



**POLITECHNIKA
RZESZOWSKA**
im. IGNACEGO ŁUKASIEWICZA



**WYDZIAŁ
BUDOWY MASZYN
I LOTNICTWA**
POLITECHNIKI RZESZOWSKIEJ

Rozprawa doktorska

**Modelowanie i badania
elektro-hydraulicznego siłownika
do zastosowań lotniczych wykonanego
w technologii przyrostowej DMLS**

mgr inż. Krzysztof Warzocha

PROMOTOR

dr hab. inż. Paweł Rzucidło, prof. PRz

Rzeszów 2022

Spis treści

Wykaz akronimów	5
Wykaz ważniejszych oznaczeń	7
Spis rysunków	9
Spis tabel	15
Wstęp	17
1. Serwośilowniki w układach sterowania współczesnych samolotów komunikacyjnych	21
1.1. System pośredniego sterowania lotem (FBW)	21
1.2. Śilowniki elektrohydrauliczne	33
1.3. Śilowniki elektrohydrostatyczne	40
1.4. Śilowniki elektromechaniczne	46
2. Redundancja w systemach sterowania lotem	53
2.1. Wykrywanie i identyfikacja awarii systemów sterowania lotem	56
2.2. Redundancja pasywna w śilownikach FBW	60
2.3. Redundancja aktywna	63
3. Problem naukowy, cel i teza pracy	65
3.1. Cel pracy	65
3.2. Oryginalność problemu naukowego i teza pracy	66

4. Technologia budowy i rozwiązania techniczne siłownika FBW firmy Yasa	69
4.1. Zastosowanie technologii DMLS i badania wytrzymałościowe materiału	69
4.2. Budowa siłownika z uwzględnieniem redundancji	75
5. Modelowanie matematyczne zintegrowanych układów elektrohydraulicznych	79
5.1. Model matematyczny bezpośredniego napędu rozdzielacza	79
5.2. Modelowanie przepływu w serwozaworze o bezpośrednim napędzie suwaka	99
5.3. Modelowanie przecieku wewnętrznego serwozaworu sterującego . .	103
5.4. Analiza i modelowanie sił działających na suwak rozdzielacza . . .	109
5.5. Model matematyczny serwo-siłownika	114
5.6. Model matematyczny serwo-siłownika w konfiguracji tandemowej .	118
6. Badania laboratoryjne	127
6.1. Stanowisko laboratoryjne	127
6.2. Badania laboratoryjne serwozaworu sterującego	131
6.3. Badania laboratoryjne serwo-siłownika	139
6.4. Krytyczna analiza uzyskanych wyników	143
Podsumowanie i wnioski	147
A. Dane liczbowe	151
B. Wybrane modele zrealizowane w programie Matlab/Simulink	155
Bibliografia	161
Streszczenie	171
Abstract	173

Wykaz akronimów

3D	trójwymiarowa/-y (ang. <i>3 Dimensional</i>), np. trójwymiarowa grafika komputerowa
ACE	elektronika sterująca siłownikiem (ang. <i>Actuator Control Electronics</i>)
AFCS	automatyczny system sterowania lotem (ang. <i>Automatic Flight Control System</i>)
AM	wytwarzanie przyrostowe (ang. <i>Additive Manufacturing</i>)
BEMF	wsteczna siła elektromotoryczna (ang. <i>Back Electromotive Force</i>)
BLDC	bezszytkowy prądu stałego (ang. <i>Brushless Direct Current</i>)
CAD	komputerowo wspomagane projektowanie (ang. <i>Computer Aided Design</i>)
CAE	komputerowe wspomaganie prac inżynierskich (ang. <i>Computer Aided Engineering</i>)
CFD	obliczeniowa mechanika płynów (ang. <i>Computational Fluid Dynamics</i>)
DDSV	serwozawór z napędem bezpośrednim (ang. <i>Direct Drive Servovalve</i>)
DMLS	bezpośrednie przetapianie laserowe proszków metalowych (niem. <i>Direkt Metall Laser Schmelzen</i>)
EHA	serwosiłownik elektro-hydrauliczny (ang. <i>Electro-hydraulic Servoactuator</i>)
EHSA-FP	siłownik elektro-hydrostatyczny z pompą o stałym wydatku (ang. <i>Electrohydrostatic Actuator-Fixed Pump</i>)

EHSA-VP	siłownik elektro-hydrostatyczny z pompą o zmiennym wydatku (ang. <i>Electrohydrostatic Actuator-Variable Pump</i>)
EHSV	serwozawór elektro-hydrauliczny (ang. <i>Electrohydraulic Servovalve</i>)
EMA	siłownik elektro-mechaniczny (ang. <i>Electromechanical Actuator</i>)
FBW	pośredni system sterowania (ang. <i>Fly By Wire</i>)
FCC	komputer sterowania lotem (ang. <i>Flight Control Computer</i>)
FDI	identyfikacja i wykrywanie błędów (ang. <i>Fault Detection and Identification</i>)
IGBT	tranzystor bipolarny z izolowaną bramką (ang. <i>Insulated Gate Bipolar Transistor</i>)
LVDT	transformatorowy czujnik przemieszczeń liniowych o układzie różnicowym (ang. <i>Linear Variable Differential Transformer</i>)
MES	metoda elementów skończonych
PMSM	silnik synchroniczny z magnesami trwałymi (ang. <i>Permanent Magnet Synchronous Motor</i>)
RVDT	transformatorowy czujnik przemieszczeń kątowych o układzie różnicowym (ang. <i>Rotary Variable Differential Transformer</i>)
SLM	selektywne topienie laserowe (ang. <i>Selective Laser Melting</i>)
SV	serwozawór (ang. <i>Servovalve</i>)

Wykaz ważniejszych oznaczeń

Oznaczenie	Opis	Jednostka
B_m	tarcie wewnętrzne napędu elektrycznego	Nm · s/rad
c	szczelina pomiędzy suwakiem a tuleją zaworową	m
C_d	współczynnik rozładowania	-
C_v	współczynnik przepływu przez serwozawór	-
e_{abc}	siła elektromotoryczna indukowana w uzwojeniach faz	V
F_d	siła hydrodynamiczna	N
F_L	siła zewnętrzna	N
F_{ts}	siła tarcia wewnętrznego suwaka	N
i_{abc}	prądy fazowe	A
J	Moment bezwładności wirnika napędowego	kg · m ²
k_e	stała elektromotoryczna	V · s/rad
K_q	współczynnik wzmocnienia przepływu	-
K_q	współczynnik wzmocnienia ciśnienia-przepływu	-
L_{abc}	indukcyjność fazowa	H
L_r	prawdopodobieństwo wystąpienia awarii	
N_f	liczba cykli obciążenia	-
P_{1234}	ciśnienie na portach sterujących	Pa
P_s	ciśnienie na porcie zasilającym	Pa
P_t	ciśnienie w zbiorniku	Pa
F_L	siła zewnętrzna	N

Wykaz ważniejszych oznaczeń

Q_{1234}	przepływ przez porty sterujące	m^3/s
Q_s	przeciek wewnętrzny w serwozaworze	m^3/s
R_{abc}	rezystancja fazowa	Ω
T_e	moment elektromagnetyczny	Nm
t_p	grubość ścianki próbki testowej	m
V_{abc}	napięcia fazowe	V
w	szerokość otwarcia portu	m
x_s	przesunięcie liniowe suwaka serwozaworu	m

Spis rysunków

1.1. Powierzchnie sterowe na przykładzie Airbusa A330, na podstawie [89]	28
1.2. Uproszczony przekrój skrzydła z widocznym napędem powierzchni sterowej	29
1.3. Schemat systemu sterowania lotem FBW	31
1.4. Schemat lotniczego siłownika elektrohydraulicznego	33
1.5. Rodzaje serwozaworów: a) serwozawór z przesłoną i sprężyną, b) serwozawór z rurką strumieniową, c) serwozawór ze sterowaniem pośrednim za pomocą zaworu z napędem bezpośrednim, na podstawie [69, 104]	34
1.6. Siłowniki elektrohydrauliczne dostarczane przez Moog Control Systems [97]	35
1.7. Schemat hydrauliczny serwośiownika elektrohydraulicznego zastosowanego do napędu lotek w samolotach Airbus A380, na podstawie [4]	37
1.8. Charakterystyki wydajności napędów elektrohydraulicznych wykorzystywanych w samolotach pasażerskich Airbus A320, na podstawie [25]	38
1.9. Schemat lotniczego siłownika elektrohydrostatycznego	40
1.10. Siłownik elektrohydrostatyczny firmy Moog [97]	42
1.11. Schemat hydrauliczny serwośiownika elektrohydrostatycznego zastosowanego w samolotach Airbus A380, na podstawie [4]	43
1.12. Charakterystyki wydajności napędów elektrohydrostatycznych wykorzystywanych w samolotach pasażerskich Airbus A320, na podstawie [25]	45
1.13. Schemat lotniczego siłownika elektromechanicznego	46

1.14. Podział siłowników elektromechanicznych ze względu na typ przekładni, na podstawie [76]	47
1.15. Siłownik elektromechaniczny firmy Moog [97]	47
1.16. Charakterystyki wydajności napędów elektromechanicznych wykorzystywanych w samolotach pasażerskich Airbus A320, na podstawie [25]	52
2.1. Schemat ogólny systemu sterowania lotem tolerujący awarię, na podstawie [107]	56
2.2. Klasyfikacja błędów, na podstawie [92]	57
2.3. Schemat sprzężenia zwrotnego krzyżowego	61
2.4. Schemat systemu redundancji z porównywaniem sygnału i głośnowaniem	63
4.1. Wykres Goodmana na podstawie przeprowadzonych badań wytrzymałościowych dla stali maraging 1.2709 po spiekaniu laserowym w technologii SLM/DMLS	74
4.2. Prototyp siłownika FBW Yasa	76
4.3. Rozdzielacz układu hydraulicznego siłownika Yasa	77
5.1. Czterokanałowy stojan silnika PMSM wykorzystany do napędu serwozaworów hydraulicznych	80
5.2. Wyniki obliczeń MES pojedynczego pasma silnika elektrycznego	82
5.3. Rzeczywisty przebieg siły elektromotorycznej w czasie dla silnika PMSM	84
5.4. Symulacja charakterystyki skokowej silnika napędu suwaka	86
5.5. Schemat kinematyczny napędu suwaka	88
5.6. Schemat przedstawiający rozkład sił w mechanizmie napędu suwaka	89
5.7. Symulacja wstecznej siły elektromotorycznej BEMF napędu dla wymuszenia skokowego 25 proc.	91
5.8. Symulacja zmiany prądu w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 25 proc.	91
5.9. Symulacja zmiany napięcia zasilania w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 25 proc.	92

5.10. Symulacja momentu elektromagnetycznego napędu dla wymuszenia skokowego 25 proc.	92
5.11. Symulacja wstecznej siły elektromotorycznej BEMF napędu dla wymuszenia skokowego 50 proc.	93
5.12. Symulacja zmiany prądu w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 50 proc.	93
5.13. Symulacja zmiany napięcia zasilania w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 50 proc.	94
5.14. Symulacja momentu elektromagnetycznego napędu dla wymuszenia skokowego 50 proc.	94
5.15. Symulacja wstecznej siły elektromotorycznej BEMF napędu dla wymuszenia skokowego 75 proc.	95
5.16. Symulacja zmiany prądu w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 75 proc.	95
5.17. Symulacja zmiany napięcia zasilania w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 75 proc.	96
5.18. Symulacja momentu elektromagnetycznego napędu dla wymuszenia skokowego 75 proc.	96
5.19. Symulacja wstecznej siły elektromotorycznej BEMF napędu dla wymuszenia skokowego 100 proc.	97
5.20. Symulacja zmiany prądu w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 100 proc.	97
5.21. Symulacja zmiany napięcia zasilania w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 100 proc.	98
5.22. Symulacja momentu elektromagnetycznego napędu dla wymuszenia skokowego 100 proc.	98
5.23. Schematyczny przekrój zaworu hydraulicznego 4-drogowego, 3-pozycyjnego	99
5.24. Siatka MES wycinka zaworu sterującego	101
5.25. Wynik analizy CFD przedstawiający zmiany ciśnienia wewnątrz serwozaworu	102
5.26. Wynik analizy CFD przedstawiający zmiany prędkości medium .	102

5.27. Przepływ cieczy w szczelinie przyjęty do rozważań analitycznych	103
5.28. Paraboliczny rozkład prędkości cieczy w szczelinie pomiędzy suwakiem, a tuleją	105
5.29. Model szczeliny powstałej po spasowaniu suwaka do tulei zaworowej	106
5.30. Modelowana charakterystyka przecieku wewnętrznego na serwozaworze uwzględniająca tolerancje pasowania elementów wewnętrznych	107
5.31. Charakterystyka modelu wzmocnienia ciśnienia w serwozaworze sterującym	108
5.32. Objętość cieczy V ograniczona zamkniętą powierzchnią A_0	111
5.33. Schemat suwaka serwozaworu obciążony siłami hydrodynamicznymi, na podstawie [77]	113
5.34. Modelowana charakterystyka sił od przepływu działająca na suwak rozdzielacza	114
5.35. Schemat serwo-siłownika z elektronicznym sprzężeniem zwrotnym	115
5.36. Schemat modelu siłownika, na podstawie [86]	116
5.37. Modelowana charakterystyka sił tarcia występujących w siłowniku hydraulicznym	117
5.38. Schemat serwo-siłownika z elektronicznym sprzężeniem zwrotnym	118
5.39. Schemat modelu siłownika tandemowego	121
5.40. Charakterystyka skokowa serwozaworu sterującego siłownikiem - symulacja komputerowa	122
5.41. Logarytmiczna charakterystyka amplitudowa i fazowa serwozaworu sterującego - symulacja komputerowa	123
5.42. Charakterystyka skokowa serwo-siłownika - symulacja komputerowa	124
5.43. Logarytmiczna charakterystyka amplitudowa i fazowa serwo-siłownika - symulacja komputerowa	125
6.1. Zasilacz hydrauliczny wykorzystany do testów zaworów i siłownika	128
6.2. Schemat stanowiska badawczego serwozaworów	129
6.3. Schemat stanowiska badawczego serwo-siłownika	130

6.4. Badany serwo-zawór zamontowany na stanowisku w komorze testowej	131
6.5. Wyniki badania przepływu przez port sterujący przy $\Delta P = 35$ Bar przy zmianie pozycji suwaka	132
6.6. Wynik elektronicznej kalibracji przepływu w wybranych punktach pracy zaworu	133
6.7. Wyniki pomiaru prądu pobieranego przez silnik w zależności od przepływu przy $\Delta P = 35$ Bar	134
6.8. Wyniki pomiaru pośredniego sił od przepływu działających na suwak serwozaworu przy $\Delta P = 35$ Bar	134
6.9. Pomiary krawędzi sterujących i histerezy serwozaworu	135
6.10. Wyniki pomiaru przecieku wewnętrznego w serwozaworze przy $\Delta P = 100$ Bar	136
6.11. Charakterystyka wzmocnienia ciśnienia w serwozaworze	136
6.12. Charakterystyka skokowa serwozaworu sterującego siłownikiem - badania na obiekcie rzeczywistym	137
6.13. Logarytmiczna charakterystyka amplitudowa i fazowa serwozaworu sterującego - badania na obiekcie rzeczywistym	138
6.14. Siłownik umieszczony w komórce testowej	139
6.15. Charakterystyka skokowa serwo-siłownika - badania na obiekcie rzeczywistym	140
6.16. Odpowiedź siłownika dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 30 mm i częstotliwości 0.07 Hz	141
6.17. Odpowiedź siłownika dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 30 mm i częstotliwości 1 Hz	141
6.18. Odpowiedź siłownika dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 30 mm i częstotliwości 5 Hz	142
6.19. Logarytmiczna charakterystyka amplitudowa i fazowa serwo-siłownika - badania na obiekcie rzeczywistym	143
6.20. Charakterystyka porównawcza amplitudowo-fazowa siłownika Yasa wykonanego w technologii DMLS z klasycznymi siłownikami EHA, EMA i EHSA	146

B.1. Generator wstecznej siły elektromotorycznej	155
B.2. Schemat symulacyjny silnika PMSM o architekturze quadruplek- sowej wykorzystany do napędu suwaka	156
B.3. Blok obliczający stałą ciśnienia-przepływu	157
B.4. Blok obliczający stałą przepływu	157
B.5. Schemat symulacyjny mechaniczno-hydrauliczny siłownika w kon- figuracji tandemowej	158
B.6. Schemat symulacyjny kompletnego serwosiłownika	159

Spis tabel

2.1. Poziomy bezpieczeństwa urządzeń i oprogramowania, na podstawie [8]	54
2.2. Niezawodność i odpowiadający czas postoju	55
4.1. Statyczna próba rozciągania	71
4.2. Statyczna próba rozciągania	72
4.3. Badania zmęczeniowe ciśnieniowe	73
5.1. Wyniki analiz CFD przepływu przez port sterujący serwo-zaworu .	101
6.1. Dane techniczne agregatu hydraulicznego	127
6.2. Tabela wybranych wyników badań eksperymentalnych i symulacji serwozaworu sterującego	144
6.3. Tabela wybranych wyników badań eksperymentalnych i symulacji serwośiłownika	145
A.1. Dane liczbowe przyjęte do obliczeń napędu elektrycznego serwozaworu	151
A.2. Dane liczbowe przyjęte do obliczeń serwozaworu	152
A.3. Nastawy regulatora prędkościowo-pozycyjnego napędu suwaka serwozaworu	152
A.4. Dane liczbowe przyjęte do obliczeń serwośiłownika	153
A.5. Nastawy regulatora prędkościowo-pozycyjnego siłownika FBW . .	153

Wstęp

Bezpośrednią przyczyną podjęcia tematu modelowania i badań napędów powierzchni sterowych oraz oceny możliwości zastosowania do ich produkcji technik przyrostowych są prace prowadzone przez Centrum Badawczo-Rozwojowe firmy Yasa i Wydział Budowy Maszyn i Lotnictwa Politechniki Rzeszowskiej nad nowoczesnymi i ultralekkimi rozwiązaniami technicznymi w obszarze systemów sterowania lotem. W przemyśle lotniczym nieustannie dąży się do budowy lżejszych, bezpieczniejszych i bardziej przyjaznych środowisku statków powietrznych. Główni producenci samolotów pasażerskich dążą do obniżenia masy i ograniczenia zużycia paliwa, co przekłada się bezpośrednio na dłuższy zasięg, większą ładowność oraz korzyści ekologiczne związane z redukcją CO₂, służące realizacji programu "czyste niebo" [73]. Układy napędowe powierzchni sterowych wraz z wykorzystywaną do ich zasilania hydrauliką siłową stanowią około 15% masy całkowitej typowego samolotu komunikacyjnego [2]. Powszechnie przyjmuje się, że redukcja masy samolotu o 1% prowadzi do obniżenia zużycia paliwa nawet o 0.75% [12]. Zastosowanie metalicznych technologii przyrostowych do budowy lotniczych części hydraulicznych umożliwia niemal nieograniczone kształtowanie części zapewniając odpowiednią wytrzymałość i sztywność przy relatywnie niskiej masie.

Niniejsza praca składa się z 6 rozdziałów i stanowi syntetyczny zbiór wiedzy dotyczącej modelowania analitycznego. Zawiera wyniki wielu miesięcy pracy badawczej nad serwosiłownikiem, który wykonano w technologii przyrostowej SLM z wysokowytrzymałej stali maraging 1.2709. W rozdziale **pierwszym** niniejszej pracy doktorskiej przedstawiono opis matematyczny ruchu statku powietrznego, na podstawie którego można zbadać zachowanie się samolotu w typowych stanach lotu. Opisano ideę pośredniego systemu sterowania lotem na przykładzie

samolotu Airbus A330. W rozdziale tym, przedstawiono również aktualny stan wiedzy na temat siłowników elektro-hydraulicznych, elektro-hydrostatycznych i elektromechanicznych i ich praktycznego wykorzystania w pośrednim systemie sterowania. W rozdziale **drugim** przedstawiono metody redundancji stosowane w projektowaniu krytycznych pod względem bezpieczeństwa systemów i urządzeń lotniczych. Opisano typowe rozwiązania techniczne redundancji układów elektrycznego, hydraulicznego i mechanicznego stosowanej w projektowaniu siłowników układu FBW. Rozdział **trzeci** obejmuje opis problemu naukowego, cele i tezę pracy doktorskiej. W rozdziale **czwartym** przedstawiono wyniki badań dotyczące zastosowania technologii przyrostowych SLM/DMLS do wytwarzania lekkich i wytrzymałych elementów lotniczej hydrauliki siłowej wykorzystywanej w pośrednim systemie sterowania. Rozdział **piąty** obejmuje modelowanie matematyczne zintegrowanych układów elektro-hydraulicznych. Na podstawie analizy projektowej serwozaworu i siłownika zaproponowano i przedstawiono następujące modele matematyczne:

- napędu zaworu sterującego,
- przepływu przez zawór sterujący,
- przecieków wewnętrznych występujących w serwozaworze,
- sił tarcia wewnętrznego występujących w siłowniku hydraulicznym,
- kompletnego serwosiłownika w konfiguracji tandemowej z uwzględnieniem redundancji systemowej.

Na podstawie powyższych modeli przeprowadzono: symulację zmiany prądów i napięć w uzwojeniach napędu serwozaworu przy wymuszeniu skokowym, analizę przepływu przez port sterujący serwozaworu i występujący spadek ciśnienia, analizę przecieku wewnętrznego występującego w serwozaworze sterującym, analizę sił działających na suwak w serwozaworze podczas przepływu. Ponadto wykorzystując powyższe modele wyznaczono charakterystyki dynamiczne tj. skokowe i amplitudowo-fazowe dla serwozaworu i serwosiłownika w szerokim paśmie sygnałów wymuszających. Rozdział **szósty** dotyczy doświadczalnej części pracy doktorskiej. Zmierzone wartości przepływu oleju hydraulicznego przez port sterujący przy stałym ciśnieniu zasilania, siły działające na suwak serwozaworu dla różnych wartości przepływu, przykrycie (dopasowanie) krawędzi sterujących

suwaka do otworów portów w tulei serwozaworowej i przeciek wewnętrzny serwozaworu sterującego. Wyznaczono rzeczywiste charakterystyki wzmocnienia ciśnienia występującego na portach sterujących serwozaworu, a także rzeczywiste charakterystyki skokowe i amplitudowo-fazowe dla serwo-zaworu i kompletnego siłownika.

