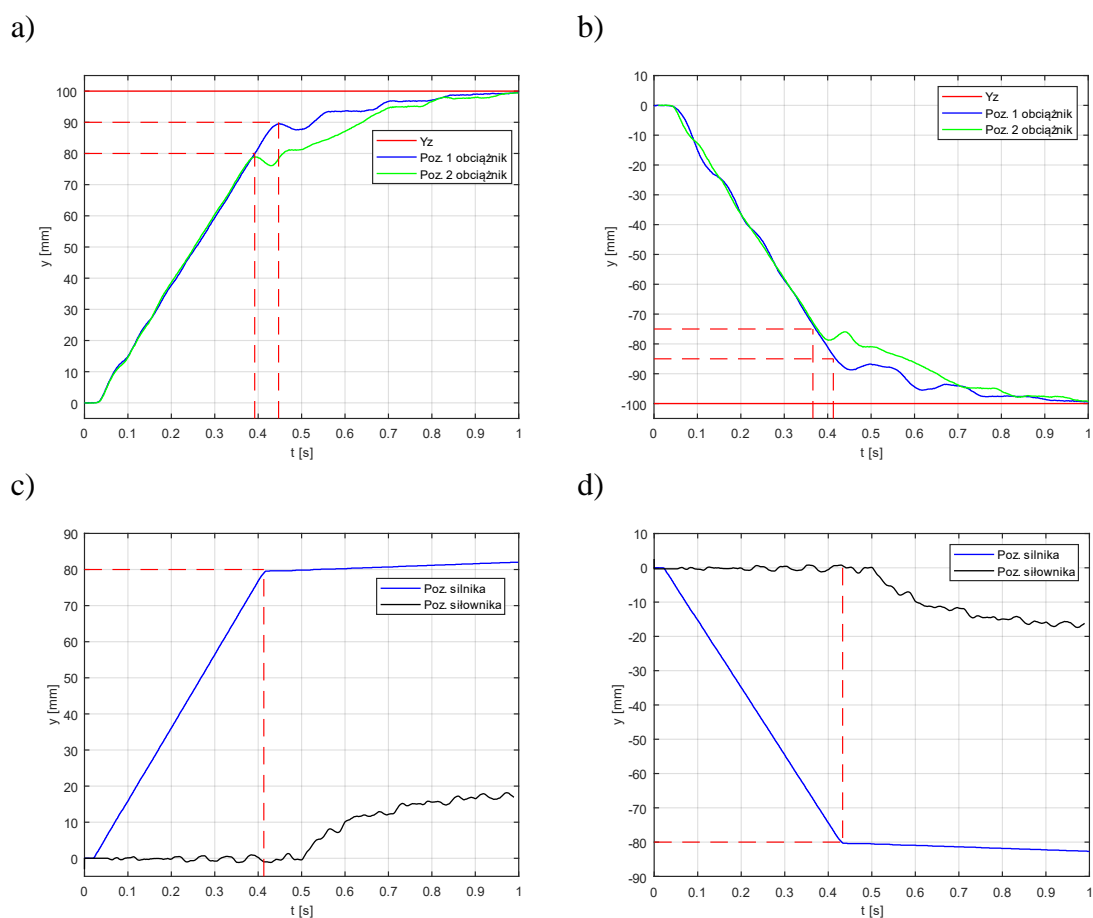
Pozycja obciążnika	Prędkość [mm/s] w górę	Prędkość [m/s] w dół
Poz. 1 obciążnik	0,75	0,69
Poz. 2 obciążnik	0,89	0,85
Poz. 3 obciążnik	1,58	1,55
Poz. 4 obciążnik	2,32	2,18
Poz. 5 obciążnik	2,83	2,72

Następne badania dotyczyły dokładności pozycjonowania obciążnika podczas pracy zestawu serwonapędowego, w ten sposób, że na początkowym odcinku ruchu przemieszczenie wykonywał serwonapęd obrotowy (silnik), którego ruch był zatrzymywany i wyłączany na 15 i w innym badaniu na 25 mm przed osiągnięciem pozycji zadanej, a do wykonania przemieszczenia w końcowej fazie pozycjonowania załączany był serwonapęd liniowy tj. z siłownikiem. Zarejestrowane przebiegi zestawiono na rysunku 5.23a i 5.23b. Na rysunkach 5.23c i 5.23d przedstawiono przebiegi zmian pozycji napędów z silnikiem i siłownikiem. Zaznaczono na nich punkty wyłączenia napędu z silnikiem i włączenia napędu z siłownikiem.



Rys. 5.23. Przebiegi zmian pozycji obciążnika przy wymuszeniu skokowym podczas wyłączenia napędu z silnikiem i włączeniu napędu z siłownikiem dla ruchu: a) w górę, b) w dół, przebiegi zmian pozycji serwonapędów z siłownikiem i silnikiem dla ruchu: c) w górę, d) w dół

Kolejne badania były zbliżone do poprzednich. Od początku ruchu przemieszczenie wykonywał tylko serwonapęd z silnikiem, a przed osiągnięciem pozycji zadanej, po uzyskaniu odległości 15 mm i 25 mm przed jej osiągnięciem, następowało zmniejszenie prędkości ruchu napędu z silnikiem do prędkości minimalnej równej $0,9 \text{ mm/2i}$ załączenie serwonapędu z siłownikiem. Wymuszeniem był sygnał skokowy o odpowiadający przemieszczeniu o 100 mm. Wybór napędu, który był odpowiedzialny za uzyskanie pozycji zadanej w ostatniej fazie ruchu obciążnika, podyktowany był możliwością uzyskiwania lepszych dokładności pozycjonowania przez serwonapęd z siłownikiem niż z silnikiem. Zarejestrowane przebiegi zestawiono na rysunku 5.24a i 5.24b. Na rysunkach 5.24c i 5.24d zamieszczono przebiegi zmian pozycji napędu z silnikiem i napędu z siłownikiem.

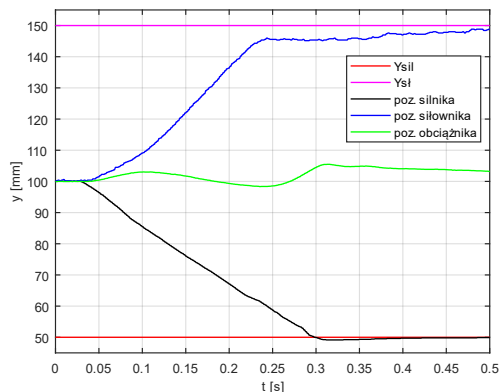


Rys. 5.24. Przebiegi zmian pozycji obciążnika przy wymuszeniu skokowym podczas minimalnej prędkości napędu z silnikiem dla ruchu: a) w górę, b) w dół, przebiegi pozycji serwonapędów z siłownikiem i silnikiem dla ruchu: c) w górę, d) w dół

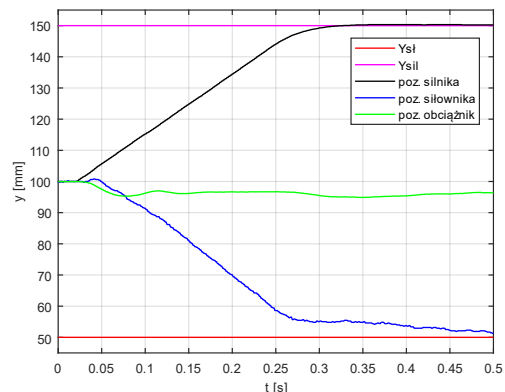
Ostatnie wykonane w ramach niniejszej pracy badania dotyczyły dokładności pozycjonowania obciążnika podczas ruchu serwonapędów z silnikiem i siłownikiem w przeciwnych kierunkach. W przypadku ruchu siłownika w górę oznaczało to podnoszenie, a wtedy silnik rozwijał linkę, czyli opuszczał obiekt. Z kolei ruch siłownika w dół oznaczał zwijanie linki przez silnik itd. Podczas tych testów na każdy z tych napędów podawano osobny tj. różne sygnały wymuszające. W sterowniku PLC zaimplementowano program, który generował jednocześnie sygnały zadane, na poszczególne karty zaworów sterujących. Pierwsze testy w tej konfiguracji napędów, polegały na podaniu sygnału wymuszającego w postaci skoku odpowiadającego przemieszczeniu o 50 mm dla każdego z napędów, wg założenia podanego powyżej. Na rysunku 5.25a i 5.25b przedstawiono przebiegi zmian pozycji napędu z siłownikiem, napędu z silnikiem oraz obciążnika (kolor zielony). Kolejne przebiegi zarejestrowano dla sygnału wymuszają-

cego odpowiadającego przemieszczeniu o 100 mm. Zarejestrowane wyniki pokazano na rysunkach 5.26a i 5.26b.

a)

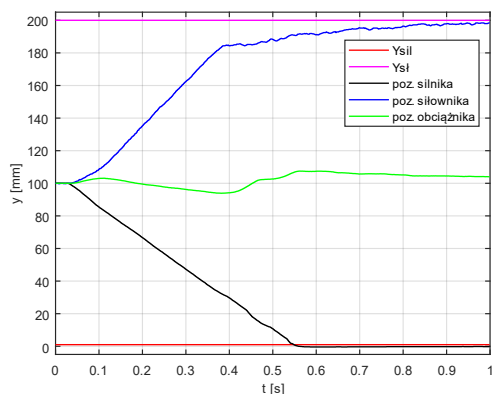


b)

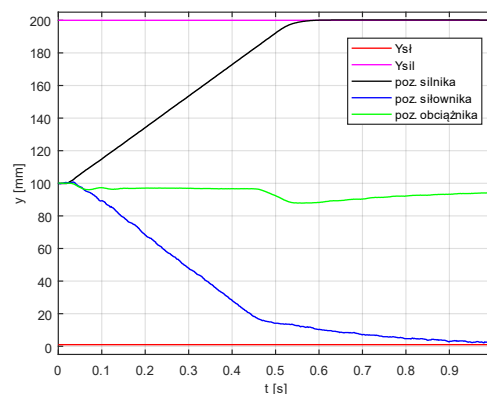


Rys. 5.25. Przebiegi zmian pozycji siłownika (niebieski), silnika (czarny) i obciążnika (zielony) przy wymuszeniu skokowym podczas ruchu napędów w przeciwnych kierunkach, dla ruchu: a) napędu z siłownikiem w górę, b) napędu z siłownikiem w dół

a)



b)