Przedstawione w pracy wyniki badań odniesiono do aktualnie wykorzystywanych napędów powierzchni sterowych (siłowników produkowanych z wykorzystaniem konwencjonalnych technik kształtowania części) w pośrednim systemie sterowania lotem. W podsumowaniu niniejszej pracy zebrano wnioski i spostrzeżenia dotyczące modelowania elementów systemu sterowania lotem oraz możliwości jakie niesie ze sobą upowszechnienie tzw. druku 3D na redukcję masy układu i poprawę parametrów dynamicznych.

Rozdział 1

Serwośiłowniki w układach sterowania współczesnych samolotów komunikacyjnych

1.1. System pośredniego sterowania lotem (FBW)

Serwośiłowniki stanowią krytyczne elementy układu pośredniego sterowania samolotem, które istotnie wpływają nie tylko na bezpieczeństwo lotu, ale również na efektywną dynamikę samolotu. Znajomość dokładnych modeli matematycznych siłowników umożliwia opracowanie złożonych modeli opisujących dynamikę obiektu latającego, mogących mieć zastosowanie np. w zadaniach dotyczących określania właściwości pilotażowych samolotu bądź też w budowie zaawansowanych układów symulacji lotu. Zagadnienia te nie są przedmiotem niniejszej pracy, jednak rola jaką spełniają serwośiłowniki w układach sterowania FBW wymaga, aby ich projektowanie i badania pozostawały w ścisłym związku z obiektem, do którego są dedykowane. Z tego względu, na początku niniejszego rozdziału, dokonano zwięzłego wprowadzenia do zagadnienia opisu matematycznego i modelowania dynamiki obiektu latającego oraz związku pomiędzy nim, a modelami serwośiłowników płaszczyzn sterowych.

W opisie matematycznym ruchu obiektu latającego wykorzystuje się kilka układów współrzędnych w zależności od celu, dla którego jest prowadzone sterowanie [63, 91, 95]. Wyróżniamy tzw. normalny układ współrzędnych, który

związany jest z Ziemią F_E ($0x_E y_E z_E$). Początek tego układu współrzędnych znajduje się na powierzchni Ziemi. Oś $0x_E$ jest skierowana na północ, stycznie do południka w punkcie początku układu. Oś $0y_E$ jest skierowana na wschód, oś $0z_E$ skierowana jest pionowo w dół tworząc prawoskrętny układ współrzędnych. Następnie wyróżniamy układ współrzędnych F_v ($0x_v y_v z_v$) związany ze statkiem powietrznym. Początek układu F_v znajduje się w środku ciężkości samolotu, a wszystkie jego osie są równoległe do osi układu F_E . Układ ten wykorzystuje się do łatwiejszego określenia położenia samolotu względem Ziemi. Kolejny układ współrzędnych jest związany z samolotem F_B (C_{xyz}). Początek takiego układu znajduje się w środku ciężkości samolotu. Oś C_x leży w płaszczyźnie symetrii samolotu i jest skierowana do przodu, oś C_y skierowana jest wzdłuż prawego skrzydła, a oś C_z skierowana jest w stronę dolnej części kadłuba tworząc prawoskrętny układ współrzędnych. Niekiedy rozpatrując zagadnienie modelowania ruchu obiektu latającego konieczne jest wprowadzenie układu współrzędnych związanego z przepływem F_w ($0x_w y_w z_w$). Początek układu F_w znajduje się w środku masy samolotu. Oś Cx_w ma kierunek i zwrot taki sam jak prędkość samolotu względem powietrza. Osie Cy_w i Cz_w , podobnie jak w układzie F_B , tworzą z osią Cx_w układ prawoskrętny. Dodatkowo można jeszcze wprowadzić układ współrzędnych na trajektorii F_k ($Cx_k y_k z_k$). Układ F_k jest obrócony względem układu ziemskiego F_v związanego z samolotem o kąt Ψ względem osi $0z_v$ i o kąt Γ względem osi Cy_v , zaś oś Cx_k skierowana jest zgodnie z prędkością samolotu \bar{V}_k względem Ziemi. Oś Cy_k prostopadła do Cx_k leży w płaszczyźnie poziomej zawierającej wektor prędkości samolotu. Oś Cz_k dopełnia układ prawoskrętny, którego początek zaczepiony jest w środku masy samolotu.

Definiowanie położenia kąтового samolotu względem Ziemi i wzajemne przeliczanie położenia samolotu mierzonego w układzie F_B do układu F_v ułatwiają trzy kąty Eulera [14]: kąt przechylenia Φ , kąt pochylenia Θ , kąt odchylenia Ψ . Szczegółowe opisy, wyprowadzenia powyższych układów współrzędnych, a także ich wzajemne transformacje przedstawione zostały w literaturze [14, 83].

Znając już powyższe układy współrzędnych, przed wyprowadzeniem równań ruchu samolotu musimy jeszcze przyjąć kilka uproszczeń (i/lub warunków początkowych), które nie ograniczą istoty opisu ruchu samolotu, natomiast pozwolą

znacząco uprościć zadanie:

- Ziemia zajmuje stałe miejsce w przestrzeni kosmicznej,
- prędkość V obiektu latającego nie jest większa niż 2844 km/h,
- przyśpieszenie dośrodkowe i przyśpieszenie Coriolisa są pomijane,
- obiekt latający jest ciałem idealnie sztywnym,
- układem odniesienia do opisu równań matematycznych ruchu samolotu jest układ F_E związany z Ziemią,
- masa samolotu jest stała lub zmiana masy jest tak powolna, iż można przyjąć $\frac{dm}{dt} \approx 0$,
- masa samolotu spełnia następujące warunki: rozkład masy nie zmienia się w czasie oraz płaszczyzna symetrii samolotu przechodzi przez osie Cx i Cy układu współrzędnych F_B .

Ruch środka masy obiektu latającego możemy opisać za pomocą równań ruchu postępowego i obrotowego następująco [14]:

$$\frac{d}{dt} (m\bar{V}_E) = \bar{F} + m\bar{g} \quad (1.1)$$

$$\frac{d(\bar{H})}{dt} = \bar{M} \quad (1.2)$$

gdzie,

m to masa samolotu [kg],

\bar{V}_E to wektor prędkości samolotu względem Ziemi [m/s].

\bar{g} to przyśpieszenie ziemskie [m/s²],

\bar{F} to wektor sumy sił aerodynamicznych i ciągu [N],

\bar{H} to wektor krętu samolotu [m² · kg · s⁻¹],

\bar{M} to wektor momentów od sił zewnętrznych [Nm].

Na mocy twierdzenia o pochodnej wektora w obracającym się układzie współrzędnych [14] możemy napisać równania (1.1) i (1.2) zapisane w układzie F_E w układzie F_B , który obraca się względem układu F_E :

$$m \left[\frac{d(\bar{V}_E)_B}{dt} + (\bar{\omega}_{BV})_B \times (\bar{V}_E)_B \right] = (\bar{F})_B + (m\bar{g})_B \quad (1.3)$$

$$\frac{d(\bar{H})_B}{dt} + (\bar{\omega}_{BV})_B \times (\bar{H})_B = (\bar{M})_B \quad (1.4)$$

gdzie,

$(\)_B$ to wielkość wektorowa zapisana we współrzędnych w układzie F_B ,

$\bar{\omega}_{BV}$ to wektor prędkości kątovej układu F_B względem układu $F_v(F_E)$ [rad/s].

$(m\bar{g})_B$ to współrzędne wektora ciężaru statku powietrznego w układzie F_B [N].

Powyższe wielkości wektorowe możemy przekształcić i zapisać z wykorzystaniem wersorów odpowiedniego układu współrzędnych:

$$\begin{aligned} (\bar{V}_E)_B &= U i + V j + W k \\ (\bar{F})_B &= X i + Y j + Z k \\ (\bar{M})_B &= L i + M j + N k \\ (\bar{\omega}_{BV})_B &= P i + Q j + R k \\ (\bar{H})_B &= H_x i + H_y j + H_z k \end{aligned} \quad (1.5)$$

Korzystając z równań 1.3, 1.4 i 1.5 otrzymamy równania ruchu postępowego środka masy obiektu latającego:

$$\begin{aligned} (\dot{U} + QW - RV) &= X - mg \sin \Theta \\ (\dot{V} + RU - PW) &= Y + mg \sin \Phi \cos \Theta \\ (\dot{W} + PV - QU) &= Z + mg \cos \Theta \cos \Phi \end{aligned} \quad (1.6)$$

oraz ruchu obrotowego wokół punktu środka masy:

$$\begin{aligned} \dot{H}_x + QH_z - RH_y &= L \\ \dot{H}_y + RH_x - PH_z &= M \\ \dot{H}_z + PH_y - QH_x &= N \end{aligned} \quad (1.7)$$

gdzie H to wektor krętu [$\text{kg} \cdot \text{m}^2/\text{s}$]

Współrzędne wektora krętu zależą od rozkładu masy obiektu latającego opisanego przez momenty bezwładności, które możemy zapisać w postaci macierzowej:

$$(\bar{H}_B) = \begin{bmatrix} H_x \\ H_y \\ H_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_x & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{xy} & I_y & -I_{yz} \\ -I_{xz} & -I_{yz} & I_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P \\ Q \\ R \end{bmatrix} = [I] (\bar{\omega}_{BV})_{F_B} \quad (1.8)$$

gdzie $[I]$ to macierz momentów bezwładności [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$].

Z założenia, że rozkład masy nie ulega zmianie w czasie, oraz że samolot jest obiektem symetrycznym wynika:

$$\frac{dI_x}{dt} = \frac{dI_y}{dt} = \frac{dI_z}{dt} = 0; \quad \frac{dI_{xy}}{dt} = \frac{dI_{xz}}{dt} = \frac{dI_{yz}}{dt} = 0; \quad I_{xy} = I_{yz} = 0 \quad (1.9)$$

Po uwzględnieniu tych relacji możemy zapisać współrzędne wektora krętu i jego pochodną następująco:

$$\begin{aligned} H_x &= I_x P - I_{xz} R \\ H_y &= I_y Q \\ H_z &= -I_{xz} P + I_z R \end{aligned} \quad (1.10)$$

$$\begin{aligned} \dot{H}_x &= I_x \dot{P} - I_{xz} \dot{R} \\ \dot{H}_y &= I_y \dot{Q} \\ \dot{H}_z &= -I_{xz} \dot{P} + I_z \dot{R} \end{aligned} \quad (1.11)$$

Współrzędne wektora prędkości samolotu względem Ziemi \bar{V}_E możemy zapisać następująco:

$$\left(\bar{V}_E \right) = \begin{bmatrix} \frac{dx_E}{dt} \\ \frac{dy_E}{dt} \\ \frac{dz_E}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{x}_E \\ \dot{y}_E \\ \dot{z}_E \end{bmatrix} \text{ oraz } \left(\bar{V}_E \right)_{FB} = \begin{bmatrix} U \\ V \\ W \end{bmatrix} \quad (1.12)$$

Korzystając z macierzy transformacji L_{VB} możemy w analityczny sposób przejść ze współrzędnych U, V, W na $\dot{x}_E, \dot{y}_E, \dot{z}_E$. Wykorzystując wyprowadzone dotąd zależności możemy zapisać kompletny nieliniowy układ równań opisujący ruch statku powietrznego, który po uporządkowaniu zmiennych przyjmie następującą postać [14]:

$$m (\dot{U} + QW - RV + g \sin \Theta) = X \quad (1.13a)$$

$$m (\dot{V} + QU - RW + g \sin \Phi \cos \Theta) = Y \quad (1.13b)$$

$$m (\dot{W} + QV - RU + g \cos \Phi \cos \Theta) = Z \quad (1.13c)$$

$$\dot{Q}I_y + PR(I_x - I_z) + (P^2 + R^2)I_{xz} = M \quad (1.13d)$$

$$\dot{R}I_z + PQ(I_y - I_x) + (QR + \dot{P})I_{xz} = N \quad (1.13e)$$

$$\begin{bmatrix} P \\ Q \\ R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\sin\Theta \\ 0 & \cos\Phi & \cos\Theta\sin\Phi \\ 0 & -\sin\Phi & \cos\Theta\cos\Phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\Phi} \\ \dot{\Theta} \\ \dot{\Psi} \end{bmatrix} \quad (1.13f)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_E \\ \dot{y}_E \\ \dot{z}_E \end{bmatrix} = L_{VB} \begin{bmatrix} U \\ V \\ W \end{bmatrix} \quad (1.13g)$$

Na podstawie powyższych równań można zbadać zachowanie się statku powietrznego w praktycznie wszystkich typowych stanach lotu [59]. Zakładając, że znane są siły i momenty działające na samolot, można wyznaczyć wielkości U , V , W , P , Q , R , Φ , Θ , Ψ oraz położenie środka masy samolotu względem Ziemi dla zadanych warunków początkowych. Ze względu na nieliniowość i transcendentność tego układu równań, niemożliwe jest uzyskanie w praktyce rozwiązań analitycznych, a jego rozwiązania numeryczne sprawiały i sprawiają dostatecznie dużo trudności [14, 23, 46]. Wykorzystując teorię tzw. małych zaburzeń możemy dokonać linearyzacji równań statku powietrznego (1.13a-e), które dla ruchu podłużnego możemy zapisać w następujący sposób [14]:

$$\dot{u} + g\vartheta \cos\Theta_0 = X_u(u - u_g) + X_w(w - w_g) + \sum X_{\delta p}\delta_p \quad (1.14a)$$

$$\dot{w} + qU_0 = Z_u(u - u_g) + Z_w(w - w_g) + \sum Z_{\delta p}\delta_p \quad (1.14b)$$

$$\dot{q} = M_u(u - u_g) + M_w(w - w_g) + M_{\dot{w}}(\dot{w} - \dot{w}_g) + M_q q + \sum M_{\delta p}\delta_p \quad (1.14c)$$

$$\dot{\vartheta} = q \quad (1.14d)$$

gdzie:

δ_p to wychylenie powierzchni sterowych typowych dla ruchu podłużnego oraz

$$\delta_p = \{\delta_H, \delta_T\},$$

δ_H to kąt wychylenia steru wysokości,

δ_T to kąt przemieszczenia dźwigni sterowania ciągiem.

Zlinearyzowane równania ruchu boczego z kolei zapiszemy jako:

$$\dot{v} + rU_0 - g\varphi \cos \Theta_0 = Y_v(v - v_g) + Y_pp + \sum Y_{\delta b}\delta_b \quad (1.15a)$$

$$\dot{p} - \frac{I_{xz}}{I_x}\dot{r} = L_v(v - v_g) + L_pp + L_rr + \sum L_{\delta b}\delta_b \quad (1.15b)$$

$$\dot{r} - \frac{I_{xz}}{I_z}\dot{p} = N_v(v - v_g) + N_pp + N_rr + \sum N_{\delta b}\delta_b \quad (1.15c)$$

$$\dot{\varphi} - \dot{\psi} \sin \Theta_0 = p \quad (1.15d)$$

$$\dot{\psi} \cos \Theta_0 = r \quad (1.15e)$$

gdzie:

δ_b to wychylenie powierzchni sterowych typowych dla ruchu bocznego oraz $\delta_b = \{\delta_L, \delta_K\}$,

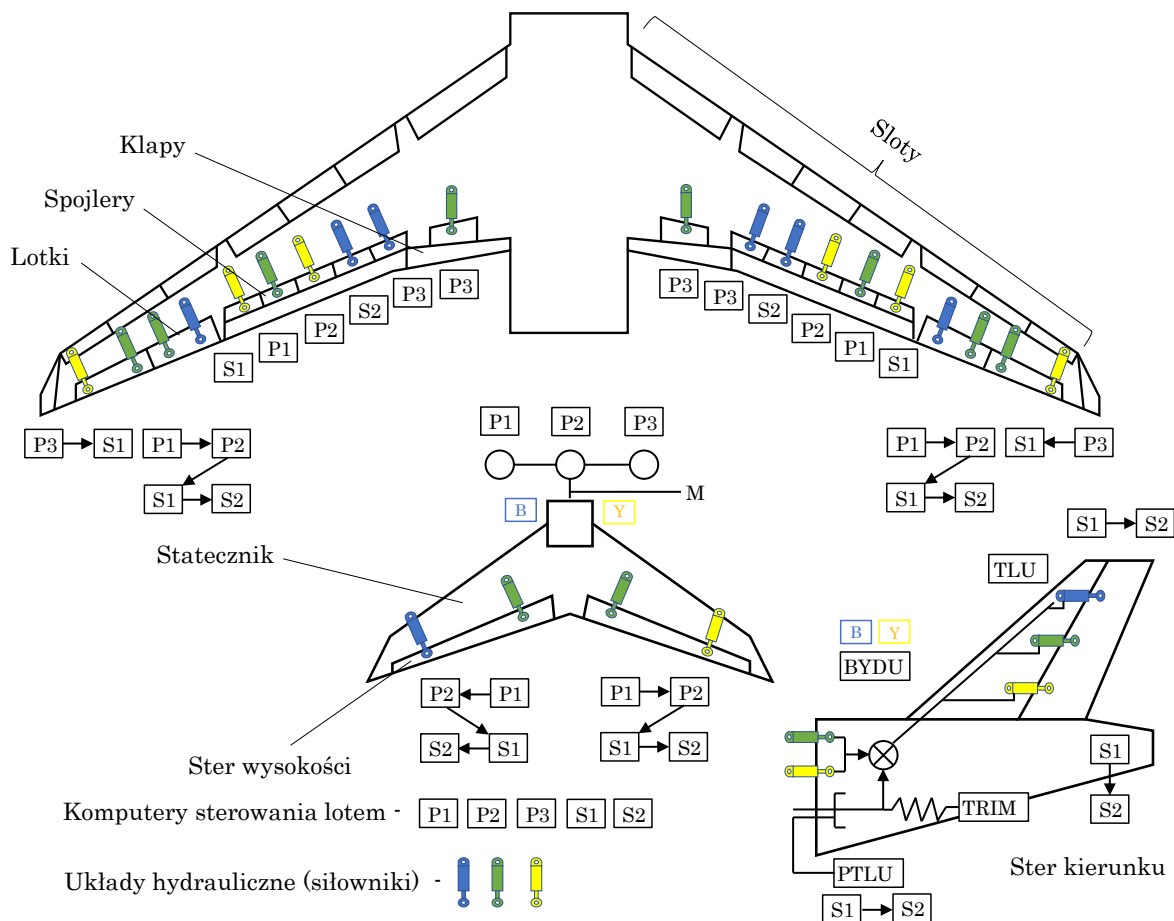
δ_L to kąt wychylenia lotek,

δ_K to kąt wychylenia steru kierunku.

Równania (1.14a-e i 1.15a-e) przedstawiają liniowe równania różniczkowe o stałych współczynnikach lub z wartościami parametrów lotu w stanie ustalonym (U_0, W_0, Θ_0) lub wartościami wymiarowymi pochodnych aerodynamicznych wyznaczonych w stanie ustalonym. Rolę wymuszeń zewnętrznych pełnią składowe wektora prędkości przemieszczania się atmosfery względem Ziemi (u_g, w_g, v_g) oraz wychylenia powierzchni sterowych samolotu z położeń odpowiadających ustalonemu stanowi lotu.

Współcześnie w samolotach komunikacyjnych wykorzystywany jest zaawansowany system sterowania, który umożliwia pilotowi sprawowanie kontroli nad statkiem powietrznym podczas wszystkich faz lotu [6, 19, 20, 21, 22, 33, 50]. System ten działa w oparciu o wspomniane powierzchnie sterowe, których wychylenie umożliwia sterowanie statkiem względem odpowiednich osi. System ten należy do krytycznych elementów wyposażenia statku powietrznego i zaprojektowany jest w taki sposób, aby zapewnić niezawodną kontrolę nad statkiem powietrznym [74, 78].

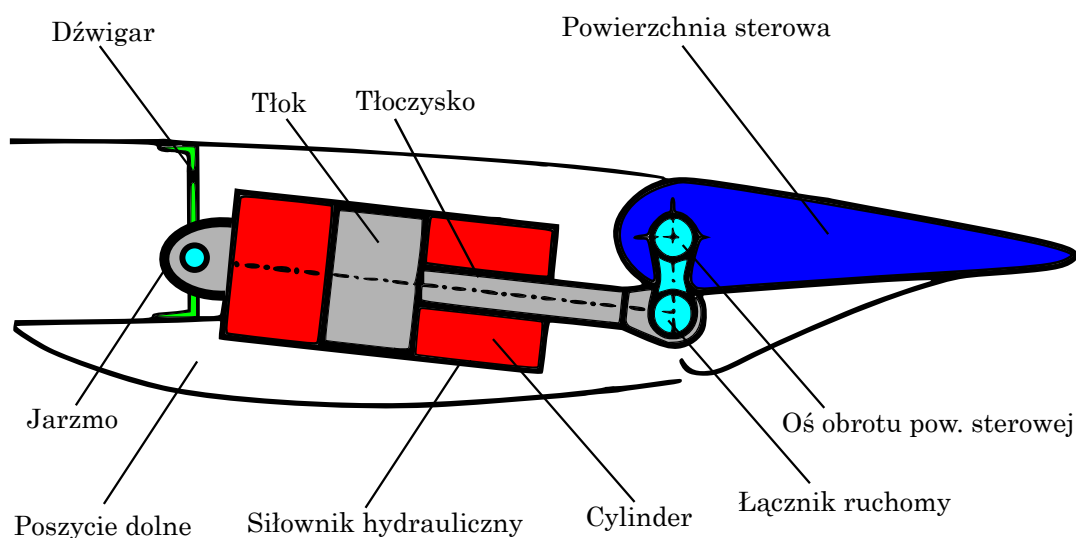
Na rys. 1.1 pokazano przykład powierzchni sterowych typowego komercyjnego samolotu pasażerskiego jakim jest Airbus A330. Bardzo podobne rozwiązania zobaczyć można również w samolotach pasażerskich produkowanych przez firmę Boeing. Kontrolę pochylenia zapewniają dwa stery wysokości umieszczone na ogonie samolotu. Ruch każdej z sekcji realizowany jest za pomocą siłowników sterujących (rys. 1.2) zasilanych z trzech niezależnych układów hydraulicznych. Takie rozwiązanie podyktowane jest wysokimi wymaganiami integralności i bezpieczeństwa stawianymi przed systemami sterowania lotem. Pojedyncza sekcja steru wysokości napędzana jest przez dwa lub więcej siłowników w celu utrzymania pochylenia. W skrajnej sytuacji awaryjnej (np. awarii silnika i układu hydraulicznego) rozwiązanie to umożliwi utrzymanie kontroli nad statkiem powietrznym, kontynuowanie lotu i bezpieczne wylądowanie.