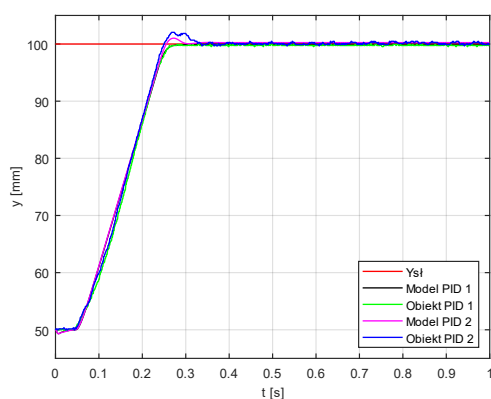


Rys. 5.26. Przebiegi zmian pozycji siłownika (niebieski), silnika (czarny) i obciążnika (zielony) przy wymuszeniu skokowym podczas ruchu napędów w przeciwnych kierunkach, dla ruchu: a) napędu z siłownikiem w górę, b) napędu z siłownikiem w dół

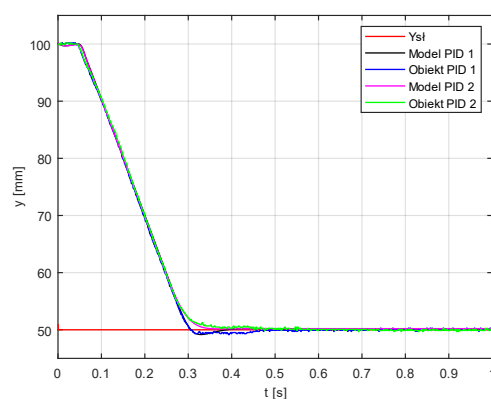
Uzyskane przebiegi uwidaczniają różnicę w prędkości obu napędów w przypadku ruchu napędu z siłownikiem w górę. Podczas ruchu tego napędu w dół prędkości te są zbliżone. Na tej podstawie można zauważyć, że występuje zmiana pozycji obciążnika podczas ruchu obu napędów w przeciwnym kierunku. Większa zmiana pozycji obciążnika występuje podczas ruchu napędu z siłownikiem w górę (wtedy prędkość siłownika jest większa niż silnika). Przy ruchu odwrotnym, kiedy prędkości obu napędów są zbliżone, zmiana pozycji obciążnika jest mniejsza.

Na rysunku 5.27a i 5.27b pokazano, dla przykładu, odpowiedź skokową serwonapędu z siłownikiem oraz jego modelu z zastosowaniem regulatorów PID. Powiększenia tych przebiegów przedstawione są na rysunkach 5.27c i 5.27d. Z przebiegu tych krzywych odpowiedzi skokowych wynika, że model dość dobrze przybliża układ fizyczny. Także porównanie innych przebiegów uzyskanych w trakcie badań doświadczalnych z przebiegami uzyskanymi w trakcie symulacji pokazuje dobrą zgodność zbudowanych modeli z rzeczywistością.

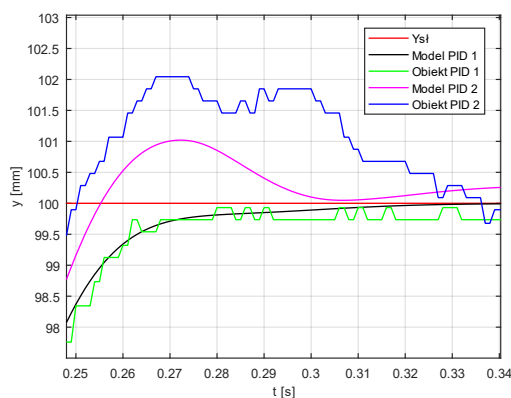
a)



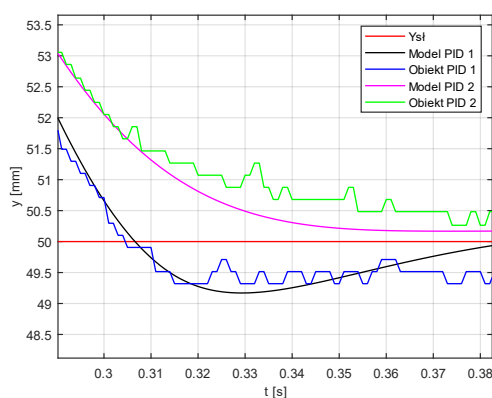
b)



c)