Rys. 1.1. Powierzchnie sterowe na przykładzie Airbusa A330, na podstawie [89]

Kontrolę przechylenia zapewniają dwie sekcje lotek umieszczone na końcach każdego ze skrzydeł. Każda sekcja lotek napędzana jest przez dwa dedykowane

siłowniki zasilane z niezależnych i odizolowanych układów hydraulicznych samolotu. Przy małych prędkościach sterowanie przechyleniem zapewniane przez lotki wzmocnione jest przez różnicowe zastosowanie spojlerów zamontowanych na górnej powierzchni skrzydła, np. podczas wykonywania manewru zakrętu w prawo zostaną wysunięte spojlerki po wewnętrznej stronie skrzydła, czyli na prawym skrzydle, powodujące opadanie prawego skrzydła. Zwiększa się w ten sposób pożądane przechylenie.



Rys. 1.2. Uproszczony przekrój skrzydła z widocznym napędem powierzchni sterowej

Kontrolę odchylenia zapewnia płaszczyzna sterowa umieszczona na krawędzi spływu statecznika pionowego. Sekcja ta zasilana jest w analogiczny sposób jak stery wysokości i lotki, przy czym w samolotach cywilnych elementy sterujące tą powierzchnią sprzężone są z tłumikami odchylenia samolotu. Tłumią one oscylacje związane z ruchem holendrowania, które mogą pojawić się w trakcie lotu. Zjawisko to może być uciążliwe dla pasażerów, szczególnie tych zajmujących tylne siedzenia.

Regulacja siły nośnej skrzydła realizowana jest za pomocą kilku sekcji klap umieszczonych po wewnętrznej stronie skrzydła, które zajmują około 2/3 jego długości. Klapy uruchamiane są podczas startu i lądowania, powodując zwiększenie powierzchni skrzydła oraz przyrost pochylenia, znacznie zwiększając siłę nośną przy danej prędkości. Liczba sekcji klap może różnić się w zależności od typu samolotu. Komercyjne samoloty wykorzystywane w lotnictwie transporto-

wym i pasażerskim posiadają zazwyczaj od 2 do 5 klap na skrzydło.

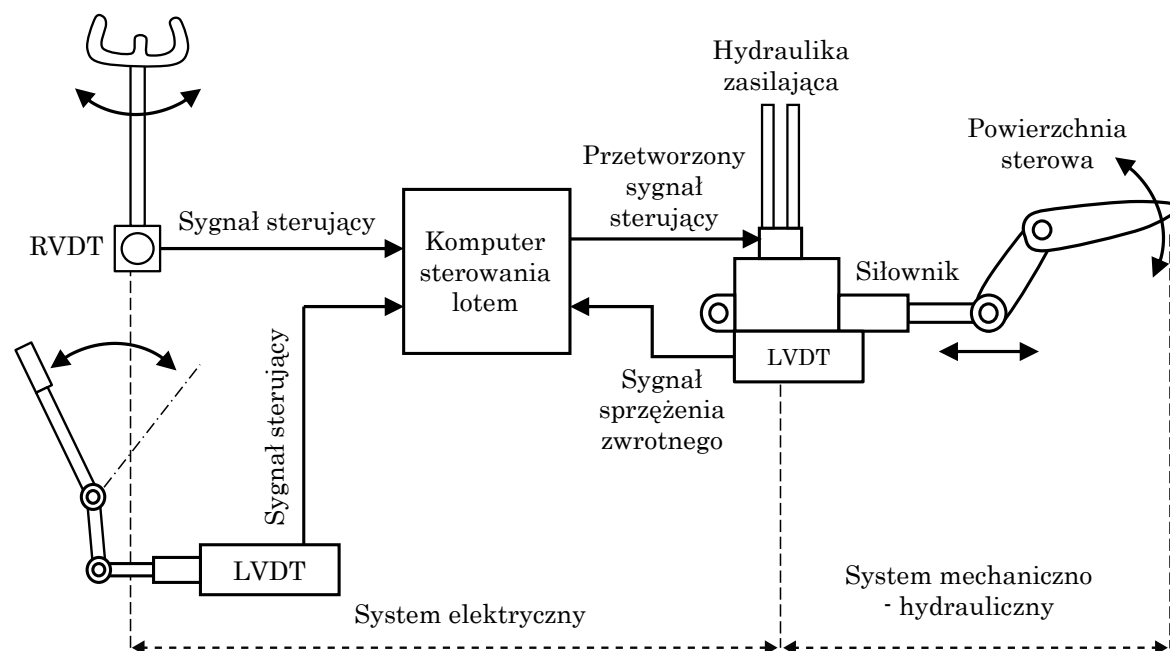
Sloty umieszczone na krawędzi natarcia skrzydła podobnie jak w przypadku klap, zwiększają powierzchnię skrzydła oraz powodują wzrost pochylenia, tym samym powodują zwiększenie siły nośnej. Typowy samolot pasażerski posiada około pięciu sekcji slotów na skrzydło.

Spojlery umieszczone powyżej klap wykorzystywane są do hamowania samolotu. Wysunięcie wszystkich spojlerów na skrzydłach skutkuje zmniejszeniem siły nośnej, a także zwiększeniem oporu. W ten sposób uzyskuje się efekt, który jest podobny do hamulców aerodynamicznych, zmniejszenie siły nośnej, a tym samym zwiększenie prędkości opadania. Uruchomienie spojlerów powoduje zmianę pochylenia samolotu co musi być skompensowane przez automatyczny system sterowania lotem.

Podsumowując, zastosowanie dodatkowych powierzchni sterowych w samolotach pasażerskich ma przede wszystkim na celu poprawę bezpieczeństwa podczas wykonywania złożonych manewrów. Oprócz tego, dodatkowe powierzchnie sterowe umożliwiają ograniczone zmiany trybu pracy powierzchni nośnych całych skrzydeł. Mając na uwadze, że samolot pasażerski większość czasu lotu spędza w trybie rejsowym, przekłada się to na oszczędność paliwa [67].

W nowoczesnych statkach komunikacyjnych sygnały sterujące pochodzące od pilota przesyłane są do siłowników powierzchni sterowych za pośrednictwem wiązek przewodów elektrycznych. W starszych konstrukcjach sygnał sterujący generowany przez pilota, przenoszony był do siłowników bezpośrednio za pomocą tzw. popychaczy lub mechanizmów wspomagających, opartych najczęściej na ciągnach i krążkach. W systemach pośredniego sterowania FBW sygnał sterujący generowany jest przez komputer na podstawie działań pilota. Kolumna sterowa wyposażona jest w szereg przetworników obrotowych (np. RVDT, z ang. *Rotary Variable Differential Transformer*) i liniowych (np. LVDT, z ang. *Linear Variable Differential Transformer*), które pozwalają na zamianę ruchu organu sterującego na odpowiedni sygnał. Sygnał ten jest parametrem wejściowym dla komputera sterowania lotem. Następnie komputer na podstawie dodatkowych czujników i aktualnych parametrów lotu generuje na podstawie praw sterowania właściwy sygnał sterujący przesyłany w formie analogowej lub cyfrowej do ele-

mentów wykonawczych [61, 87]. Schemat ideowy pośredniego systemu sterowania lotem (FBW) przedstawiono na rys. 1.3.



Rys. 1.3. Schemat systemu sterowania lotem FBW

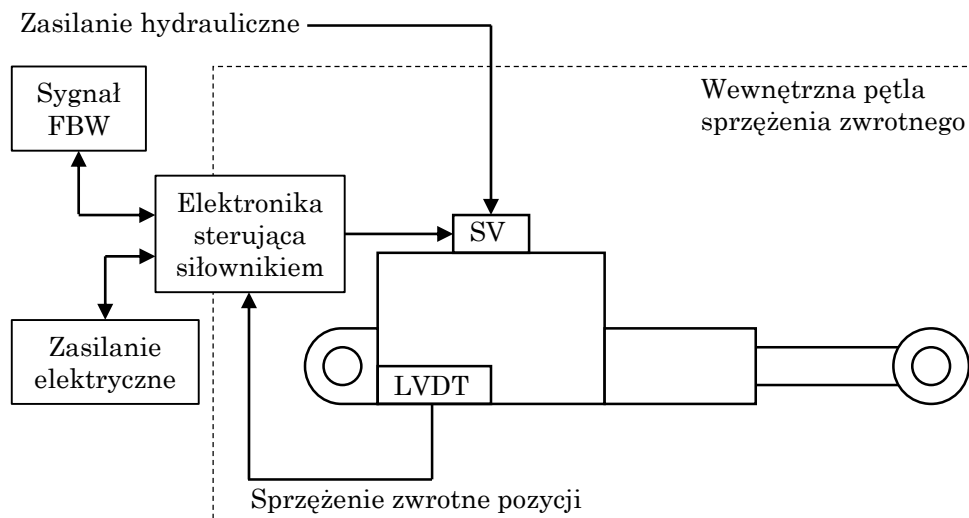
Sygnały sterujące siłownikami elektrohydraulicznymi można podzielić na dwie kategorie: żądane sygnały sterujące i sygnały związane z obsługą wejść auto-stabilizacji lotu. Zastosowanie systemu sterowania lotem w oparciu o technologię FBW daje wiele korzyści m.in. redukcję masy, poprawę właściwości pilotażowych statku powietrznego oraz zwiększenie komfortu podróżowania załogi i pasażerów. Concorde był pierwszym samolotem cywilnym, w którym wykorzystano system FBW opracowany wspólnie przez europejskie konsorcja GEC i SFENA. Obecnie najnowocześniejsze systemy FBW w sektorze cywilnym stosowane są w samolotach Airbus A320/330 i Boeing 777. Zastosowanie tego systemu w wyżej wymienionych samolotach było możliwe dzięki ogromnym nakładom finansowym na szereg programów badawczych dotyczących projektowania, rozwoju, bezpieczeństwa i certyfikacji systemu FBW.

W statkach powietrznych wykorzystujących sygnały elektryczne i siłowniki elektrohydrauliczne wynikała potrzeba zastosowania odpowiedniego stopnia ochrony przed awarią. Najczęściej ochrona polega na wykryciu błędu i ograniczeniu funkcjonalności lub prędkości z jaką napęd wykonawczy może działać.

W ten sposób pilot przy wsparciu systemu sterowania lotem zawsze powinien mieć możliwość "obejścia" skutków awarii i bezpiecznie kontynuować lot. W rozdziale opisującym redundancję przedstawiono kilka podstawowych rozwiązań systemowych zapewniających bezpieczeństwo pośredniego systemu sterowania lotem FBW.

1.2. Siłowniki elektrohydrauliczne

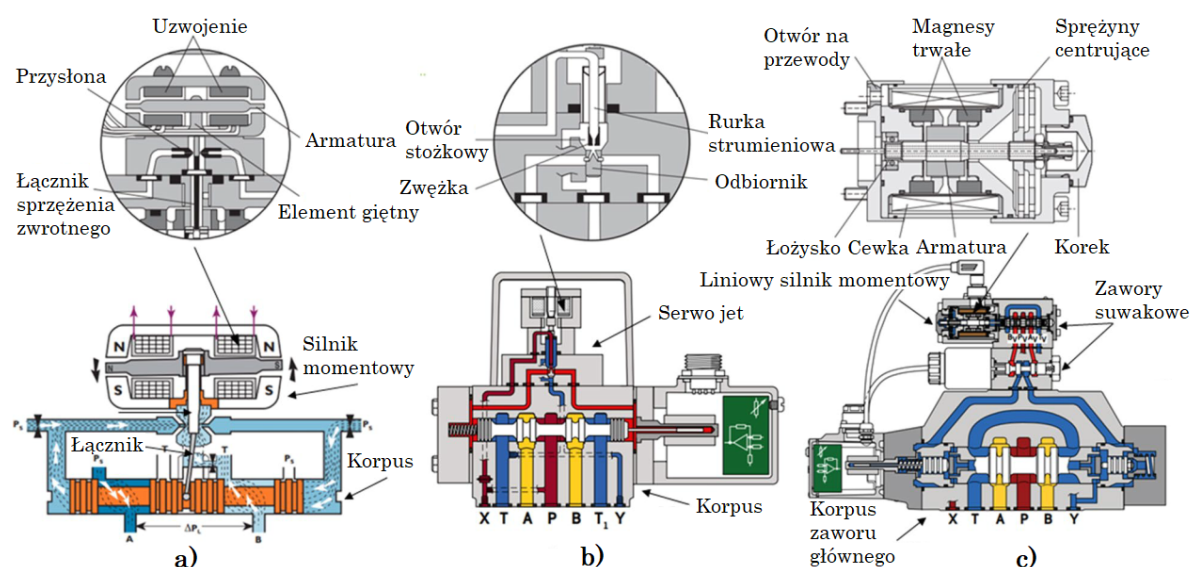
Siłowniki elektrohydrauliczne wykorzystywane są w przeważającej większości w nowoczesnych systemach sterowania lotem [60]. Znalazły one zastosowanie przede wszystkim w dużych samolotach pasażerskich oraz w statkach powietrznych poruszających się ze znacznymi prędkościami [51, 58, 84]. Wynika to głównie z faktu występowania dużych sił aerodynamicznych działających na powierzchni sterowe. Pilot bez wsparcia układu hydraulicznego nie byłby w stanie wygenerować wystarczającej siły by utrzymać powierzchnie sterowe w pożądanym ustawieniu. W samolotach typu Airbus A320, A330/A340, Boeing B777 większość siłowników jest sterowanych za pomocą systemów FBW zastępujących sterowanie mechaniczne [5, 105]. Podstawowy scentralizowany układ wspomagania hydraulicznego składa się min. z pompy hydraulicznej zapewniającej odpowiedni przepływ i ciśnienie oleju, przewodów zasilających doprowadzających olej do elementów wykonawczych, szeregu zaworów bezpieczeństwa (zawory regulujące ciśnienie i zawory odcinające) oraz układu serwozaworów sterujących i siłowników hydraulicznych. Schemat siłownika elektrohydraulicznego został przedstawiony na rys. 1.4.



Rys. 1.4. Schemat lotniczego siłownika elektrohydraulicznego

Klasyczne siłowniki hydrauliczne EHA (z ang. *Electro-Hydraulic Actuator*) wykorzystują proporcjonalne serwozawory do sterowania położeniem i prędkością

tłoczyśka siłownika (w zależności od ciśnienia w układzie i natężenia przepływu). Zawory te odgrywają dominującą rolę w odniesieniu do wydajności całego siłownika. Pasma przenoszenia sygnałów wymuszających, dokładność regulacji, histereza, przecieki wewnętrzne i przepływ roboczy są najważniejszymi charakterystykami determinującymi zastosowanie odpowiedniego zaworu. Nowoczesne statki powietrzne mogą być wyposażone w serwozawory różnego typu np. z mechanicznym sprzężeniem zwrotnym wykorzystujące przesłony i sprężyny (z ang. *flapper-nozzle*) lub z rurką strumieniową (z ang. *jet pipe*) po serwozawory o bezpośrednim napędzie suwaka i z elektronicznym sprzężeniem zwrotnym (rys. 1.5). Każdy z wymienionych typów serwozaworów ma swoje wady i zalety. Niewątpliwie, to co wyróżnia zawory o bezpośrednim napędzie, to bardzo mały przeciek wewnętrzny, a w konsekwencji minimalne straty mocy hydraulicznej [72].



Rys. 1.5. Rodzaje serwozaworów: a) serwozawór z przesłoną i sprężyną, b) serwozawór z rurką strumieniową, c) serwozawór ze sterowaniem pośrednim za pomocą zaworu z napędem bezpośrednim, na podstawie [69, 104]

Cylinder i tłoczyśko to standardowe komponenty mechaniczne, które są powszechnie używane w budowie maszyn od czasów rewolucji przemysłowej. Przystosowanie siłowników do zastosowań lotniczych było możliwe dzięki zastosowaniu nowoczesnych czujników położenia liniowego LVDT do pomiaru drogi i prędkości tłoczyśka zamykając w ten sposób pętlę sprzężenia zwrotnego układu wykonawczego. W niektórych rozwiązaniach technicznych stosowane jest mechaniczne

sprężenie zwrotne pomiędzy tłoczyskiem, a głównym zaworem sterującym, przy czym rozwiązanie to charakteryzuje się niższą dynamiką i wyższą masą części w porównaniu do przetworników elektrycznych, różne typy lotniczych siłowników elektrohydraulicznych pokazano na rys. 1.6. Korpusy i obudowy do tych siłowników dostarcza firma Yasa Motors Poland.

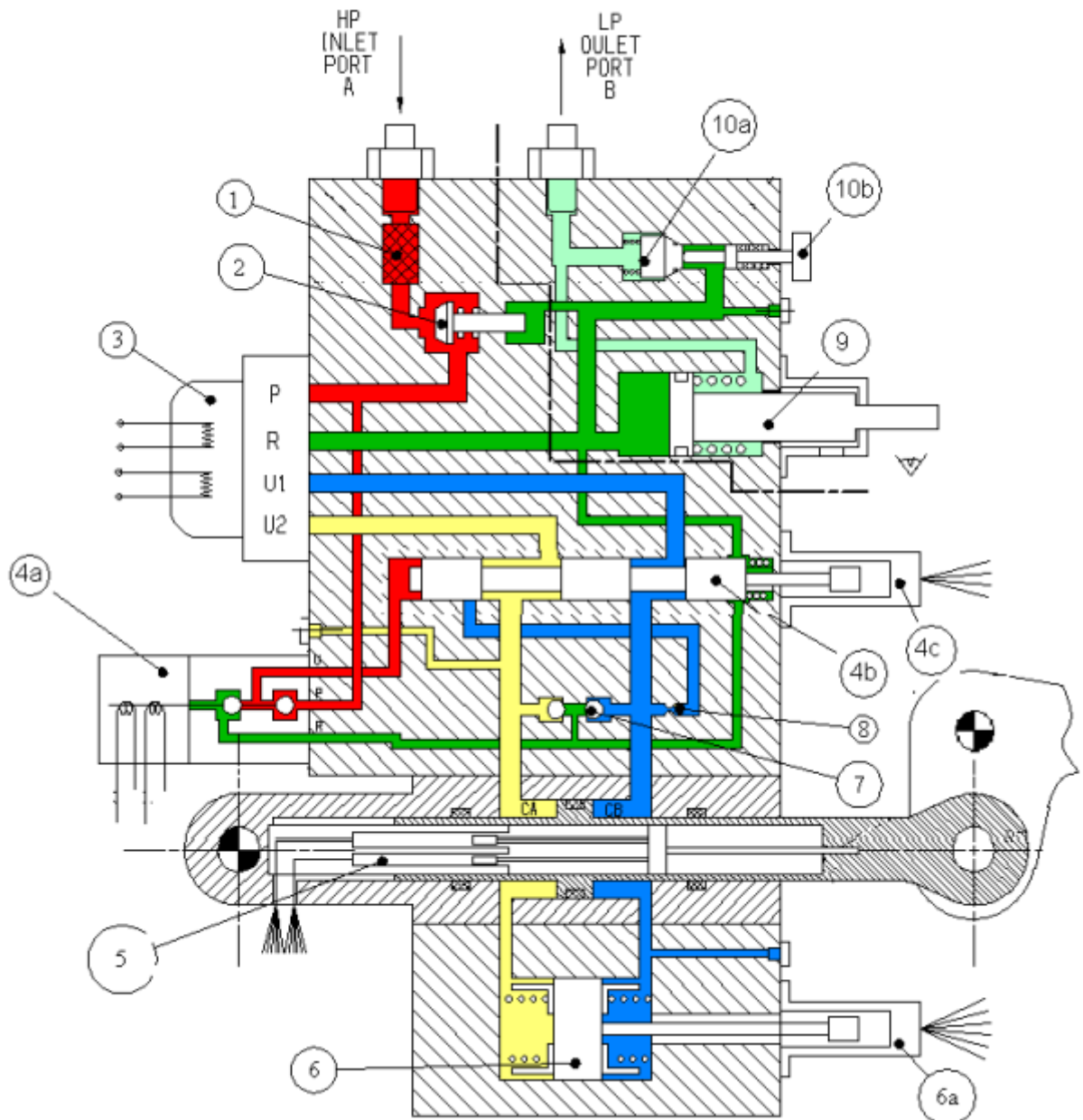


Rys. 1.6. Siłowniki elektrohydrauliczne dostarczane przez Moog Control Systems [97]

Interfejs przyłączeniowy sygnałów sterujących i zasilania elektrycznego z siłownikiem realizowany jest za pomocą zintegrowanego modułu elektroniki sterującej siłownika ACE (z ang. *Actuator Control Electronics*), który zamyka elektroniczną pętlę sterującą siłownika. Cyfrowe żądania FBW z systemu sterowania lotem są przetwarzane przez elektronikę siłownika, która wysyła polecenia w postaci sygnałów analogowych do serwozaworu. Serwozawór poprzez sterowanie kierunkiem przepływu oleju pozwala na dostarczenie mocy hydraulicznej do odpowiedniej komory siłownika, przesuając tłoczysko do żądanego położenia. Jak już wspomniano, pozycja suwaka jest mierzona za pomocą czujnika LVDT, który przekazuje sygnał bezpośrednio do elektroniki sterującej siłownikiem.

Na rys. 1.7 pokazano schemat serwo-siłownika elektrohydraulicznego zastosowanego do napędu podstawowych powierzchni sterowych w Airbusie A380. Pośredni system sterowania tego samolotu jest scentralizowany, a wszystkie sygna-

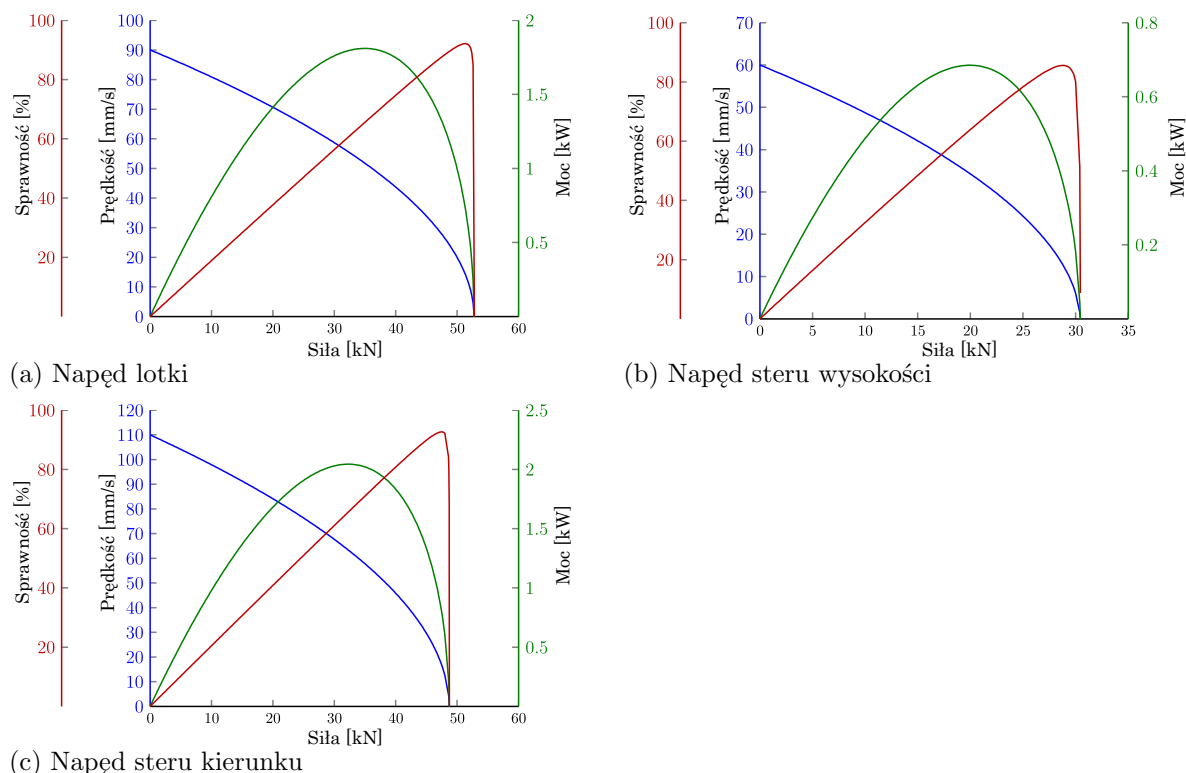
ły sterujące są na bieżąco porównywane. Siłownik kontrolowany jest za pomocą serwo-zaworu EHSV montowanego na bloku cylindra. Siłownik ten wyposażony jest w elektromagnetyczny zawór przełączający, który umożliwia zmianę trybu pracy siłownika, tzn. siłownik może pracować jako napęd powierzchni sterowej lub jako tłumik. Ponadto, siłownik ten wyposażony jest w układ podtrzymywania ciśnienia na linii powrotnej do zbiornika (akumulator i zawory kierunkowe) aby zminimalizować ryzyko wystąpienia kawitacji na hydraulicznych elementach sterujących.



- | | | | |
|-----|--|------|---|
| 1. | Filtr wysokiego ciśnienia | 8. | Kierunkowy zawór dławiący |
| 2. | Zawór utrzymujący wysokie ciśnienie w układzie | 9. | Akumulator hydrauliczny |
| 3. | Serwowzawór EHSV | 10a. | Zawór utrzymujący niskie ciśnienie w układzie |
| 4a. | Zawór przełączający elektromagnetyczny | 10b. | Ręczny zawór odpowietrzający |
| 4b. | Zawór przełączający tryb pracy hydraulicznej | | |
| 4c. | Czujnik pozycji suwaka | | |
| 5. | Czujnik LVDT pozycji tłoczyska | | |
| 6. | Czujnik różnicy ciśnień | | |
| 6a. | Czujnik LVDT | | |
| 7. | Zawory anti-kawitacyjne | | |

Rys. 1.7. Schemat hydrauliczny serwośiłownika elektrohydraulicznego zastosowanego do napędu lotek w samolotach Airbus A380, na podstawie [4]

Typowe charakterystyki wydajności siłowników elektrohydraulicznych przedstawiono na rys. 1.8.



Rys. 1.8. Charakterystyki wydajności napędów elektrohydraulicznych wykorzystywanych w samolotach pasażerskich Airbus A320, na podstawie [25]

Napędy steru kierunku i lotek mają największe zapotrzebowanie na moc hydrauliczną, która osiąga w szczytowym momencie do około 2 kW. Jak wynika z rys. 1.8 wykresów optymalny punkt pracy siłownika EHSA występuje przy obciążeniu około 2/3 maksymalnej siły obciążenia. Tarcie wewnętrzne siłownika, a także straty mocy w wewnętrznym układzie hydraulicznym siłownika powodują, że konwersja energii przy małych obciążeniach jest bardzo nieefektywna ale poprawia się i rośnie liniowo wraz ze wzrostem sił. Sprawność mechaniczna takiego siłownika osiąga zatem wartość maksymalną blisko maksymalnej dopuszczalnej siły obciążenia tłoczyska i przy relatywnie niewielkich prędkościach.

Zalety siłowników elektrohydraulicznych:

- mała masa,
- możliwość integracji zabezpieczeń związanych z awarią,
- kompaktowe rozmieszczenie elementów mechanicznych i elektronicznych,
- możliwość podłączenia do różnych i niezależnych układów hydraulicznych,

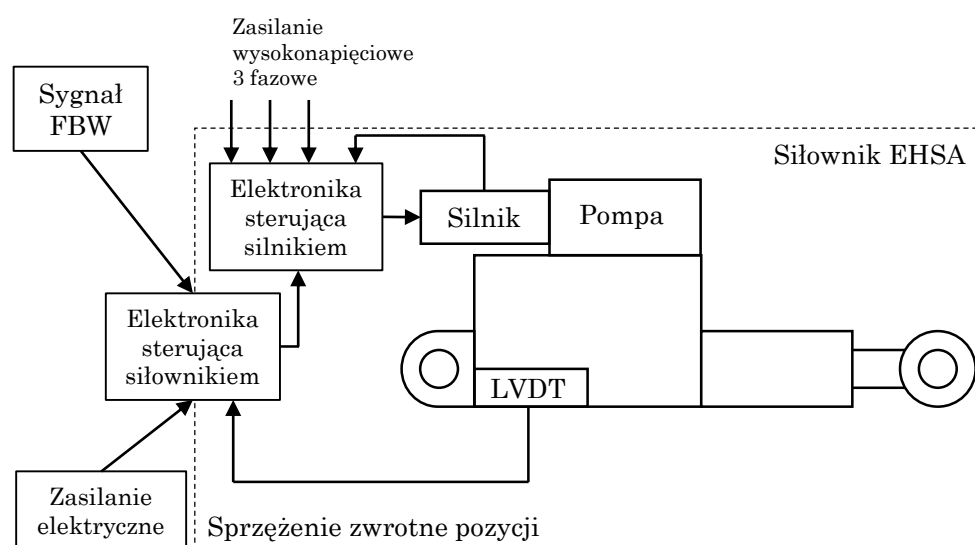
- możliwość podłączenia do różnych i niezależnych układów elektrycznych,
- niskie zużycie mocy przy obciążeniu statycznym.

Wyzwania konstrukcyjne związane z siłownikami elektrohydraulicznymi:

- mniejsza sztywność w porównaniu do siłowników elektromechanicznych,
- wysokie zapotrzebowanie na moc nawet przy niewielkich obciążeniach.

1.3. Siłowniki elektrohydrostatyczne

Siłowniki elektrohydrostatyczne (z ang. *Electro-Hydro-Static Actuator*) to lokalnie zlokalizowane układy hydrauliczne wyposażone w pompę, siłownik i napęd elektryczny z elektronicznym sterowaniem. Występują w dwóch głównych konfiguracjach tj. pierwsze są wyposażone w pompę o zmiennej wydajności napędzaną silnikiem elektrycznym o stałej prędkości (EHS-VP), a drugie w pompę o stałym wydatku z silnikiem o zmiennej prędkości (EHS-FP). Schemat budowy takiego siłownika pokazano na rys. 1.9.



Rys. 1.9. Schemat lotniczego siłownika elektrohydrostatycznego

Obciążenie siłowników podczas wykonywania standardowego lotu charakteryzuje się obciążeniem o stałej sile i niemal zerową prędkością tłoczyska. W takich warunkach siłownik wyposażony w pompę o zmiennym wydatku marnuje bardzo dużo energii, ponieważ silnik obraca się ze stałą prędkością roboczą, mimo, że dostarcza niewielkie ilości mocy hydraulicznej, która jest potrzebna do zrównoważenia strat związanych z przeciekami wewnętrznymi. W praktyce powoduje to wytwarzaniem się znacznych ilości ciepła powodując skrócenie żywotności siłownika. Z kolei silnik w siłowniku EHS-FP w większości faz lotu obraca się z małą prędkością i z niskim poborem mocy, unikając w ten sposób problemów występujących w siłownikach EHS-VP [11].

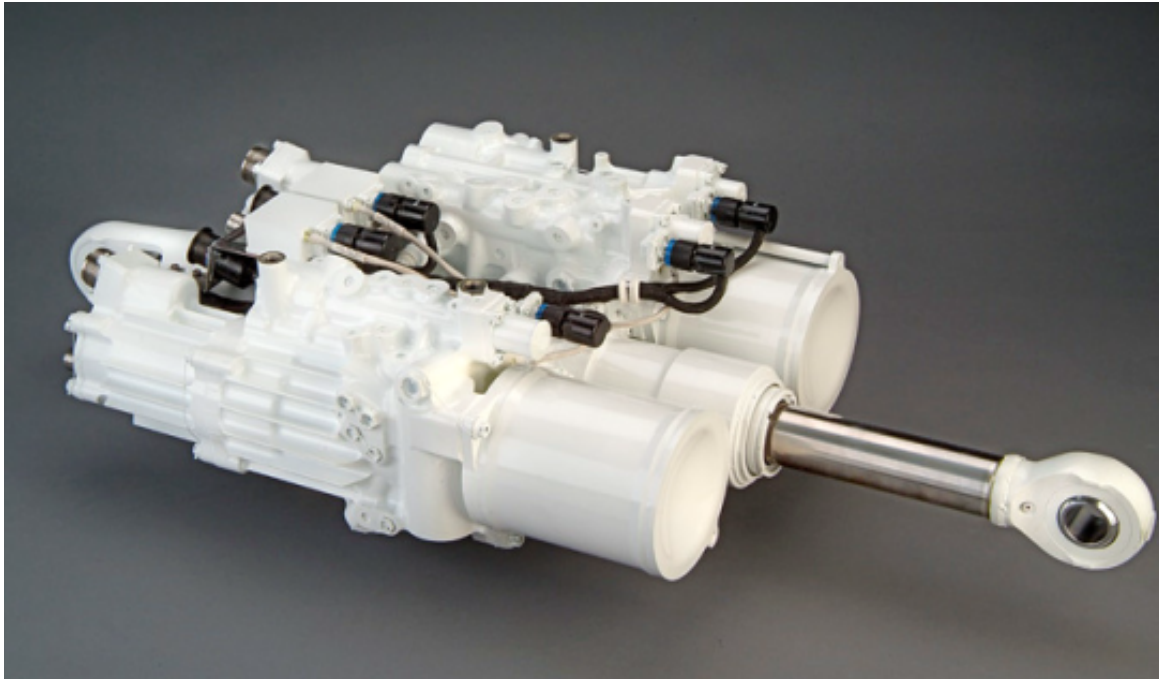
Siłowniki EHS-VP mogą być w niektórych zastosowaniach bardziej wydajne

niż siłowniki EHSA-FP ze względu na to, że silniki pracujące ze stałą prędkością obrotową są łatwe w sterowaniu, a stosunkowo mała bezwładność tarczy uchylnej w pompie o zmiennym wydatku umożliwia szybkie przełączanie kierunku przepływu czynnika roboczego co powoduje szybką odpowiedź tłoczyska siłownika. W siłownikach EHSA-FP tłoczysko sterowane jest przez prędkość i moment obrotowy silnika elektrycznego, co oznacza, że do efektywnego działania urządzenia wymagane są zaawansowane układy sterowania. Ponadto ten typ siłownika będzie miał wolniejszą reakcję na zmienne obciążenia dynamiczne ze względu na większą bezwładność silnika w porównaniu do tarczy uchylnej sterującej wydatkiem pompy w siłowniku EHSA-VP. W literaturze [44, 53] spotkać można badania nad połączeniem siłownika EHSA-FP z dwukierunkowym serwozaworem. Silnik sterowany jest w taki sposób, aby utrzymywał stałą prędkość zapewniającą wymaganą wartość ciśnienia dla przyłożonego obciążenia, podczas gdy to serwozawór odpowiedzialny jest za kierunek przepływu cieczy. Taki siłownik może zapewnić pożądaną odpowiedź dynamiczną, ponieważ nie ma konieczności zmiany kierunku obrotu silnika aby zmienić kierunek ruchu tłoka. Niestety dodanie serwozaworu znacznie podwyższa koszty takiego siłownika, a także generuje dodatkowe źródło strat mocy w obwodzie hydraulicznym.

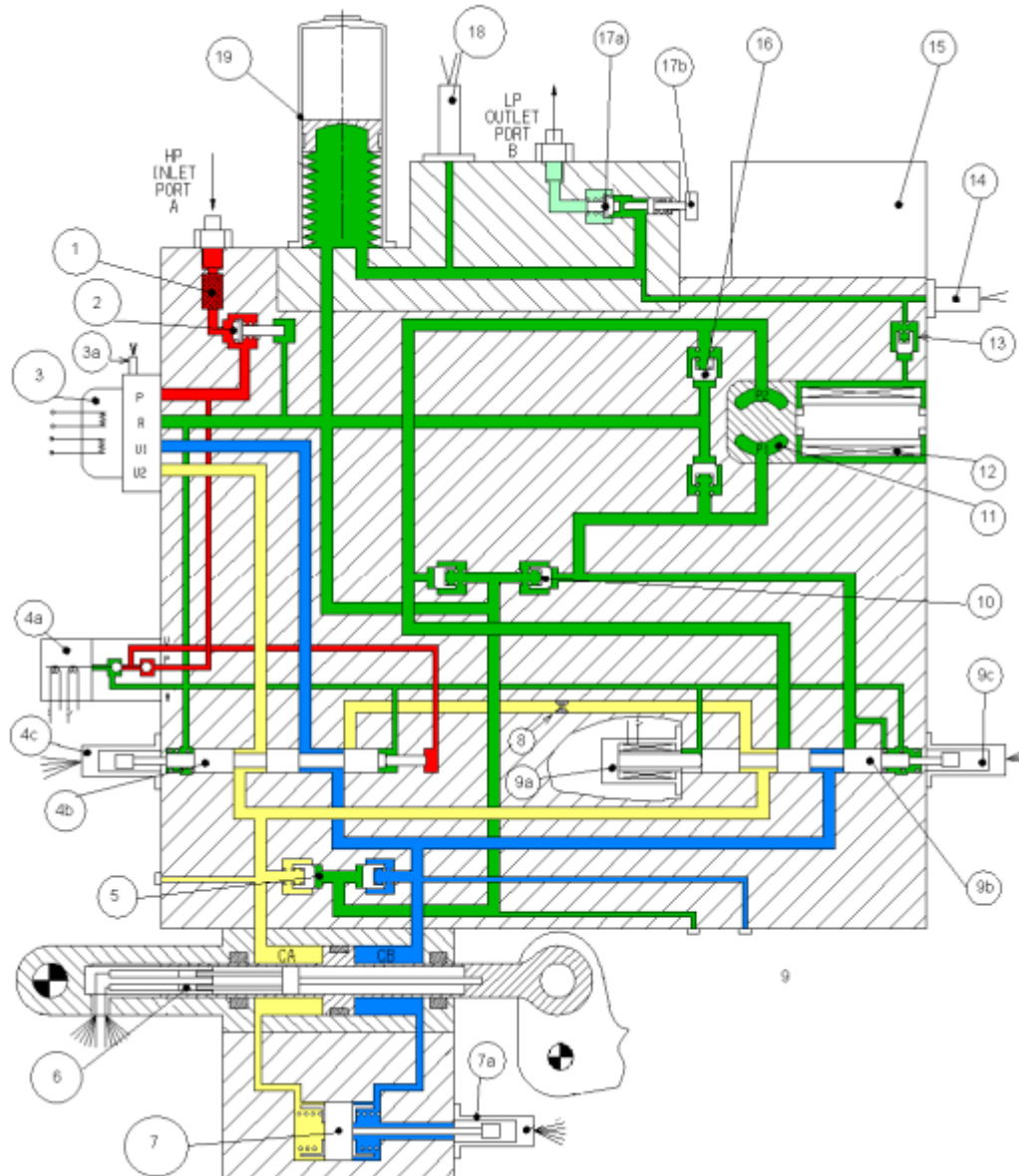
Nowatorski projekt siłownika EHA zaprezentowano w artykule [82], gdzie zastąpiono silnik elektryczny i konwencjonalną pompę hydrauliczną pompą piezoelektryczną. Istota działania tego siłownika jest podobna do klasycznej pompy tłoczkowej, przy czym energia mechaniczna dostarczana jest do tłoczków poprzez wał wykonany z materiału piezoelektrycznego. Materiał piezoelektryczny poddawany jest działaniu napięcia zmiennego, powodując jego cykliczne rozszerzanie i kurczenie. Zmiany kształtu tegoż wałka powodują ruch tłoczków w cylindrach w górę i w dół generując przepływ cieczy. Dzięki zastosowaniu specjalnych zaworów zwrotnych przepływ płynu ograniczony jest tylko do jednego kierunku.

Konstrukcja siłowników elektrohydrostatycznych (rys. 1.10) jest bardziej odporna na wystąpienie awarii w porównaniu do siłowników elektromechanicznych. Siłownik hydrauliczny w siłowniku EHA jest taki sam jak w klasycznym systemie serwo-siłownika, który udowodnił swoją niezawodność przez wiele lat pracy w różnego rodzaju statkach powietrznych. Prawdopodobieństwo wystąpienia za-

blokowania lub zacięcia się tłoczyska takiego siłownika jest znacznie mniejsze niż w przypadku przekładni mechanicznej; co więcej, nawet w ekstremalnym zdarzeniu zablokowania tłoczyska możliwe jest włączenie trybu awaryjnego i otwarcie zaworu by-pass, tak aby "obejść" połączenie hydrauliczne do i z komór siłownika. Szczegółowy schemat siłownika EHA, który zastosowano w samolocie Airbus A380 pokazano na rys. 1.11.