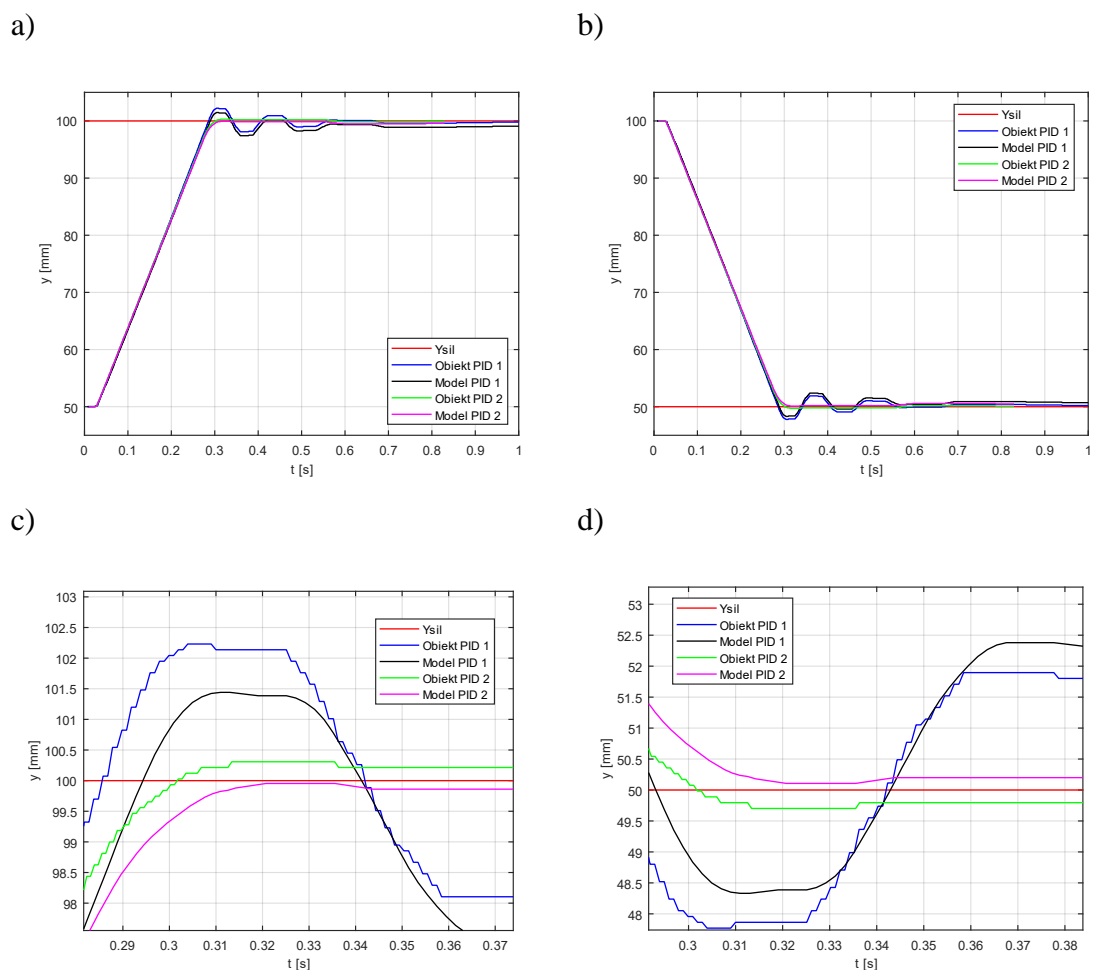
d)



Rys. 5.27. Odpowiedź na wymuszenie skokowe uzyskane w wyniku symulacji i w badaniach doświadczalnych serwonapędu z siłownikiem, z regulatorami PID, dla ruchu: a) w górę, b) w dół, powiększenia obszarów, dla ruchu: c) w górę, d) w dół

Na rysunku 5.28a i 5.28b pokazano, dla przykładu, odpowiedź skokową serwonapędu z silnikiem oraz jego modelu z zastosowaniem regulatorów PID. Powiększenia tych przebiegów przedstawione są na rysunkach 5.28c i 5.28d. Z przebiegu tych krzywych odpowiedzi skokowych wynika, że model dość dobrze przybliża układ fizyczny. Także porównanie innych przebiegów uzyskanych w trakcie badań doświadczalnych z prze-

biegami uzyskanymi w trakcie symulacji pokazuje dobrą zgodność zbudowanych modeli z rzeczywistością.



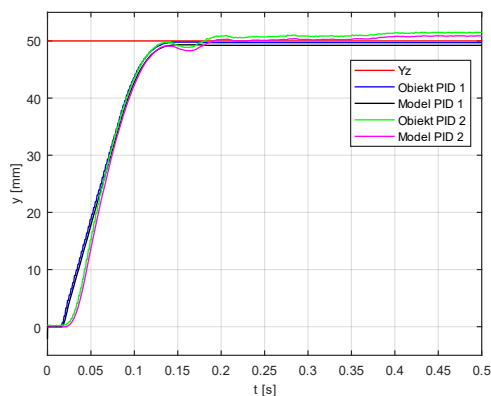
Rys. 5.28. Odpowiedź na wymuszenie skokowe uzyskane w wyniku symulacji i w badaniach doświadczalnych serwonapędu z silnikiem, z regulatorami PID, dla ruchu: a) w górę, b) w dół, powiększenia obszarów, dla ruchu: c) w górę, d) w dół

Parametry wszystkich regulatorów PID dla serwonapędu z siłownikiem i silnikiem dobrano doświadczalnie, przy założeniu, że odpowiedź na skok jednostkowy powinna być jak najszybsza (z najmniejszym czasem uzyskania). Drugim czynnikiem jaki był brany pod uwagę przy doborze parametrów regulatora PID to brak oscylacji [16]. W związku z tym, że napęd hydrauliczny wykazuje charakter członu oscylacyjnego z całkowaniem (rysunek 5.6) [22], to nie stosowano znanych metod doboru parametrów regulatora PID jak metoda Zieglera-Nicholsa, Cohena-Coona i innych [24, 25].