Rys. 1.10. Siłownik elektrohydrostatyczny firmy Moog [97]



- | | | | |
|-----|--|------|---|
| 1. | Filtr wysokiego ciśnienia | 9b. | Zawór przełączający tryb pracy elektrycznej |
| 2. | Zawór utrzymujący ciśnienie | 9c. | Czujnik pozycji suwaka |
| 3. | Serwowzór EHSV | 10. | Zawór regulacji ciśnienia |
| 3a. | Czujnik pozycji suwaka | 11. | Pompa hydrauliczna |
| 4a. | Zawór przełączający elektromagnetyczny | 12. | Silnik elektryczny |
| 4b. | Zawór przełączający tryb pracy hydraulicznej | 13. | Spustowy zawór zwrotny |
| 4c. | Czujnik pozycji suwaka | 14. | Czujnik temperatury |
| 5. | Zawory anti-kawitacyjne | 15. | Elektronika sterująca silnikiem |
| 6. | Czujnik LVDT pozycji tłoczyska | 16. | Zawór anti-kawitacyjny pompy |
| 7. | Czujnik różnicy ciśnień | 17a. | Zawór utrzymujący niskie ciśnienie |
| 7a. | Czujnik LVDT | 17b. | ciśnienie |
| 8. | Zawór dławiący | 18. | Czujnik ciśnienia akumulatora |
| 9a. | Zawór przełączający elektromagnetyczny | 19. | Akumulator hydrauliczny |

Rys. 1.11. Schemat hydrauliczny serwośiownika elektrohydrostatycznego zastosowanego w samolotach Airbus A380, na podstawie [4]

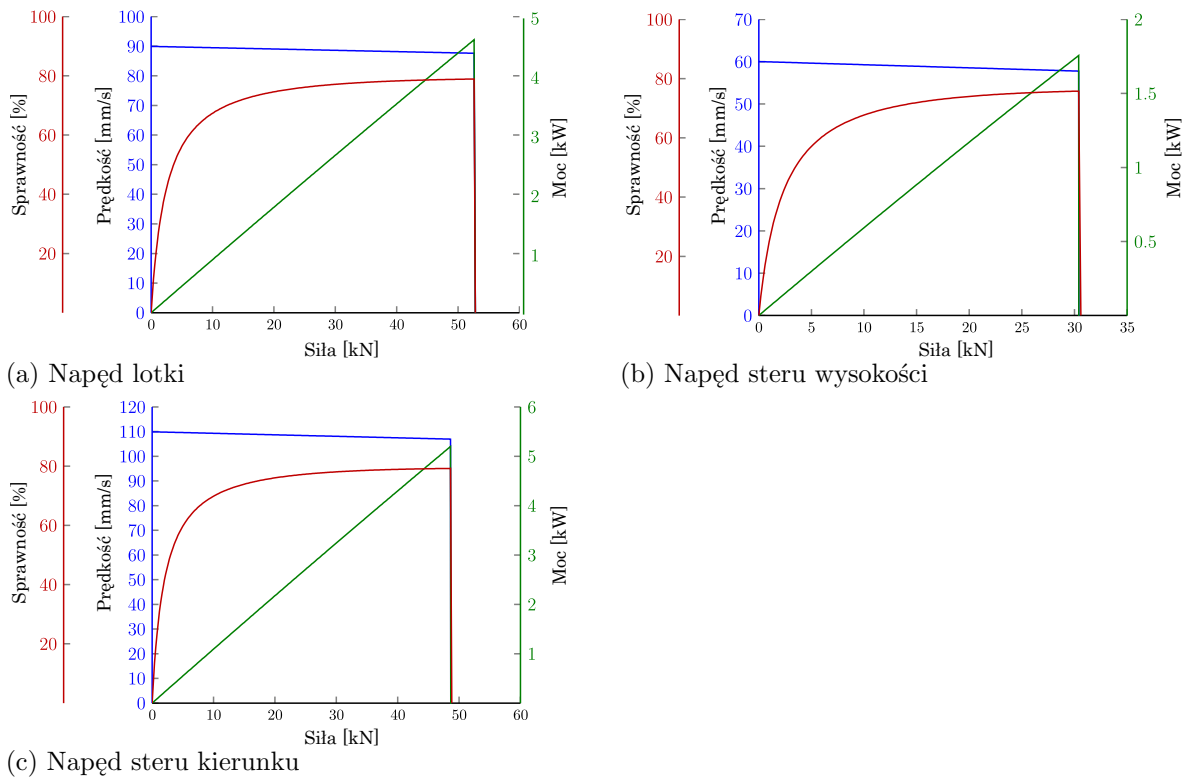
Oprócz pompy i siłownika kluczowym elementem siłownika typu EHSA jest napęd elektryczny [94]. Istnieje szereg silników, które mogą być wykorzystywane w siłownikach EHSA, a wybór zależy przede wszystkim od tego, czy zastosowano pompę o stałym, czy zmiennym wydatku objętościowym. W przypadku EHSA-FP zwykle wybierany jest łatwo sterowalny silnik BLDC. Wydajność takiego silnika jest bardzo zbliżona do silników stosowanych w siłownikach elektromechanicznych (rozdział 2.4). Siłowniki EHSA-VP wyposażone w pompę o zmiennym wydatku są najczęściej napędzane silnikiem indukcyjnym prądu przemiennego, zasilanym bezpośrednio z generatora prądowego o napięciu 115V. Połączenie silnika o stałej prędkości z pompą hydrauliczną o zmiennym wydatku jest swego rodzaju odpowiednikiem siłownika EHSA-FP, przy czym siłownik EHSA-VP sterowany jest wydatkiem pompy, a nie zmianą prędkości obrotowej silnika jak w siłowniku EHSA-FP. Niewątpliwie zaletą siłownika z pompą o zmiennym wydatku jest to, że silnik może pracować w sposób ciągły przy optymalnych dla niego parametrach praktycznie bez strat w elektronice sterującej i z niewielkimi stratami ciepła w uzwojeniach. W zasadzie jedyną słabą stroną siłowników EHSA-VP jest sytuacja, kiedy system pracuje przy niskim obciążeniu mechanicznym. W takim przypadku silnik nadal obraca się z pełną prędkością generując relatywnie duże straty w odniesieniu do wytwarzanej mocy w celu skompensowania przecieków wewnętrznych na pompie i tłoczysku. Zalety siłowników elektrohydrostatycznych:

- niskie zapotrzebowanie na moc przy niewielkich obciążeniach,
- możliwość integracji zabezpieczeń związanych z awarią,
- możliwość podłączenia do różnych i niezależnych układów hydraulicznych,
- możliwość podłączenia do różnych i niezależnych układów elektrycznych,
- niskie zużycie mocy przy obciążeniu statycznym (tylko EHSA-FP).

Wady siłowników elektrohydrostatycznych:

- wysokie zużycie mocy przy obciążeniu statycznym (tylko EHSA-VP),
- duża masa i gabaryty,
- mniejsza sztywność w porównaniu do siłowników elektromechanicznych.

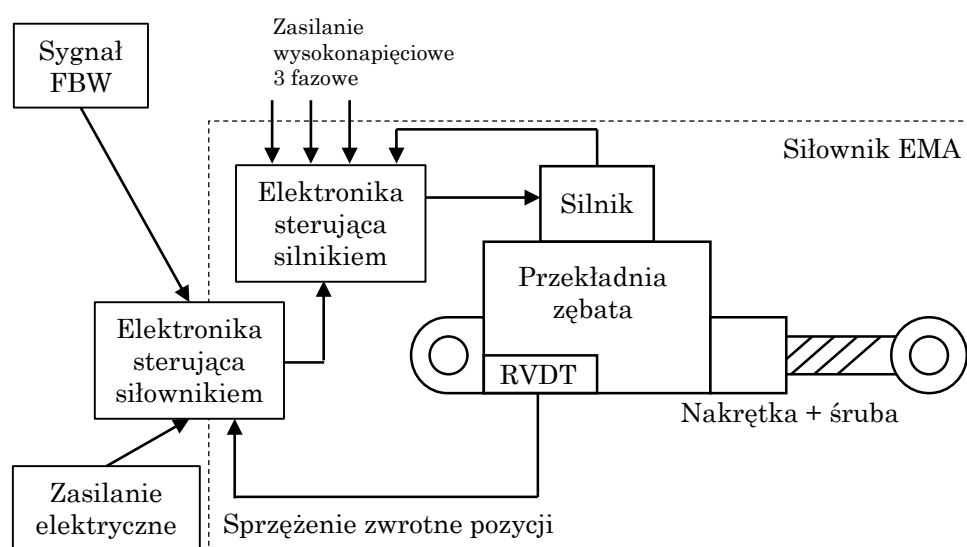
Typowe wydajności siłowników elektrohydrostatycznych w zależności od de-
dykowanej powierzchni sterowej przedstawiono na rys. 1.12. Krzywa sprawności
siłowników elektrohydrostatycznych jest ściśle powiązana ze sprawnością napędu
elektrycznego (silnika BLDC lub PMSM), i odwzorowuje niemal taki sam kształt.
Siła jest wprost proporcjonalna do pobieranego prądu i również jest skorelowana
z momentem generowanym przez silnik. Siła niemal w całym zakresie działania
siłownika może być praktycznie stała (wraz ze wzrostem prędkości, straty we-
wnętrzną rosną szybciej niż uzysk mocy, stąd niewielkie opadanie krzywej przy
wartościach siły obciążenia maksymalnego). Moc całego układu siłownika EHSA
jest proporcjonalna do przyrostu prędkości i osiąga wartość maksymalną przy
maksymalnej prędkości.



Rys. 1.12. Charakterystyki wydajności napędów elektrohydrostatycznych wykorzystywa-
nych w samolotach pasażerskich Airbus A320, na podstawie [25]

1.4. Siłowniki elektromechaniczne

Siłowniki elektromechaniczne EMA (z ang. *Electro-Mechanical Actuator*) to siłowniki zasilane elektrycznie, które wyposażone są w przekładnię mechaniczną, wykorzystywaną do zamiany ruchu obrotowego z silnika na ruch liniowy (dostępne są również wersje obrotowe). Schemat typowej konfiguracji siłownika EMA pokazano na rys. 1.13, gdzie napęd stanowi bezszczotkowy silnik prądu stałego BLDC, który napędza śrubę kulową za pośrednictwem przekładni, z kolei na rys. 1.14 pokazano rodzaje stosowanych siłowników EMA w lotnictwie.



Rys. 1.13. Schemat lotniczego siłownika elektromechanicznego

Siłowniki tego typu upowszechniły się w lotnictwie komercyjnym dopiero w połowie lat 80 ubiegłego wieku. Zastosowanie napędu elektrycznego początkowo nie zyskało powszechnej akceptacji dopóki nie sprawdzili się w powszechnej eksploatacji trwającej kilka kolejnych lat [26]. Początkowo czynnikami ograniczającymi stosowanie tej technologii do napędu powierzchni sterowych były trudności w zapewnieniu niezawodności napędu, ograniczone sposoby redundancji oraz ograniczona wydajność elektroniki sterującej, która zasilala silnik [24, 85]. Wtedy nie były jeszcze dostępne tranzystory bipolarne z izolowaną bramką (IGBT), które stosowane są obecnie.

bardziej efektywny w przeliczeniu na jednostkę masy.

Aktualnie rozwinięto wiele technik zmniejszających ryzyko wystąpienia awarii w siłownikach elektromechanicznych. Przede wszystkim stosuje się specjalne pięciofazowe silniki elektryczne z podwójnym uzwojeniem z podwójnymi enkoderami oraz podwójne czujniki do pomiaru przemieszczenia siłownika. Oczywiście tak przeprowadzona redundancja na poziomie elementów elektrycznych i mechanicznych ma ogromny wpływ na zwiększenia masy i gabarytów siłownika. Biorąc jednak pod uwagę usunięcie innych elementów potrzebnych w układzie hydraulicznym (zbiorniki, płyny, przewody hydrauliczne, zawory, pompy, chłodnice) sprawia to, że ta technologia staje się coraz bardziej powszechna [17, 28, 40, 80]. Poniżej opisano bardziej szczegółowy przegląd kwestii związanych z niezawodnością systemów opartych o siłowniki EMA na poziomie komponentów.

Śruba kulowa

Niezawodność siłownika w którym ruch obrotowy przekształcany jest na liniowy po pierwsze odnosi się do możliwości powstawania mechanicznych zakleszczeń, które okazały się bardzo mało prawdopodobne w znanych siłownikach hydraulicznych. Ze względu na konfigurację mechaniczną siłowniki EMA mogą być szczególnie podatne na zanieczyszczenia (lód lub kurz) lub potencjalne przeciążenia, które mogą nieodwracalnie uszkodzić koła zębate w przekładni lub śrubę kulową i spowodować zakleszczenie w trakcie lotu. Po drugie, w silniku i serwo- napędzie mogą wystąpić awarie elektryczne, które system musi tolerować. Istnieje wiele sposobów na rozwiązanie tych problemów, niektóre z nich zaproponowano w literaturze [34, 35]. Sama śruba kulowa wydaje się być najistotniejsza w przypadku tego typu siłowników, ze względu na wymagania utrzymania minimalnego luzu, ponieważ każde zużycie śruby może spowodować znaczące pogorszenie wydajności, a nawet zatarcie. W [76] opisano sposoby poprawy niezawodności siłowników EMA stosowanych w układzie klap Boeinga 777. Po pierwsze, do produkcji śruby zastosowano utwardzaną indukcyjnie stal nierdzewną o nazwie handlowej Cronidu, a po drugie, w nakrętce zastosowano kulki z azotku krzemu. Hartowana stal sprawdziła się w testach zmęczeniowych oraz w eksploatacji na Boeingu 777; po demontażu urządzenia po 4-8 latach

pracy, elementy nie wykazały zużycia.

Kulki łożyskowe wykonane z azotku krzemu są twardsze i wykazują lepszą jakość powierzchni niż kulki stalowe, dzięki czemu śruby kulowe są wydajniejsze. Jednak tarcie pomiędzy dwoma kulkami ceramicznymi jest większe niż pomiędzy dwiema kulkami stalowymi. Z tego powodu pomiędzy kulkami ceramicznymi wymagane jest stosowanie specjalnych koszyczków separujących lub naprzemienny układ kulek stalowych i ceramicznych. Często kulki stalowe są nieco mniejsze niż kulki ceramiczne aby nie przejmowały obciążeń, ale toczyły się pomiędzy kulkami ceramicznymi zmniejszając tarcie.

Poprawę niezawodności nakrętki osiągnięto poprzez zastosowanie specjalnych zgarniaczy mocowanych bezpośrednio na nakrętce. Taki zgarniacz pełni rolę "wycieraczki" usuwając zanieczyszczenia z bieżni śruby, fizycznie spychając wszelkie zabrudzenia podczas ruchu nakrętki. Zastosowanie nowoczesnego zgarniacza z PTFE umożliwia szczelne uszczelnienie przy relatywnie niskim współczynniku tarcia i długiej żywotności.

Silnik napędowy

Najczęstszym napędem stosowanym w siłownikach EMA jest silnik BLDC z magnesami trwałymi, ze względu na dobrą dynamikę, wysoki współczynnik gęstości energii i wysoką niezawodność. ponieważ nie ma komutatora mechanicznego ani szczotek. To wszystko znacznie poprawia niezawodność i wydajność, jednak, jako że komutacja musi być realizowana elektronicznie, układ sterowania staje się bardziej złożony i konieczne jest sprzężenie zwrotne położenia kątownego wirnika. Silniki BLDC są wyposażone w czujniki Halla, które zapewniają: prostokątny sygnał sprzężenia zwrotnego położenia wirnika o wystarczająco wysokiej rozdzielczości, aby kontrolować trapezoidalny profil wstecznej siły elektromotorycznej (BEMF) silnika. W zastosowaniach lotniczych poszukuje się rozwiązań o najwyższej dopuszczalnej gęstości energii, często kosztem skomplikowania sterowników. W publikacji [15, 36] przedstawiono zestawienie także innych typów silników elektrycznych, które są odpowiednie dla siłowników EMA. Oprócz BLDC są to silniki reluktancyjne i bezszczotkowe silniki prądu przemiennego PMSM (z ang. *Permanent Magnet Synchronous Motor*). Budowa silnika reluk-

tancyjnego jest podobna do silnika BLDC, stojany obu silników są zasadniczo takie same, a różnica jest w wirniku. W silniku reluktancyjnym wirnik wykonany jest z miękkiego materiału ferromagnetycznego, a jego kształt uformowany jest w taki sposób aby reluktancja obwodu magnetycznego zmieniała się w zależności od położenia kąтового wirnika. Stosując odpowiedni algorytm przełączania elektromagnesami na stojanie, można wytworzyć moment obrotowy do ciągłego obracania wirnika. Główną wadą takich silników jest wysokie tętnienie momentu obrotowego, co pogarsza parametry precyzyjnego sterowania. Silnik reluktancyjny ma jedną dodatkową cechę niezawodności względem silników BLDC i PMSM, jest to brak magnesów stałych. Magnesy trwałe w wysokich temperaturach mogą się rozmagnesować, co w przypadku silników reluktancyjnych jest niemożliwe, gdyż moment zależy tylko od oporności silnika.

Silniki PMSM w zasadzie mają identyczną budowę stojana i wirnika jak silniki BLDC, przy czym uzwojenie PMSM generuje siłę elektromotoryczną o kształcie sinusoidalnym, co przekłada się na niższe tętnienie momentu, mniejszy hałas i mniejsze straty energii. Silniki te udowodniły swoją niezawodność i wytrzymałość w przemyśle, gdzie wymagane jest precyzyjne sterowanie prędkością obrotową lub pozycją kątową. Wyzwaniem w przypadku tego typu silników jest złożoność sterowania serwonapędem i zastosowanie dokładniejszych czujników sprzężenia zwrotnego pozycji wirnika. Najczęściej stosuje się enkoder lub resolver montowany na wale silnika zamiast czujników Halla jak w przypadku BLDC. Czujniki te w zależności od wymaganej rozdzielczości umożliwiają dokładny pomiar kąta w całym zakresie ruchu. Znając dokładne położenie wału najczęściej wykorzystuje się sterowanie zmiennym polem wektorowym zapewniając niemal zerowe opóźnienie fazowe między prądem a napięciem (napięcia sterujące mają również przebiegi sinusoidalne). Niestety przekłada się to na znacznie bardziej zaawansowane algorytmy sterowania i rozbudowaną elektronikę sterującą, która w zasadzie musi spełniać rolę falownika elektrycznego o zmiennej częstotliwości, zasilanego napięciem stałym. W przypadku silników PMSM możliwe jest również sterowanie bezczujnikowe, przy czym jest ono możliwe tylko przy dość wysokich prędkościach obrotowych. Na podstawie pomiaru wstecznej siły elektromotorycznej możliwe jest odczytanie chwilowej pozycji wirnika i prędkości umożliwiając

ciągłą adaptację napięcia zasilającego i częstotliwości. Niestety taki układ sterowania jest bardzo rozbudowany i skomplikowany ze względu na zastosowanie wysoce wydajnych algorytmów zorientowanych na przeliczanie zmienności wirującego pola magnetycznego. Choć wydajność napędów bezczujnikowych PMSM dorównuje klasycznym to zawodzą one kiedy prędkość obrotowa spada do zera lub na wirnik działają zmienne w czasie obciążenia.

Poprawę niezawodności silników stosowanych w siłownikach EMA osiągnięto poprzez zastosowanie najwyższej jakości materiałów oraz kilku metod aktywnego tolerowania awarii komponentów. Jedną z nich jest zastosowanie wielu silników z pewną formą przekładni sumującej moment obrotowy przy jednoczesnym pełnym odseparowaniu napędów [37]. Ta metoda zapewnia prawdziwy zapas mocy w przypadku wystąpienia awarii na którymś z dodatkowych napędów ale znacząco zwiększa wagę i gabaryty całego siłownika. Inną metodą, która pozwala na bardziej kompaktowe zapewnienie niezawodności, jest zastosowanie kilku dodatkowych uzwojeń na jednym stojanie silnika. Takie rozwiązanie zapewnia tolerancję na awarie elektryczne, takie jak wystąpienie zwarcia lub przerwanie obwodu w jednym z pasm uzwojenia. Inną metodą zwiększenia niezawodności siłownika EMA jest usunięcie przekładni mechanicznej i bezpośredni napęd nakrętki śruby kulowej. Niestety takie rozwiązanie wymaga stosowania silników o dużych momentach obrotowych przy relatywnie niskiej prędkości obrotowej (silniki bez-szczotkowe najlepszą wydajność osiągają w zakresie prędkości 3000-9000 obr./min).

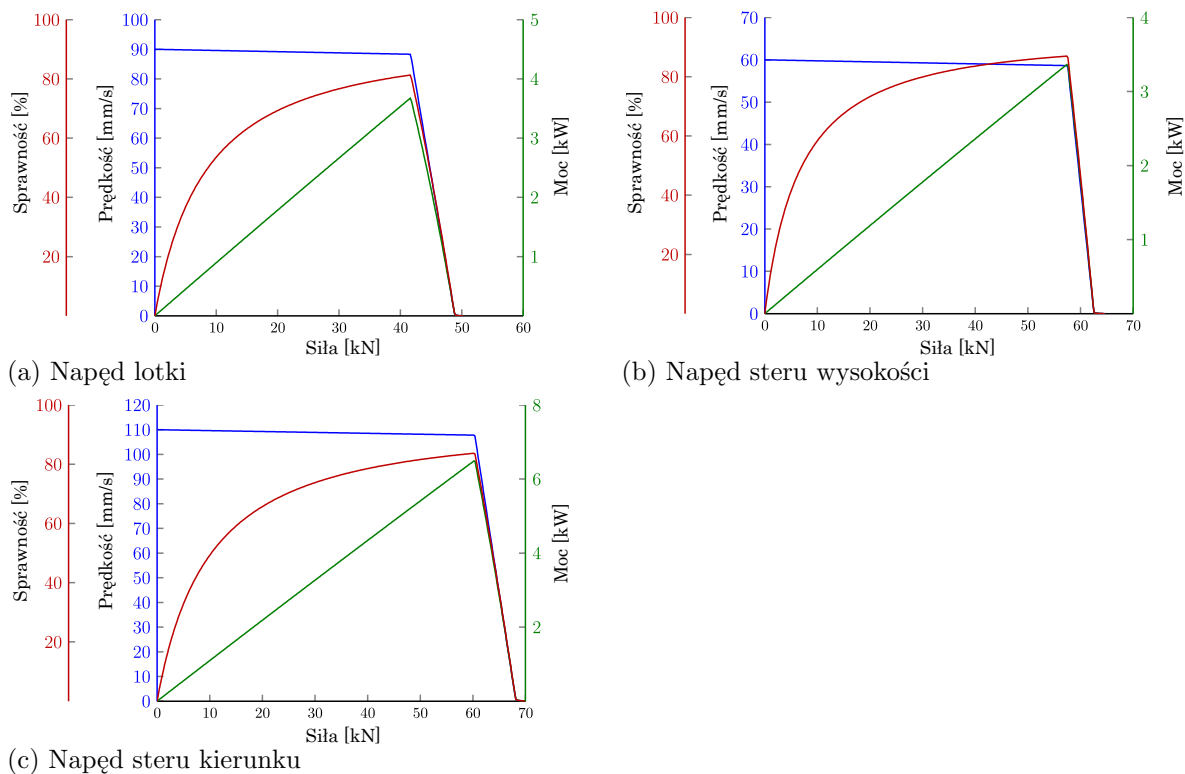
Typowe charakterystyki siłowników elektromechanicznych przedstawiono na rys. 1.16. Krzywa sprawności siłowników elektromechanicznych jest podobnie jak w siłownikach elektrohydrostatycznych ściśle powiązana ze sprawnością napędu elektrycznego i odwzorowuje niemal taki sam kształt. Siła jest wprost proporcjonalna do pobieranego prądu i również jest skorelowana z momentem generowanym przez silnik. Siła niemal w całym zakresie działania siłownika może być praktycznie stała (wraz ze wzrostem prędkości straty wewnętrzne rosną szybciej niż uzysk mocy, stąd niewielkie opadanie krzywej przy wartościach siły obciążenia maksymalnego). Moc całego układu siłownika jest proporcjonalna do przyrostu prędkości i osiąga wartość maksymalną przy maksymalnej prędkości.

Zalety siłowników elektromechanicznych:

- kłopotliwe zarządzanie wystąpieniem awarii,
- ograniczone możliwości upakowania i rozmieszczenia elementów mechanicznych,
- możliwość podłączenia do różnych i niezależnych układów elektrycznych,
- brak hydrauliki,
- niskie zużycie energii przy braku obciążenia.