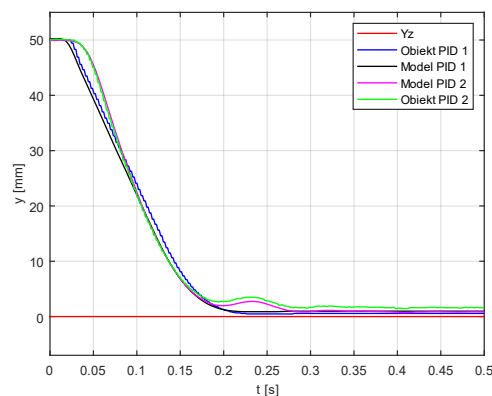
Na rysunku 5.29a i 5.29b pokazano, dla przykładu, odpowiedź skokową liniowo - obrotowego serwonapędu oraz jego modelu z zastosowaniem regulatorów PID i regulator nadrzędnego. Powiększenia tych przebiegów przedstawione są na rysunkach 5.29c i

5.29d. Z przebiegu tych krzywych odpowiedzi skokowych wynika, że model dość dobrze przybliża układ fizyczny.

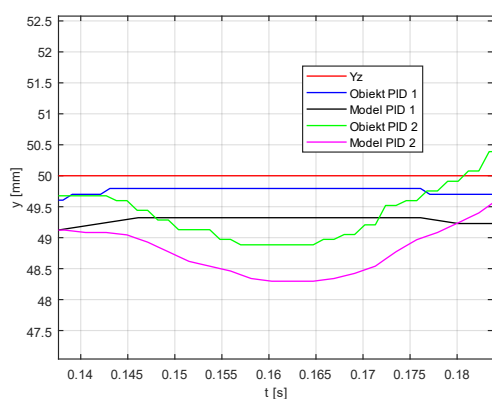
a)



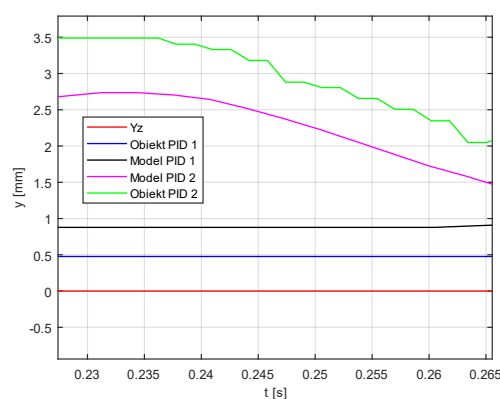
b)



c)



d)



Rys. 5.29. Odpowiedź na wymuszenie skokowe uzyskane w wyniku symulacji i w badaniach doświadczalnych liniowo – obrotowego serwonapędu, dla ruchu: a) w górę, b) w dół, powiększenia obszarów, dla ruchu: c) w górę, d) w dół

6 WNIOSKI

6.1 WNIOSKI DOTYCZĄCE WYKONANYCH BADAŃ

W niniejszej pracy zaproponowano budowę, analizę, badania elektrohydraulicznego zespołu napędowego, składającego się z dwóch serwonapędów. Pierwszym jest serwonapęd z siłownikiem jako elementem wykonawczym, w drugim napędzie elementem wykonawczym jest silnik hydrauliczny. W pierwszym rozdziale zaprezentowano dotychczasowy stan wiedzy w zakresie napędów elektrohydraulicznych i metod sterowania tymi napędami. Wynikało z niego, że dotychczas brak jest publikacji na temat elek-

trohydraulicznego zespołu napędowego z zastosowaniem siłownika i silnika hydraulicznego.

Następnie opisano założenia dotyczące zespołu napędowego, opisano główne elementy oraz omówiono układ sterowania. W kolejnym rozdziale zaproponowano model symulacyjny siłownika oraz silnika hydraulicznego. Przeprowadzono badania symulacyjne. Przedstawiono zbudowany zespół napędowy oraz stanowisko badawcze wyposażone w elementy pomiarowe. Do sterowania zespołu napędowego zastosowano regulatory PID. Przeprowadzono badania doświadczalne siłownika, silnika hydraulicznego i zespołu napędowego. Wybrane wyniki badań symulacyjnych i doświadczalnych porównano. Opisany zespół napędowy może stanowić alternatywę do pojedynczych napędów z siłownikiem lub silnikiem.