Wady siłowników elektromechanicznych:

- wysokie zużycie energii przy obciążeniu statycznym,
- duża waga i gabaryty,
- brak odporności na przeciążenia,
- bardzo wysoka sztywność w porównaniu do siłowników zasilanych hydraulicznie.



Rys. 1.16. Charakterystyki wydajności napędów elektromechanicznych wykorzystywanych w samolotach pasażerskich Airbus A320, na podstawie [25]

Rozdział 2

Redundancja w systemach sterowania lotem

Architektura pośredniego systemu sterowania w samolotach pasażerskich jest ściśle powiązana z wymaganiami bezpieczeństwa. W tabeli 2.1 pokazano poziomy bezpieczeństwa jakimi powinny się charakteryzować główne systemy samolotów pasażerskich. Pośredni system sterowania lotem powinien spełniać poziom A i być zaprojektowany w taki sposób, aby ryzyko wystąpienia awarii L_R było niższe niż 10^{-9} na godzinę lotu. Aby spełnić takie wymagania, konieczne jest wprowadzenie redundancji co najmniej na kilku poziomach działania całego systemu [66].

Słowo redundancja ma szczególne znaczenie w przemyśle lotniczym. Najbliższym bezpośrednim tego terminu odpowiednikiem wydają się być słowa: powtórzenie lub odtworzenie. W lotnictwie zawsze to słowo należy kojarzyć z zapewnieniem bezpieczeństwa działania określonego systemu i bezpieczeństwa jego integracji z innymi systemami. Element lub system, który posiada redundancję odznacza się tym, że zawiera dodatkowe elementy o tej samej funkcjonalności, które będą w stanie wykonać lub przejąć pracę w razie wystąpienia błędu/usterki/awarii. Może to oznaczać np. że system zawiera kilka elementów, które działają jednocześnie ale w razie potrzeby są zdolne do samodzielnej pracy pozwalając na poprawne działanie całego systemu. Dobrym przykładem są tutaj silniki elektryczne do zastosowań w lotnictwie, gdzie najczęściej na jednym stojanie nawinięte są dwa lub cztery niezależne uzwojenia sterowane i zasilane

Tab. 2.1. Poziomy bezpieczeństwa urządzeń i oprogramowania, na podstawie [8]

DAL	Poziom zagrożenia	Prawdopodobieństwo wystąpienia awarii	System
A	<i>Katastroficzny:</i> wystąpienie awarii lub błędu uniemożliwi statkowi powietrznemu bezpiecznie kontynuować lot lub bezpiecznie wylądować	$L_R < 1$ na 10^{-9} /godzinę lotu	Komputery sterowania lotem, FBW, cyfrowe systemy sterowania silnikami, monitory lotu, systemy aerometryczne
B	<i>Niebezpieczny:</i> wystąpienie błędu lub awarii skutkuje poważnymi lub śmiertelnymi obrażeniami osób przebywających na pokładzie samolotu	$L_R < 1$ na 10^{-7} /godzinę lotu	Autopilot, autoprzepustnica, ochrona przed zmrożeniem, wskaźniki lotu pracujące w trybie gotowości, radiowy system wspomagania lądowania (ILS), system sterowania podwoziem
C	<i>Poważny:</i> wystąpienie błędu lub awarii powoduje dyskomfort lub obrażenia dla pasażerów	$L_R < 1$ na 10^{-5} /godzinę lotu	System nawigacji (np. GPS), amortyzator odchylenia, systemy klimatyzacji i wentylacji
D	<i>Drugorzędny:</i> wystąpienie błędu lub awarii spowoduje niedogodności dla pasażerów	$L_R < 1$ na 10^{-3} /godzinę lotu	Rejestrator parametrów lotu, system rejestracji danych, światło w kabinie
E	<i>Bez efektu</i>	-	Urządzenia służące do rozrywki w trakcie lotu

z osobnych źródeł. W razie uszkodzenia jednej ze ścieżek (np. zasilania) system kontynuuje bezpieczną pracę bez informacji zwrotnej o awarii do FCC. Redundancja może być zastosowana na różnych poziomach. Niekiedy jest to dodatkowy element elektroniczny (np. kondensator na płytce drukowanej), zastosowany na wypadek awarii drugiego. Może to być też cały system, np. silnik napędowy (większość obecnych samolotów jest w stanie bezpiecznie kontynuować lot w przypadku awarii jednego z silników) [29].

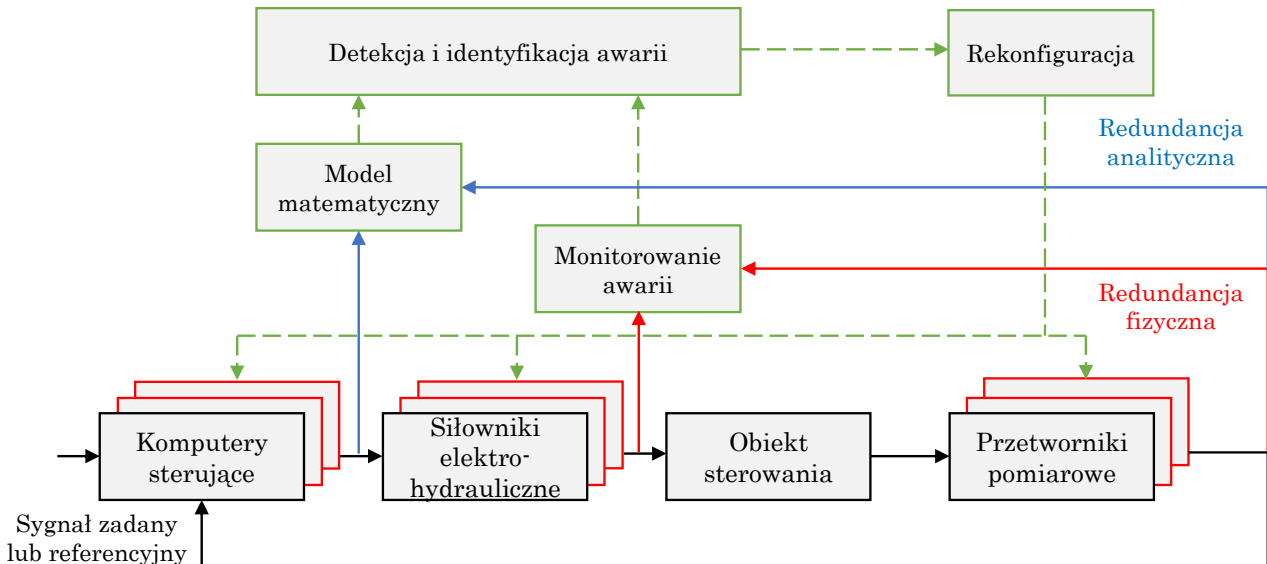
Projektowanie systemów tolerujących awarie jest potrzebne zwłaszcza w lotnictwie, ponieważ nie istnieją urządzenia działające perfekcyjnie. Niestety, systemy takie są zazwyczaj znacznie bardziej skomplikowane i zawierają znacznie więcej części, co w konsekwencji znacznie podwyższa koszty wytwarzania i eksploatacji [30]. Dla przykładu system sterowania lotem, który składa się ze 100 podzespołów o niezawodności na poziomie 99,99% posiada niezawodność na poziomie 99,01% ($99\%^{100}$), gdyby wykorzystać 10 000 takich części, niezawodność takiego systemu osiągnie jedynie 36,79%, co w przypadku lotnictwa jest nie do zaakceptowania! Poniższa tabela 2.2 przedstawia przykładowe czasy postojów dla różnych komponentów lotniczych, w zależności od zakładanej niezawodności.

Tab. 2.2. Niezawodność i odpowiadający czas postojów

Niezawodność	Czas postojów
92%	29,2 dni/rok
95%	18,25 dni/rok
99%	3,65 dni/rok
99,9%	8,76 godzin/rok
99,99%	52 minut/rok
99,999%	5 minut/rok

W praktyce wyróżniamy dwa podstawowe rodzaje redundancji: redundancję przestrzenną (fizyczną) i redundancję czasową (analityczną). Redundancja przestrzenna polega na zastosowaniu dodatkowych komponentów, które nie są konieczne w przypadku prawidłowej pracy całego systemu. Dotyczy to komponentów mechanicznych, elektrycznych i oprogramowania. Redundancja czasowa

polega na transmisji i przeliczaniu zbieranych danych w czasie lotu i porównywanie ich z wcześniejszymi wynikami. Na rys. 2.1 przedstawiono zastosowanie redundancji w elektro-hydraulicznym systemie sterowania lotem.



Rys. 2.1. Schemat ogólny systemu sterowania lotem tolerującego awarię, na podstawie [107]

Na czerwono zaznaczono potrójną redundancję dla komputerów sterujących, siłowników elektrohydraulicznych i przetworników pomiarowych. Integracja (lub sposób połączenia) wymienionych wcześniej komponentów również musi posiadać odpowiednią redundancję.

2.1. Wykrywanie i identyfikacja awarii systemów sterowania lotem

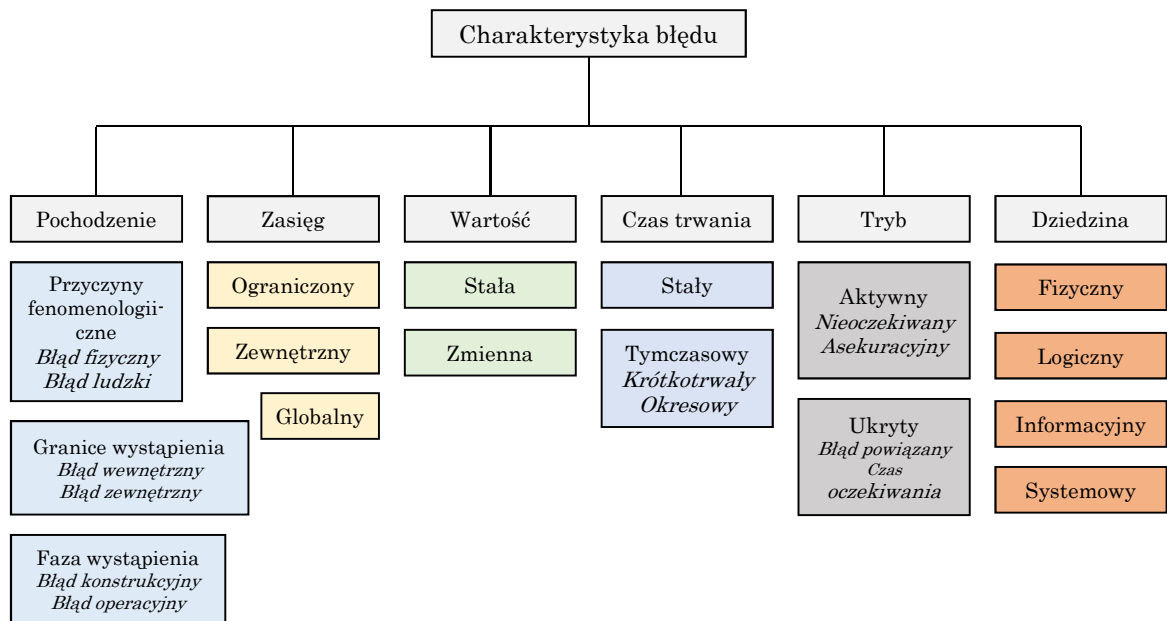
Usterki prowadzące do awarii kontrolowanego procesu fizycznego mogą pojawić się na różnym poziomie np. na poziomie samego sterowanego procesu lub na poziomie transmisji danych. Skuteczny system wykrywania i identyfikacji usterek (FDI) jest niezbędny do zagwarantowania bezpieczeństwa działania krytycznego systemu poprzez umożliwienie załączenia mechanizmów zapewniających odporność na uszkodzenia. Wykrywanie i identyfikacja usterek składa się z trzech głównych czynności:

- wykrywanie: usterka została wykryta przez system jako zbyt wysoka od-

chyłka od procesu lub modelu nominalnego,

- lokalizacja: określenie pochodzenia usterki w przypadku jej wykrycia. Wystąpienie błędu na różnym poziomie może generować całą sekwencję niekorzystnych działań systemu i maskować prawdziwą przyczynę błędu,
- identyfikacja: określa czas wystąpienia usterki, czas jej trwania i amplitudę.

Na rys. 2.2 w nieco bardziej rozbudowany sposób przedstawiono charakterystykę błędów, które w konsekwencji mogą doprowadzić do wystąpienia awarii. Główne



Rys. 2.2. Klasyfikacja błędów, na podstawie [92]

kryteria techniczne dotyczące wykrywania i identyfikacji błędów to: wykrywalność, izolacja, czułość i odporność systemu na wystąpienie błędu. Wykrywalność to zdolność systemu diagnostycznego do wykrycia usterki procesu. Układ musi posiadać odpowiednią wrażliwość na awarię, która ma zostać wykryta. Izolacja to zdolność systemu do bezpośredniego prześledzenia i ustalenie źródła błędu. Stopień izolacji jest niezwykle skomplikowany i powiązany jest ze strukturą układu. Czułość systemu to zdolność separacji błędów, o amplitudzie przewyższającej dopuszczalne wartości. Odporność to możliwość wystąpienia błędu w systemie i kontynuacja poprawnej pracy bez informacji od FCC.

Aktualnie najnowsze systemy wykrywania i identyfikacji awarii opierają się na redundancji analitycznej, która pozwala na testy probabilistyczne w oparciu o zbierane dane w celu podjęcia decyzji, czy błąd wystąpił czy też nie. Prze-

tworniki pomiarowe i oprogramowanie sprzętowe są najważniejszymi elementami w tym procesie. Wykrywanie błędów na poziomie systemu powinno opierać się na określeniu zgodności ze specyfikacją odpowiedzi systemu na zadane sygnały wejściowe. Urządzenia do kontroli powinny być niezależne od kontrolowanego systemu.

Jeżeli w systemie jest możliwość wystąpienia błędu konstrukcyjnego, to konieczna wydaje się być replikacja "podejrzanego podsystemu". Kontrola takiego systemu polega na porównywaniu wskazań z czujników na zreplikowanych modułach i w przypadku niezgodności system dostaje informację o błędzie i inicjuje uruchomienie procesów w celu określenia, który komponent lub kanał nie działa prawidłowo.

Kolejnym sposobem wykrywania obecności błędów są kontrole czasowe na magistralach przesyłania danych. W systemach z komputerami pracującymi w czasie rzeczywistym dane przesyłane są według ściśle określonego harmonogramu. Nieotrzymanie wiadomości z danymi w zaplanowanym czasie jest wykryciem błędu. Taki błąd może być np. spowodowany uszkodzeniem czujnika, magistrali danych itp.

Następnym sposobem identyfikacji błędu jest tzw. kontrola odwrócona (z ang. *reversal check*). Komputer systemowy pobiera dane wyjściowe (najczęściej z czujników) i oblicza, jakie powinny być dane wejściowe, aby uzyskać takie same dane wyjściowe. Obliczone dane wejściowe są następnie porównywane rzeczywistymi danymi wejściowymi, aby sprawdzić, czy wystąpił błąd. Warunkiem stosowania kontroli odwróconej jest udostępnienie funkcji matematycznych opisujących charakterystykę systemu.

Kolejnym sposobem wykrywania usterki w systemie jest sprawdzanie poprawności kodowania. W obiekcie sterowania nadmiarowe dane są utrzymywane w pewnej stałej relacji z danymi reprezentującymi wartość odpowiedzi obiektu.

Kontrola wartości dopuszczalnych to sposób identyfikacji błędów na podstawie znajomości minimalnych i maksymalnych wartości danych wejściowych i wyjściowych, a także limitów szybkości zmian tych danych. Kontrole te opierają się na znajomości fizycznego sposobu działania czujników i zaimplementowanych modeli matematycznych.

Kontrola diagnostyczna to ostatni sposób wykrywania usterki w systemie sterowania lotem. Kontrole te są rzadko używane jako podstawowa miara wykrywania błędów lub awarii. Są one najczęściej przeprowadzana podczas uruchamiania samolotu i mogą być inicjowane przez operatora/pilota jako integralną część procedury testowej. Kontrole diagnostyczne tworzą dane wejściowe do systemu, które powinny generować znane dane wyjściowe.

2.2. Redundancja pasywna w siłownikach FBW

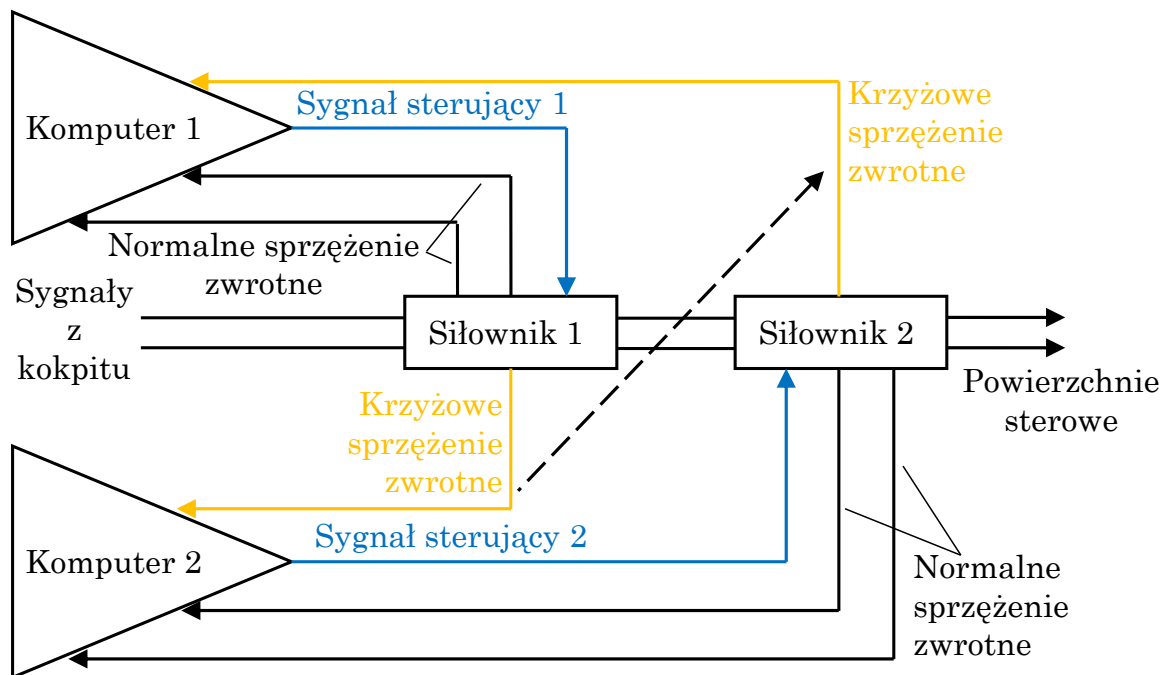
Redundancja pasywna zapewnia odporność na awarie poprzez maskowanie występujących błędów i awarii [31, 41, 47]. System lub operator nie musi podejmować żadnych działań by nadal bezpiecznie kontynuować lot. Ten typ redundancji realizowany jest poprzez zastosowanie tzw. nadmiarowości sprzętowej [56], a także poprzez umieszczenie elementów o krytycznym znaczeniu dla bezpieczeństwa w bezpiecznych obszarach [2]. Niestety niesie ona ze sobą szereg niedogodności: zwiększanie masy, rozmiaru, zużycia energii, a także czasu potrzebnego na zaprojektowanie, wykonanie i przetestowanie takiego systemu. W praktyce na etapie projektowania rozważa się kilka możliwości konstrukcyjnych, aby określić najlepszy sposób "wniesienia" redundancji do systemu, np. wzrost masy siłownika można zmniejszyć stosując zwielokrotnienie komponentów składowych niższego rzędu. Wzrost kosztów można zminimalizować, jeśli oczekiwana poprawa niezawodności zmniejszy koszty konserwacji zapobiegawczej systemu. Poniżej opisano szereg różnych konfiguracji redundancji pasywnej stosowanej w systemach FBW.

System dupleksowy

System dupleksowy to podwojenie ścieżek systemowych, przy czym oznacza to nie tylko zastosowanie dwóch czujników i komputerów, ale także dwa siłowniki, dwa przełączniki, dwa niezależne źródła mocy hydraulicznej i dwa niezależne generatory elektryczne. Układ dupleksowy najczęściej skonfigurowany jest w taki sposób, że wyjścia (przemieszczenia) z dwóch siłowników są uśredniane przed przekazaniem zadanego przemieszczenia do powierzchni sterowej. Jeżeli dojdzie do wystąpienia niekontrolowanego ruchu jednego z siłowników, który jest napędzany z pełną mocą (wykonuje szybki ruch do ogranicznika mechanicznego) w jednym kierunku, druga ścieżka wykryje zakłócenie i zastosuje korekcyjny sygnał dla swojego siłownika, w wyniku czego średnia przemieszczenia obiektu powinna być bliska zeru. Ten rodzaj zabezpieczenia nie wyeliminuje całkowicie skutków awarii na jednej ze ścieżek, ponieważ "zakłócenie" musi zawsze nastąpić wcześniej, aby poprawnie działający obiekt mógł zareagować i przeciwdziałać

zakłóceniami generowanym przez obiekt uszkodzony. W nieco bardziej złożonych systemach dupleksowych monitoruje się również położenie siłowników z wykorzystaniem komparatorów. Porównując sygnały położenia siłownika komparator odłącza wadliwy na podstawie wbudowanych algorytmów, np. przekroczenia wartości progowej. W ten sposób wykrywanie usterek i awarii staje się szybsze i łatwiejsze.

Zdolność systemu do wykrywania awarii można dodatkowo zwiększyć wyposażając je w krzyżowe sprzężenia zwrotne, aby komputery mogły nie tylko porównywać sprzężenie zwrotne własnego siłownika, ale także siłownika na drugiej ścieżce. Jeżeli zaistniałaby duża różnica pomiędzy dwoma pozycjami siłownika i sygnałami podawanymi do komputerów, łatwo byłoby zatrzymać cały system. Schemat systemu dupleksowego z krzyżowym sprzężeniem zwrotnym pokazano na rys. 2.3.