Na podstawie przeprowadzonych badań symulacyjnych i doświadczalnych można postawić następujące wnioski:

1. W ramach pracy zbudowano zespół napędowy stanowiący liniowo – obrotowy serwonapęd. Zbudowano stanowisko badawcze wyposażone w elementy pomiarowe. Zbudowano modele symulacyjne siłownika, silnika oraz serwonapędu elektrohydraulicznego, który dobrze odwzorowuje rzeczywisty obiekt. Zastosowano regulatory PID w układzie sterowania. Wszystko to oznacza uzyskanie założonych celów pracy.
2. Zastosowanie zespołu napędowego zamiast jednego napędu czy to liniowego czy obrotowego pozwala na poprawę dynamiki ruchu zawieszono obciążnika. Zwiększeniu ulega zakres możliwej prędkości ruchu obciążnika. Dokładność pozycjonowania zawieszono obciążnika jest taka sama jak dokładność pozycjonowania za pomocą jednego z serwonapędów. **Potwierdza to tezę.**
3. Z porównania odpowiedzi uzyskanych w badaniach eksperymentalnych z odpowiedziami symulacyjnymi wynika, że model dobrze przybliża obiekty rzeczywiste (w pracy zamieszczony tylko przykładowe przebiegi. W rzeczywistości wykonano kilkadziesiąt charakterystyk w badaniach symulacyjnych i doświadczalnych).

6.2 WNIOSKI DOTYCZĄCE DALSZYCH BADAŃ

1. Wykonanie badań zespołu napędowego podczas pracy z znacznie większym obciążeniem,
2. Zastosowanie innym algorytmów sterowania przykładowo MFC, MPC mających na celu zwiększenie dynamiki pracy zespołu napędowego,
3. Przeprowadzenie badań zużycia energii zespołu napędowego w trakcie pracy, poprzez zastosowanie dodatkowych elementów pomiarowych,
4. Opracowanie algorytmu z sztuczną siecią neuronową w celu automatycznego rozdziału pracy każdego z serwonapędów.

7 LITERATURA

- [1] Milecki A.: „Wybrane metody poprawy właściwości liniowych serwonapędów elektrohydraulicznych”, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1999.
- [2] Milecki A.: Liniowe serwonapędy elektrohydrauliczne, modelowanie i sterowanie, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2003.
- [4] Chapple, Peter, Principles of hydraulic systems design, Momentum Press; 2nd edition (December 31, 2014)
- [5] Milecki A., Rybarczyk D., Owczarek P., Sędziak D., Raba B., Nowoczesne metody sterowania urządzeniami mechatronicznymi z napędami elektrohydraulicznymi, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2014
- [6] Rybarczyk D., Badanie napędu elektrohydraulicznego z zaworem proporcjonalnym sterowanym silnikiem synchronicznym, Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 2014
- [7] De Larminat P., Thomas Y., Automatyka – układy liniowe, t. 3, WNT, Warszawa, 1983
- [8] Hejmo W., Koziół R., Systemy mikroprocesorowe w automatyce napędu elektrycznego, WNT, Warszawa, 1994
- [9] Loron L., Tuning of PID controllers by the Non-symmetrical Optimum method, automatica, 1997
- [10] Lastrom K.J., Hagglund T., PID controllers: Theory, Design and Tuning. Instrument Society of America, Research Triangle Park

- [11] Ogata, K. Modern control engineering, Prentice-Hall International, USA, 1997
- [12] Owczarek, P., & Rybarczyk, D. (2012). Zastosowanie regulatora PID do sterowania manipulatorem z napędem elektrohydraulicznym o równoległej kinematyce. *Informatyka, Automatyka, Pomiary w Gospodarce i Ochronie Środowiska*, 43-46.
- [13] Dindorf R., Modelowanie i symulacja nieliniowych elementów i układów regulacji napędów płynowych, 0239-4979, Kielce 2004,
- [14] Pizoń A., Elektrohydrauliczne analogowe i cyfrowe układy automatyki, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Gdynia 1995,
- [15] Stryczek S., Napęd hydrostatyczny Tom 1 Elementy, Wydawnictwo Naukowe PWN, 2022,
- [16] Ortman J., Modelowanie i badania liniowego serwonapędu elektrohydraulicznego z dwoma silnikami skokowymi jako elementami zadającymi zaworu, Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 2007
- [17] Yuan, H. B., Na, H. C., & Kim, Y. B. (2018). Robust MPC–PIC force control for an electro-hydraulic servo system with pure compressive elastic load. *Control Engineering Practice*, 79, 170-184.
- [18] Marusak, P. M., & Kuntanapreeda, S. (2011). Constrained model predictive force control of an electrohydraulic actuator. *Control Engineering Practice*, 19(1), 62-73.
- [19] Huang, J., An, H., Yang, Y., Wu, C., Wei, Q., & Ma, H. (2020). Model predictive trajectory tracking control of electro-hydraulic actuator in legged robot with multi-scale online estimator. *IEEE Access*, 8, 95918-95933.
- [20] Koivumäki, J., & Mattila, J. (2016). Stability-guaranteed impedance control of hydraulic robotic manipulators. *IEEE/ASME Transactions On Mechatronics*, 22(2), 601-612.
- [21] Sędziak D., Stabilizacja małych prędkości liniowego serwonapędu elektrohydraulicznego z semi-aktywnym tłumikiem magnetoreologicznym, Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 2003
- [22] Milecki, A. (2003). Sterowanie liniowych serwonapędów elektrohydraulicznych-część I. *Napędy i Sterowanie*, 5.
- [23] Astrom, K. J. (1995). PID controllers: theory, design, and tuning. *The international society of measurement and control*.