Rys. 2.3. Schemat sprzężenia zwrotnego krzyżowego

System tripleksowy

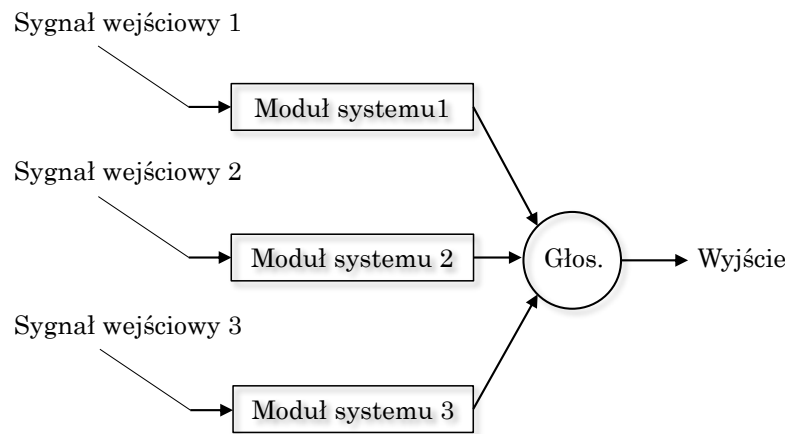
System tripleksowy jest rozszerzeniem systemu dupleksowego z tym wyjątkiem, że każdy kanał systemu ma trzy ścieżki zamiast dwóch. W takim systemie awarie są wykrywane za pomocą systemu komparatorów i głosowania, aby zdecydować, która ścieżka została naruszona/uszkodzona. Przyjmuje się, że taki system ma zdolność przetrwania pojedynczej awarii, ponieważ można stracić całą ścieżkę bez narażania integralności systemu, co pozwala na wykonanie bezpiecznego lotu i/lub misji nawet po wystąpieniu awarii.

System quadrupleksowy

System ten jest rozszerzeniem systemu tripleksowego o dodatkową ścieżkę redundancji, co w sumie daje cztery ścieżki na kanał. Ogromną zaletą systemu jest to, że zapewnia dodatkową "nadmiarowość systemu", ponieważ dwie ścieżki mogą zostać utracone, zanim integralność systemu zostanie naruszona.

Komparatory

System porównuje sygnały wyjściowe z czujników i z monitorowanych elementów wykonawczych. Komputer odłączy system, jeśli wykryta zmiana położenia nie jest zgodna z odpowiednim przemieszczeniem siłownika. Na rys. 2.4 przedstawiono redundancję układu, która składa się z 3 szeregowo połączonych modułów. Niezawodność urządzenia, które porównuje sygnały i dokonuje wyboru musi być również na bardzo wysokim poziomie. W praktyce takie urządzenia odznaczają się prostotą budowy w porównaniu z elementami modułowymi systemu, stąd prawdopodobieństwo ich awarii jest znacznie mniejsze. W niektórych systemach stosuje się również układy o zdecentralizowanych urządzeniach do głosowania aby uniknąć wrażliwości systemu na wystąpienie awarii na elemencie głosującym (system posiada wiele urządzeń głosujących).



Rys. 2.4. Schemat systemu redundancji z porównywaniem sygnału i głosowaniem

2.3. Redundancja aktywna

Redundancja aktywna zapewnia odporność na awarie, najpierw poprzez wykrycie awarii, a następnie wykonując niezbędne czynności potrzebne do przywrócenia systemu do stanu operacyjnego. Techniki aktywnej redundancji są powszechnie stosowane w oprogramowaniu sprzętowym, gdzie pojawienie się tymczasowo błędnego wyniku przynosi lepsze rezultaty końcowe, aniżeli zastosowanie redundancji pasywnej i zamaskowanie błędu. W redundancji aktywnej występowanie sporadycznych błędów jest dopuszczalne pod warunkiem, że system powraca do normalnej pracy w określonym przedziale czasu.

Podstawową formą redundancji aktywnej jest duplikacja modułu z elementem porównawczym. Dwa identyczne moduły wykonują równolegle te same obliczenia. Wyniki obliczeń porównywane są za pomocą komparatora. Jeśli wyniki nie zgadzają się, generowany jest sygnał błędu. W zależności od aplikacji najczęściej duplikowanymi modułami są elementy elektroniczne takie jak procesory, pamięci, czy układy przetwarzające sygnały wejściowe i wyjściowe.

Kolejną formą redundancji aktywnej jest wyposażenie systemu w zapasowe elementy czuwające (z ang. *standby sparing*). Podczas normalnej operacji systemu działa tylko jeden moduł zapewniający pożądane sygnały wyjściowe z systemu. Dodatkowe moduły działają jak części zapasowe, i wprowadzane są do systemu za pomocą przełącznika. Przełącznik to urządzenie, które monitoruje

aktywny moduł i przełącza działanie na moduł zapasowy izolując w ten sposób element uszkodzony. Każdy moduł posiada wewnętrzne detektory wykrywania awarii, które wysyłają sygnał do przełączników. Taki system z liczbą n modułów może tolerować $n-1$ błędów. Przez tolerowanie należy tutaj rozumieć, że system wykryje i zlokalizuje usterki, skutecznie je naprawi i będzie nadal dostarczał prawidłowy sygnał wyjściowy. Gdy wystąpi n -ty błąd, system go wykryje, ale nie będzie miał możliwości powrotu do normalnego działania. Tego typu redundancja stosowana jest najczęściej w komputerach sterowania lotem. Znając charakterystykę statku powietrznego komputer sterowania lotem posiada zdefiniowane i zaprogramowane progi bezpieczeństwa, przy wystąpieniu awarii, przekroczenie któregoś z nich spowoduje odłączenie systemu. Wartości graniczne progów bezpieczeństwa są zazwyczaj bardzo wyraźne i odróżniają się od normalnego lotu np. wartość przełącznika progowego może być tak ustawiona, aby nie odłączył systemu nawet podczas lotu w turbulencji.

Niekiedy trudno jest wyznaczyć sztywne progi bezpieczeństwa w różnych fazach lotu. Jako detektor błędów wykorzystywany jest wtedy model wzorcowy samolotu, który wykorzystuje zaawansowane algorytmy i oprogramowanie. Moduł ten posiada charakterystykę lotu zaprogramowaną w komputerze AFCS i działa na zasadzie porównywania przewidywanych reakcji samolotu z tymi zmierzonymi przez czujniki systemu. Taki system nie jest używany samodzielnie, ale może być dodany do systemu dupleksowego, aby uczynić go systemem pseudo-triplex.

Rozdział 3

Problem naukowy, cel i teza pracy

3.1. Cel pracy

Od kilku lat na świecie prowadzone są badania nad możliwością zastosowania metalowej technologii przyrostowej AM (z ang. *Additive Manufacturing*) do stworzenia innowacyjnych konstrukcji. Równolegle też prowadzone są badania nad właściwościami uzyskanych w tej technologii materiałów. Yasa Motors Poland i Politechnika Rzeszowska nawiązały współpracę w zakresie zaprojektowania i stworzenia od podstaw siłownika FBW (z ang. *Fly By Wire*), który charakteryzowałby się możliwie najwyższym stosunkiem uzysku mocy do masy, a jednocześnie spełniał wszystkie wymagania stawiane przez branżę lotniczą i kosmiczną. W niniejszej pracy opisano szereg działań związanych z modelowaniem analitycznym i komputerowym, prototypowaniem, a także badaniami eksperymentalnymi siłownika elektrohydraulicznego na stanowisku testowym.

Celem niniejszej pracy było wykonanie modeli serwosiłownika lotniczego służących wsparciu procesów projektowania, prototypowania, jak również możliwego wdrożenia, a także weryfikacja uzyskanych wyników poprzez przeprowadzenie badań na obiekcie rzeczywistym.

Osiągnięcie tak postawionego celu wymagało przeprowadzenia symulacji, a następnie badań siłownika wraz z jego podsystemami w warunkach różnorodnych wymuszeń. Przeprowadzono również badania wytrzymałościowe i oszacowano możliwości stosowania metalowych części na krytyczne pod względem bezpieczeństwa hydrauliczne konstrukcje lotnicze. Na wykonanym prototypie wyzna-

czono rzeczywistą charakterystykę statyczną i dynamiczną serwośiłownika. Ponadto, z wykorzystaniem specjalnej platformy testowej, wyodrębniono sekcję serwozaworową siłownika, co dało możliwość zmierzenia liniowości przepływu, histerezy oraz przecieków wewnętrznych w serwozaworze.

3.2. Oryginalność problemu naukowego i teza pracy

Niniejsza praca zawiera wiele elementów, które przyczyniają się do pogłębienia wiedzy z zakresu modelowania matematycznego i symulacji zaawansowanych systemów lotniczych. Opracowano w niej nieliniowy model dynamiczny serwozaworu sterującego serwośiłownikiem FBW oraz kompletny siłownik na poziome funkcjonalnym, przedstawiając dynamiczną odpowiedź układu w szerokim paśmie sygnałów wymuszających. Wyniki pracy wykorzystane zostały do zadań projektowych systemu sterowania elektronicznego w firmie Yasa Motors Poland. Prezentowana tematyka wpisuje się również w zagadnienia pełnej symulacji lotu, gdzie modele poszczególnych podsystemów są sprzężone z różnymi modelami głównych systemów (np. elektrohydrauliczne siłowniki jako elementy wykonawcze systemu pośredniego). **Według najlepszej wiedzy autora, jest to pierwsza praca przedstawiająca modelowanie i badania siłownika FBW, w którym zastosowano szereg unikatowych części wykonanych w technologii przyrostowej w celu obniżenia masy oraz poprawy właściwości dynamicznych urządzenia.**

Wybrane problemy przedstawione w niniejszej pracy zostały poddane ocenie środowiska naukowego podczas wystąpienia na międzynarodowej konferencji Research & Education in Aircraft Design [102], jak również zostały przedstawione w dwóch artykułach, które ukazały się w uznanych czasopismach o zasięgu międzynarodowym [96, 101]. W publikacji [96] przedstawiono wyniki badań tulei wykonanych ze stali maraging 1.2709 w technologii selektywnego przetapiania laserowego (SLM). Wytworzone tuleje poddano kolejnym badaniom, w szczególności badano mikrotwardość, porowatość i jednorodność materiału przed i po obróbce cieplnej oraz procesie azotowania w kąpieli solnej. Przeprowadzono dwa rodzaje testów zmęczeniowych. Pierwszy składał się z typowego sinusoidalnego

obciążenia zmiennego, drugi to test obciążenia impulsowego wysokiego ciśnienia zbliżony do rzeczywistych warunków pracy. Dodatkowo przeprowadzono analizę spektrometrii mössbauerowskiej rozkładów pola magnetycznego, która wykazała, że SLM nie zmienia istotnie struktury materiału na poziomie atomowym. W kolejnym autorskim artykule [101] przedstawiono wyniki badań nad wytwarzanymi przyrostowo częściami lotniczymi ze stali maraging. Zbadano właściwości wytrzymałościowe reprezentatywnych próbek wykonanych ze stali 1.2709 po przetapianiu laserowym. Przeprowadzono statyczne próby rozciągania, próby rozciągania zmęczeniowego i próby ciśnieniowe. Sporządzono wykres Goodmana w celu wizualizacji wpływu orientacji druku na wytrzymałość materiału.

W wyniku badań prowadzonych przez autora opracowano i opatentowano metodę wytwarzania ultralekkich korpusów zaworów do zastosowań lotniczych [99]. Unikatową cechą wynalazku jest zastosowanie tzw. druku 3D do wytworzenia zintegrowanych z zaworem struktur wsporczych, w celu wyeliminowania obróbki króćców wejściowych otworów rozdzielacza. Autor opatentował również wielokanałowy bezszczotkowy silnik osiowo-strumieniowy do zastosowań lotniczych w systemach sterowania elektronicznego [100]. Silnik ten może być wykorzystany np. do napędu suwaka w serwozaworach.

Na podstawie dotychczasowych badań, analiz i opracowanych rozwiązań przedstawionych w pracach wymienionych w poprzednim akapicie sformułowano tezę niniejszej pracy: **Zastosowanie odpowiednich metod modelowania matematycznego i narzędzi informatycznych umożliwi predykcję i kształtowanie właściwości dynamicznych odpornego na uszkodzenia i wykonanego w technologii DMLS siłownika elektrohydraulicznego, z dokładnością wystarczającą do wdrożenia go w systemach pośredniego sterowania współczesnych samolotów komunikacyjnych.**

Rozdział 4

Technologia budowy i rozwiązania techniczne siłownika FBW firmy Yasa

4.1. Zastosowanie technologii DMLS i badania wytrzymałościowe materiału

Degradacja środowiska, rosnące ceny paliw, trudności w pozyskiwaniu i gromadzeniu energii z alternatywnych źródeł wymuszają na przemyśle lotniczym nieustanne badania nad nowymi materiałami i technologiami. Redukcja masy całkowitej statków powietrznych jest jednym z najważniejszych zadań współczesnego lotnictwa [43, 54, 70]. Zmniejszenie masy samolotu średniego i dalekiego zasięgu o 1 kg, pozwala zaoszczędzić do 150 l paliwa w ciągu roku [90]. Dlatego też w obszarze układów hydraulicznych od kilkudziesięciu lat znalazły zastosowanie trudnopalne oleje na bazie estrów fosforowych (np. Skydrol lub HyJet), które są lżejsze od olei mineralnych nawet o 7%. Znacznie trudniej przychodzi redukcja masy części mechanicznych nawet pomimo prowadzonych badań nad zwiększeniem wytrzymałości najczęściej stosowanych stopów aluminium, tytanu i stali nierdzewnej przeznaczonych do budowy elementów hydrauliki lotniczej. Szacuje się, że każdy zredukowany kilogram masy statku powietrznego może mieć wymierną wartość 100\$ - 2000\$ [45]. Zastosowanie selektywnego spiekania proszku metalicznego (SLM) wydaje się mieć ogromny potencjał w szczególności

ści do wytwarzania elementów hydrauliki. Firmy Liebherr i EOS stworzyły blok zaworu przeznaczony do samolotu Airbus A380, który został wyprodukowany z tytanu z wykorzystaniem technik przyrostowych. Według informacji dostępnych na stronie producenta blok ten jest 35% lżejszy niż jego odpowiednik o tej samej funkcjonalności wykonany za pomocą konwencjonalnych metod produkcji (np. frezowanie, wiercenie). Wiele wewnętrznych struktur w postaci połączonych ze sobą kanałów wyeliminowało konieczność stosowania tzw. otworów technologicznych potrzebnych jedynie do wprowadzenia narzędzia i wykonania kanału łączącego dwie komory. Możliwości zastosowania technik addytywnych w lotnictwie wydają się obiecujące, a producenci maszyn dysponują już urządzeniami do druku w metalu, które mogą być wykorzystane do produkowania części na skalę przemysłową.

Firma Yasa we współpracy z Politechniką Rzeszowską przeprowadziła szereg badań w zakresie wytrzymałości stali maraging 1.2709, materiału po spiekaniu laserowym oraz ocenę możliwości jego zastosowania w lotnictwie na części hydrauliczne charakteryzujące się bardzo skomplikowaną strukturą wewnętrzną. W artykule [101] zaprezentowano wyniki ze statycznej próby rozciągania, wyniki badań zmęczeniowych, gdzie próbki poddano okresowo-zmiennym obciążeniom rozciągającym, oraz badania gdzie próbki poddano działaniu okresowo-zmiennym impulsom ciśnieniowym.

Statyczna próba rozciągania

Statyczna próba rozciągania została przeprowadzona na maszynie Instron 3382. Badania przeprowadzono na 10 próbkach o przekroju kołowym o nominalnej średnicy początkowej $d_0 = 6$ mm i nominalnej długości odcinka pomiarowego $l_0 = 25$ mm, które zostały wydrukowane na maszynie SLM 250. Badania przeprowadzono w temperaturze pokojowej zgodnie z normą PN-EN ISO 6892-1:2016-09. Wyniki badań przedstawiono w tab. 4.1.

Porównując otrzymane wyniki do danych katalogowych stali maraging wytwarzanych w konwencjonalny sposób [1], wytrzymałość na rozciąganie stali maraging po wydruku jest w tym przypadku porównywalna do 18Ni1400 i o około

Tab. 4.1. Statyczna próba rozciągania

Nr próbki	$R_{0.2}$ [MPa]	R_m [MPa]	A [%]	Z [%]
P1/128/01	1317	1432	2.9	18
P1/128/02	1359	1450	5.1	21
P1/128/03	1445	1530	4.4	21
P1/128/04	1309	1397	1.2	5
P1/128/05	1530	1603	2.8	13
P1/128/06	1338	1417	6.8	10
P1/128/07	1268	1336	2.8	5
P1/128/08	1259	1347	6.0	6
P1/128/09	1204	1287	4.8	8
P1/128/10	1442	1514	6.9	13

16% niższa od 18Ni1700.

Badania zmęczeniowe podczas jednostronnego rozciągania

Badania zmęczeniowe przeprowadzono na maszynie Instron 8801 na próbkach o przekroju kołowym, których kształt i wymiary były zgodne z normą ASTM E466-15. Badania wykonano w temperaturze pokojowej przy obciążeniu cyklicznie zmiennym o częstotliwości $f=3$ Hz. Naprężenia powstające w próbce określono jako jednostronne rozciąganie o asymetrii cyklu $R=0.05$. Wyniki badań zestawiono w tab. 4.2.

Tab. 4.2. Statyczna próba rozciągania

Nr próbki	σ_{max} [MPa]	σ_{min} [MPa]	N_f [liczba cykli]
R1/128/01	1200	60	216
R1/128/02	1000	50	1237
R1/128/03	800	40	3504
R1/128/04	600	30	22077
R1/128/05	450	22.5	31324
R1/128/06	300	15	47489
R1/128/07	250	12.5	111361
R1/128/08	210	10.5	300000
R1/128/09	200	10	300000

Badania zmęczeniowe ciśnieniowe

Badania zmęczeniowe ciśnieniowe zostały przeprowadzone na stanowisku badawczym w firmie Yasa. Pomiarowa średnica wewnętrzna próbek wynosiła 22, 27 i 33 mm a grubość ścianki: 0.4; 0.5 i 0.6 mm. Próbki ciśnieniowe zostały wydrukowane w różnej orientacji względem platformy bazowej, maksymalny kąt odchylenia próbek wynosił 45 stopni. Po wydruku próbki zostały przeszlifowane aby uzyskać gładkie powierzchnie uszczelniające. Tak przygotowane próbki zostały umieszczone w bloku stalowym w komorze testowej urządzenia. Na podstawie pomiaru ciśnienia oleju hydraulicznego wyznaczono naprężenia cylindryczne wykorzystując poniższą zależność:

$$\sigma_{\theta} = \frac{P_{ts}d_p}{2t_p} \quad (4.1)$$

gdzie, σ_{θ} - naprężenia cylindryczne, P_{ts} - ciśnienie testowe, d_p - średnica wewnętrzna próbki, t_p - grubość ścianki próbki.

Naprężenia powstające w próbce były generowane za pomocą maksymalnych wartości impulsów ciśnienia o częstotliwości $f = 5$ Hz. Układ sterowania zliczał impulsy ciśnienia do momentu zniszczenia próbki. Wyniki badań zmęczeniowych

ciśnieniowych przedstawiono w tab. 4.3.

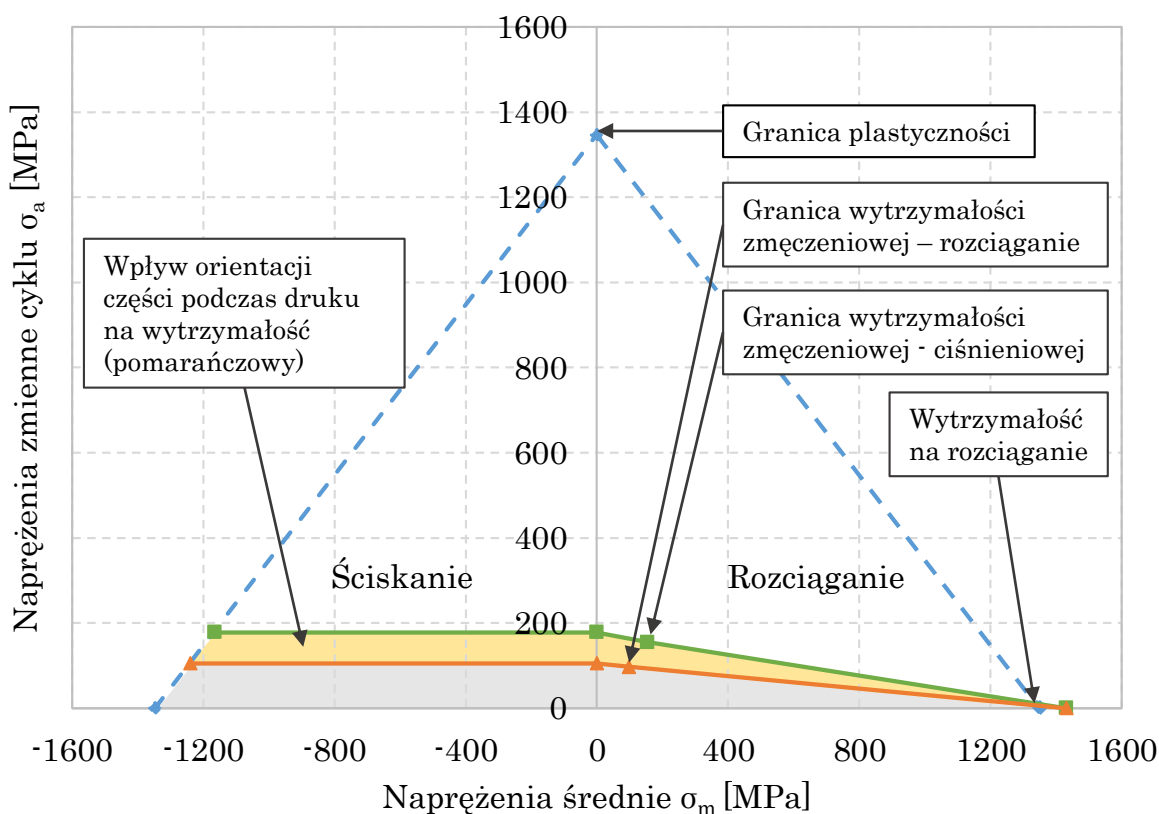
Tab. 4.3. Badania zmęczeniowe ciśnieniowe

Nr próbki	t_p [mm]	P_t [MPa]	σ_θ [MPa]	N_f [liczba cykli]
X0937	0.4	20.00	592	15052
X0938	0.4	24.82	735	20452
X0939	0.4	15.17	449	52125
X0940	0.4	33.76	1000	4474
X0941	0.4	9.48	281	1000000
X0942	0.4	11.72	347	1000000
X0949	0.5	9.48	276	1000000
X0950	0.5	11.03	321	1000000
X0951	0.5	12.76	371	301249
X0952	0.5	17.93	521	88639
X0953	0.5	15.52	451	99572
X0954	0.5	20.69	601	40106
X0961	0.6	9.48	293	1000000
X0962	0.6	11.03	341	1000000
X0963	0.6	12.76	394	278403
X0964	0.6	17.93	554	119877
X0965	0.6	27.93	863	28620
X0966	0.6	19.42	600	89037

Podsumowanie wyników badań zmęczeniowych

W [101] zbadano możliwość zastosowania technologii przyrostowej SLM/DMLS w produkcji lotniczych części hydraulicznych. Wyniki statycznej próby rozciągania wykazały, że próbki ze stali maraging wyprodukowane w technologii przyrostowej osiągnęły zbliżoną wytrzymałość na rozciąganie jak dla stali 18Ni1400 wyprodukowanych w sposób konwencjonalny. Porównując uzyskane wyniki z badań zmęczeniowych podczas jednostronnego rozciągania okazało się, że próbki wykonane w technologii przyrostowej ulegały uszkodzeniu przy mniejszym obciążeniu.

zeniu i np. dla 300 000 cykli, próbki drukowane były około 16 % mniej odporne na zmęczenie w porównaniu z najłabszymi stalami maraging [1]. Na rys. 4.1 sporządzono wykres Goodmana. Pokazuje on zależność pomiędzy kierunkiem budowy detali na platformie roboczej maszyny do spiekania laserowego, w zależności od charakteru obciążenia i wytrzymałości.