- [24] Malwatkar, G. M., Sonawane, S. H., & Waghmare, L. M. (2009). Tuning PID controllers for higher-order oscillatory systems with improved performance. *ISA transactions*, 48(3), 347-353.
- [25] Rybarczyk, D. (2021). Application of the MEMS accelerometer as the position sensor in linear electrohydraulic drive. *Sensors*, 21(4), 1479.
- [26] Ye, Y., Yin, C. B., Gong, Y., & Zhou, J. J. (2017). Position control of nonlinear hydraulic system using an improved PSO based PID controller. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 83, 241-259.
- [27] Wos, P., & Dindorf, R. (2013). Adaptive control of the electro-hydraulic servo-system with external disturbances. *Asian Journal of control*, 15(4), 1065-1080.
- [28] Pratumswan, P., Thongchai, S., & Tansriwong, S. (2010). A hybrid of fuzzy and proportional-integral-derivative controller for electro-hydraulic position servo system. *Energy Research Journal*, 1(2), 62-67.
- [29] Wang, M., Wang, Y., Fu, Y., Yang, R., & Fu, J. (2020). Experimental Investigation of an Electro-Hydrostatic Actuator Based on the Novel Active Compensation Method. *IEEE Access*, 8, 170635-170649.
- [30] Sohl, G. A., & Bobrow, J. E. (1999). Experiments and simulations on the nonlinear control of a hydraulic servosystem. *IEEE transactions on control systems technology*, 7(2), 238-247.
- [31] Pasolli, P., & Ruderman, M. (2019, March). Hybrid state feedback position-force control of hydraulic cylinder. In 2019 IEEE International Conference on Mechatronics (ICM) (Vol. 1, pp. 54-59). IEEE.
- [32] Dang, X., Zhao, X., Dang, C., Jiang, H., Wu, X., & Zha, L. (2021). Incomplete differentiation-based improved adaptive backstepping integral sliding mode control for position control of hydraulic system. *ISA transactions*, 109, 199-217.
- [33] Dindorf, R., & Wos, P. (2019). Control of integrated electro-hydraulic servo-drives in a translational parallel manipulator. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33(11), 5437-5448.
- [34] Rybarczyk, D. (2017). Use of the fractional order PD controller in electro-hydraulic drive. *Pomiary Automatyka Robotyka*, 21.
- [35] Yuan, H. B., Na, H. C., & Kim, Y. B. (2018). Robust MPC-PIC force control for an electro-hydraulic servo system with pure compressive elastic load. *Control Engineering Practice*, 79, 170-184.

- [36] Bakhshande, F., Spiller, M., King, Y. L., & Söffker, D. (2020). Computationally efficient model predictive control for real time implementation experimentally applied on a hydraulic differential cylinder. *IFAC-PapersOnLine*, 53(2), 8979-8984.
- [37] Jibril, M., Tadese, M., & Alemayehu, E. (2020). Performance Investigation of Hydraulic Actuator Based Mass Lift System using MPC and LQR Controllers. *Researcher Journal*, 12(7).
- [38] Donkov, V. H., Andersen, T. O., Pedersen, H. C., & Ebbesen, M. K. (2018, July). Application of model predictive control in discrete displacement cylinders to drive a knuckle boom crane. In *2018 Global Fluid Power Society PhD Symposium (GFPS)* (pp. 408-413). IEEE.
- [39] Stryczek J., *Podstawy projektowania hydraulicznych maszyn zębatych*, PWN, Warszawa, 2018.
- [40] Sinthipsomboon, K., Hunsacharoonroj, I., Khedari, J., Pongaen, W., & Pratumswan, P. (2011, June). A hybrid of fuzzy and fuzzy self-tuning PID controller for servo electro-hydraulic system. In *2011 6th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications* (pp. 220-225). IEEE.
- [41] AL-Assady, A. A. M. H., & AL-Khafaji, M. T. J. (2013). Design and analysis of electro-hydraulic servo system for speed control of hydraulic motor. *Journal of Engineering*, 5, 562-573.
- [42] Pham, P. N., Ito, K., & Ikeo, S. (2013, February). The application of simple adaptive control for simulated water hydraulic servo motor system. In *2013 IEEE International Conference on Industrial Technology (ICIT)* (pp. 204-209). IEEE.
- [43] Entao, Z., Wenlin, Y., & Junzhe, L. (2009, August). Predictive control of hydraulic winch motion control. In *2009 2nd IEEE International Conference on Computer Science and Information Technology* (pp. 1-4). IEEE.
- [44] E. F. Camacho , C. Bordons, *Model Predictive Control*, Springer-Verlag London, 2007
- [45] Skoczowski, S., Domek, S., & Pietruszewicz, K. (2003). Model following PID control system. *Kybernetes*, 32(5/6), 818-828.
- [46] Sugai, Haruhiko, and Kenzo Nonami. "Reference model following sliding mode control for hydraulic mine detection hexapod robot." *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu C Hen*(Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part C)(Japan) 18.9 (2006): 2829-2837.

- [47] Yun, J. S., and H. S. Cho. "Adaptive model following control of electrohydraulic velocity control systems subjected to unknown disturbances." IEE Proceedings D (Control Theory and Applications). Vol. 135. No. 2. IET Digital Library, 1988
- [48] ZHANG, Gong-Juan, and Long Quan. "Research on disturbance observer for permanent magnet synchronous motor driving hydraulic pump." China Mechanical Engineering 21.24 (2010): 2914.
- [49] Ang, K. H., Chong, G., & Li, Y. (2005). PID control system analysis, design, and technology. IEEE transactions on control systems technology, 13(4), 559-576.
- [50] Davliakos, I., & Papadopoulos, E. (2008). Model-based control of a 6-dof electrohydraulic Stewart–Gough platform. Mechanism and machine theory, 43(11), 1385-1400.
- [51] Milecki, A., Rybarczyk, D., & Owczarek, P. (2014). Application of the MFC method in electrohydraulic servo drive with a valve controlled by synchronous motor. In Recent Advances in Automation, Robotics and Measuring Techniques (pp. 167-174). Springer International Publishing.
- [52] Merrit, H.E., Hydraulic control systems, John Wiley & Sons, Inc., USA, 1967
- [53] Murrenhoff H.: „Servohydraulik”, RWTH Aachen 1998.
- [54] Palczak E.: „Dynamika elementów i układów hydraulicznych”, Ossolineum, Wrocław 1999.
- [55] Tomasiak E.: „Napęd i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne”, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001.
- [56] Backé W.: „Fluidtechnik im Wandel”, O+P 7/1988
- [57] Heinrichs, B., Sepehri, N., & Thornton-Trump, A. B. (1997). Position-based impedance control of an industrial hydraulic manipulator. IEEE Control Systems Magazine, 17(1), 46-52.
- [58] Mattila, J., & Virvalo, T. (2000, April). Energy-efficient motion control of a hydraulic manipulator. In Proceedings 2000 ICRA. Millennium Conference. IEEE International Conference on Robotics and Automation. Symposia Proceedings (Cat. No. 00CH37065) (Vol. 3, pp. 3000-3006). IEEE.

- [59] Zhou, S., Shen, C., Xia, Y., Chen, Z., & Zhu, S. (2022). Adaptive robust control design for underwater multi-dof hydraulic manipulator. *Ocean Engineering*, 248, 110822.
- [60] Zhang, F., Zhang, J., Cheng, M., & Xu, B. (2021). A flow-limited rate control scheme for the master–slave hydraulic manipulator. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 69(5), 4988-4998.
- [61] Liu, G. P., & Daley, S. (2000). Optimal-tuning nonlinear PID control of hydraulic systems. *Control Engineering Practice*, 8(9), 1045-1053.
- [62] Dindorf, R., & Wos, P. (2019). Control of integrated electro-hydraulic servo-drives in a translational parallel manipulator. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33, 5437-5448.
- [63] Rybarczyk, D. (2021). Application of the mems accelerometer as the position sensor in linear electrohydraulic drive. *Sensors*, 21(4), 1479.
- [64] Bader, M. F. (2008). Position Control System of Hydraulic CylinderBased on Microcontroller. *Journal of Engineering and Sustainable Development*, 12(3), 25-39.
- [65] Taghizadeh, M., & Javad Yarmohammadi, M. (2018). Development of a self-tuning PID controller on hydraulically actuated stewart platform stabilizer with base excitation. *International Journal of Control, Automation and Systems*, 16, 2990-2999.
- [66] Ye, Y., Yin, C. B., Gong, Y., & Zhou, J. J. (2017). Position control of nonlinear hydraulic system using an improved PSO based PID controller. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 83, 241-259.
- [67] Wang, R., Tan, C., Xu, J., Wang, Z., Jin, J., & Man, Y. (2017). Pressure control for a hydraulic cylinder based on a self-tuning PID controller optimized by a hybrid optimization algorithm. *Algorithms*, 10(1), 19.
- [68] Sun, Y., Wan, Y., Ma, H., & Liang, X. (2023). Compensation control of hydraulic manipulator under pressure shock disturbance. *Nonlinear Dynamics*, 111(12), 11153-11169.
- [69] Palczak E., Badanie strugi czynnika roboczego w szczelinie dwupołożeniowego rozdzielacza, *Sterowanie i Napędy Hydrauliczne*, 5/1990.
- [70] Pizoń A., *Elektrohydrauliczne analogowe i cyfrowe układy automatyki*, WNT, Warszawa, 1995.

[71] McCloy D., Maritin H.R, Control Systems, Wiley, New York, 1967.

[72] Murrenhoff H., Innovationen in der Fluidtechnik, w: 1 Internationales Fluidtechnisches Kolloquium in Achen, 1998.

[73] Guillon M., Optymalizacja systemów dynamicznych, PWN, Warszawa, 1993.

[74] Ławniczak A., Sterowanie i regulacja prędkości w liniowym napędzie hydraulicznym, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1995.

[75] Myszkowski. A.: „Badanie możliwości uzyskiwania małych prędkości ruchu przez liniową serwojednostkę elektrohydrauliczną z silnikiem skokowym i elektrycznym sprzężeniem zwrotnym”, rozprawa doktorska, Poznań 2003.

Strony internetowe:

[76] www.eaton.com

[77] <https://www.parker.com/pl/pl/home.html>

[78] www.fpce.net

[79] <https://www.moog.com/>

[80] <https://www.vickers-hydraulics.com/>

[81] <https://servokinetics.com/>