Rys. 4.1. Wykres Goodmana na podstawie przeprowadzonych badań wytrzymałościowych dla stali maraging 1.2709 po spiekaniu laserowym w technologii SLM/DMLS

Z wykresu 4.1 wynika, że granica zmęczeniowa nie może być ściśle określona i jest silnie uzależniona od obciążenia względem kierunku budowy części na platformie maszyny do spiekania laserowego. Próbkę, w których generowane naprężenia wewnętrzne miały kierunek taki jak kierunek budowy detali, uzyskiwały niższą wytrzymałość (badania zmęczeniowe na rozciąganie) w porównaniu do próbek, gdzie naprężenia te były prostopadłe do kierunku budowy (badania zmęczeniowe - ciśnieniowe), co zaobserwowano również w pracy [16, 96].

Zastosowanie technologii przyrostowych w lotnictwie może całkowicie przededefiniować projektowanie i produkcję zaawansowanych systemów hydraulicznych,

wykorzystywanych do sterowania samolotami [101], jednak jak pokazuje wykres 4.1, proces projektowania części o różnym charakterze obciążeń powinien być ściśle zintegrowany z procesem produkcyjnym w technologii SLM/DMLS [88].

4.2. Budowa siłownika z uwzględnieniem redundancji

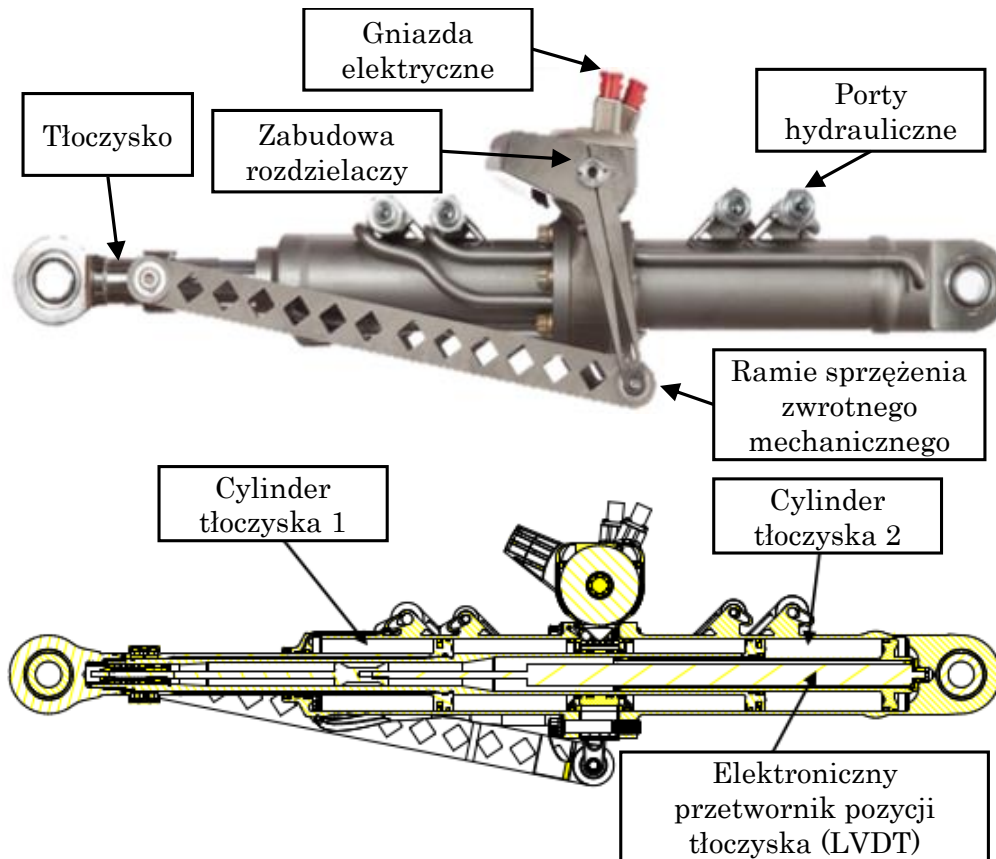
W tym podrozdziale opisano siłownik FBW wyprodukowany w firmie Yasa (rys. 4.2), który został zaprojektowany w taki sposób, aby osiągnąć najwyższy poziom bezpieczeństwa. Dzięki zastosowaniu technologii wytwarzania przyrostowego SLM/DMLS, siłownik wyróżnia się wysokim poziomem integracji systemów wewnętrznych i niską masą. Przyjęta architektura pozwoliła znacznie uprościć metody wykrywania awarii, które muszą być zrealizowane/zaimplementowane w komputerze sterowania lotem.

Siłowniki sterowania lotem ze względów bezpieczeństwa są złożonymi urządzeniami. Muszą działać w przypadku wystąpienia awarii zarówno systemu elektrycznego jak i hydraulicznego, a także wewnętrznych komponentów składowych zgodnie z wymaganiami norm lotniczych np. [7]. Jednym z celów projektowych siłownika było uzyskanie niezawodności na bardzo wysokim poziomie. Określono prawdopodobieństwo wystąpienia awarii wszystkich możliwych systemów na poziomie $1 \cdot 10^{-7}$ na godzinę lotu. Siłownik został zaprojektowany w taki sposób, aby osiągnąć powyższe zadanie zgodnie z procedurami opisującymi zarządzanie awarią (z ang. *failure management*) [64]:

- urządzenie powinno być możliwie przez cały czas użytkowania operacyjne. Oznacza to, że powinno działać bezpiecznie bez interwencji FCC (z ang. *Flight Control Computer*), w przypadku wystąpienia pierwszej wiarygodnej awarii,
- wyróżniać się długim okresem obserwacji (> 250 ms) przed izolacją ze strony FCC, tak aby pozwolić na przejściowe filtrowanie sygnałów,
- awarie urządzenia są zasadniczo określone poprzez strategię głosowania i zmniejszają poleganie na urządzeniach monitorujących,
- żadna, nawet pojedyncza interwencja FCC nie powinna doprowadzić do

niebezpiecznego stanu,

- awarie systemów nieaktywnych urządzenia (tak jak w systemach rewersyjnych) poddawać przeglądowi np. jako test próbny.

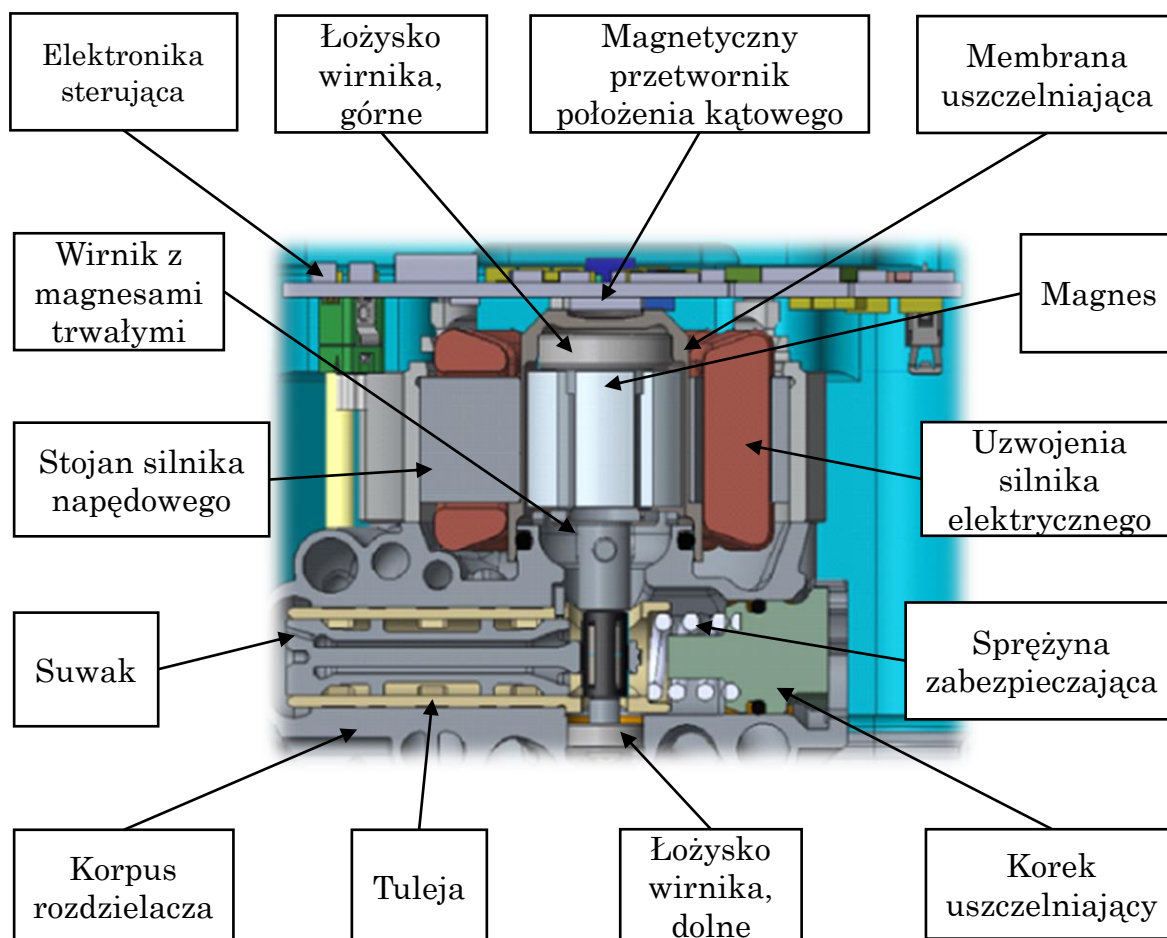


Rys. 4.2. Prototyp siłownika FBW Yasa

Dzięki wykorzystaniu technologii addytywnych w siłowniku Yasa zastosowano dwa serwowawory o napędzie bezpośrednim (z ang. *Direct Drive Valve*), które sterują dwoma tłoczykami sprzęgniętymi w konfiguracji tandemowej. Model CAD rozdzielacza serwowaworu pokazano na rys. 4.3. Siłownik toleruje całkowitą utratę jednego z systemów hydraulicznych i/lub jego krytycznych komponentów wewnętrznych. Za napęd rozdzielacza odpowiada trójfazowy bezszczotkowy silnik elektryczny o poczwórnej redundancji uzwojeń. W trakcie eksploatacji w silniku elektrycznym mogą wystąpić następujące usterki [10]:

- przerwa w uzwojeniu stojana,
- zwarcie uzwojeń (zasilanie do masy lub pomiędzy fazami),
- zwarcie na terminalach zasilających,

- zwarcie wewnętrzne w obwodzie jednej fazy.



Rys. 4.3. Rozdzielacz układu hydraulicznego siłownika Yasa

Każda ścieżka sterująca silnikiem jest separowana mechanicznie i elektrycznie w celu minimalizacji wystąpienia jednego z powyższych uszkodzeń. Elektroniczna komutacja silnika realizowana jest poprzez zastosowanie przetworników wykorzystujących efekt Halla i magnesu o polaryzacji promieniowej umieszczonego w osi wałka silnika. Sygnał sterujący jest wysyłany równocześnie do 4 cewek stojana silnika. Zsumowany prąd płynący w uzwojeniu generuje moment obrotowy bezpośrednio na wałku silnika. Zaprojektowany system elektryczny umożliwia prawidłowe działanie układu w przypadku wystąpienia nawet 3 awarii w danym czasie. Elektryczny moment obrotowy generuje przyspieszenie kątowe, co prowadzi do zmiany prędkości i położenia kąтового wirnika. Powstały w ten sposób ruch obrotowy wirnika silnika napędowego przekształcany jest w ruch liniowy suwaka za pomocą mechanizmu korbowego z wykorzystaniem giętkiego jarzma

łączącego suwak z mimośrodem wałka. Suwak porusza się w tulei zaworowej regulując przepływ do i z odpowiednich komór siłownika. Układ sterowania hydraulicznego jest podwójny z niezależnymi dla każdego układu mechanizmami zabezpieczającymi przed przeciążeniem wykorzystującym sprężyny o odpowiednio dobranych współczynnikach sprężystości. Wszystkie elementy rozdzielacza są zbalansowane ciśnieniowo i przepływowo w celu zminimalizowania sił tarcia i histerezy. Sprężenie zwrotne pozycji suwaka zaworu jest realizowane za pomocą tych samych przetworników magnetycznych co komutacja silnika. Obydwa serwozawory są zsynchronizowane i pracują jednocześnie zapewniając płynny ruch tłoczyska siłownika w żądanym kierunku. Układ tłoczysk siłownika jest zbalansowany w taki sposób, żeby zachować stabilność tylnego tłoczyska. Zewnętrzne sprężenie zwrotne pozycji tłoczyska siłownika realizowane jest poprzez zastosowanie przetwornika LVDT.

W trakcie pracy urządzenia działają dwa mechanizmy sprężenia zwrotnego. Sprężenie zwrotne wewnętrzne kontrolujące pozycję suwaka w rozdzielaczu oraz zewnętrzne kontrolujące pozycję wysuwu tłoczyska siłownika. Elementy sterujące są tak zaprojektowane, żeby minimalizować nieliniowości układu tzn. tarcia i luzów wewnętrznych.

Rozdział 5

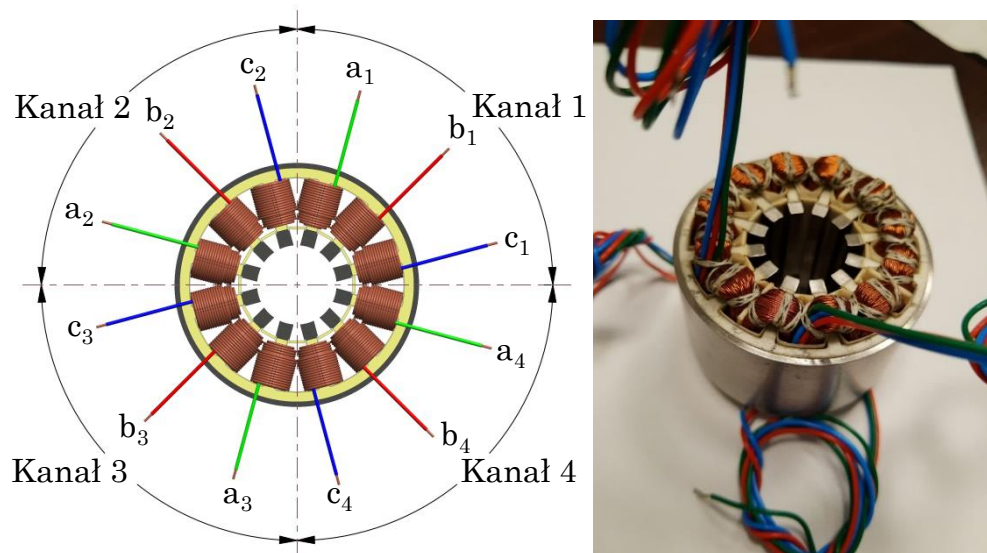
Modelowanie matematyczne zintegrowanych układów elektro-hydraulicznych

5.1. Model matematyczny bezpośredniego napędu rozdzielacza

Model matematyczny napędu rozdzielacza hydraulicznego opracowano dla silnika bezszczotkowego PMSM (z ang. *Permanent Magnet Synchronous Motor*). Silniki PMSM znalazły zastosowanie nie tylko w branży lotniczej, ale również w przemyśle samochodowym, medycznym i elektromaszynowym. Ten rodzaj silnika posiada wiele zalet względem silnika szczotkowego na napięcie stałe oraz silnika indukcyjnego. Do głównych jego zalet możemy zaliczyć: długą żywotność, wysoką sprawność, płynność pracy, niski hałas, relatywnie małą inercję wirnika pozwalającą uzyskać bardzo dobre parametry dynamiczne, a także dużą gęstość mocy.

Lotnictwo, gdzie niezawodność sterowania układów napędowych i bezpieczeństwo jest bardzo ważne, stawia szereg wymagań dla takich napędów min. poprzez zastosowanie redundancji najbardziej wrażliwych komponentów takiego silnika. Na rys. 5.1 pokazano silnik wykorzystany do napędu serwozaworów o quadru-pleksowej redundancji uzwojeń.

W badaniach symulacyjnych silnika przyjęto następujące założenia:



Rys. 5.1. Czterokanałowy stojan silnika PMSM wykorzystany do napędu serwozaworów hydraulicznych

- rozpatrywany jest silnik trójfazowy połączony w gwiazdę,
- stojan silnika nie pracuje w zakresie nasycenia, a prąd płynący przez uzwojenia ogranicza się do wartości nominalnej,
- magnesy wirnika nie wykazują oznak rozmagnesowania,
- rezystancja i indukcyjność każdego z uzwojeń jest identyczna,
- napięcia indukowane w każdym z uzwojeń mają taki sam kształt, są przesunięte względem siebie w fazie o 120 stopni oraz ich amplitudy są sobie równe,
- szczelina powietrzna jest taka sama na całym obwodzie wirnika,
- pomija się straty w żelazie związane z histerezą i prądami wirowymi,
- półprzewodnikowy kontroler komutacji działa idealnie.

Po uwzględnieniu powyższych założeń napięcia pojedynczego kanału (1 kanał to 3 kompletne uzwojenia) mogą być rozpatrywane jak w modelu obwodowym pojedynczego silnika PMSM według równań różniczkowych (4.1) do (4.3):

$$V_a = Ri_a + L \frac{di_a}{dt} + e_a \quad (5.1)$$

$$V_b = Ri_b + L \frac{di_b}{dt} + e_b \quad (5.2)$$

$$V_c = Ri_c + L \frac{di_c}{dt} + e_c \quad (5.3)$$

gdzie,

$R_a = R_b = R_c$, rezystancja fazowa [Ω],

$L_a = L_b = L_c$, indukcyjność fazowa [H],

V_a, V_b, V_c , napięcia fazowe [V],

i_a, i_b, i_c , prądy fazowe [A],

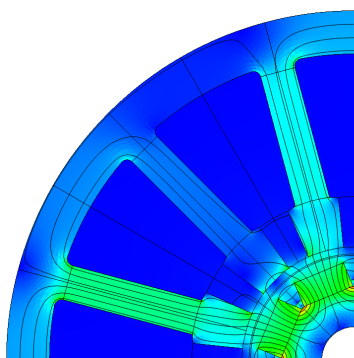
e_a, e_b, e_c , siła elektromotoryczna indukowana w uzwojeniach faz [V].

Powyższe równania można zapisać w postaci macierzowej w następujący sposób:

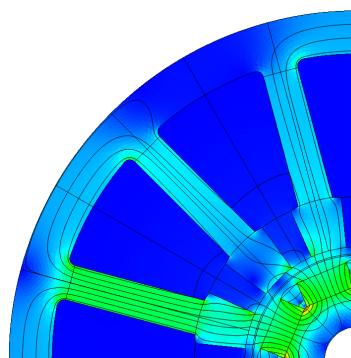
$$\begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R + PL & 0 & 0 \\ 0 & R + PL & 0 \\ 0 & 0 & R + PL \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e_a \\ e_b \\ e_c \end{bmatrix} \quad (5.4)$$

gdzie, $P = \frac{d}{dt}$.

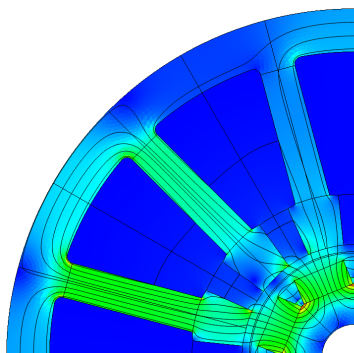
Podczas obracania wirnikiem silnika w każdym z uzwojeń generuje się wsteczna siła elektromotoryczna (z ang. *Back EMF*), która próbuje przeciwdziałać napięciu zasilającemu zgodnie z prawem Lenza. Przebieg tego napięcia pokazano na rys. 5.3. BEMF ma polaryzację odwrotną do napięcia zasilającego i jest ściśle powiązana z pozycją kątową wirnika [68]. Najważniejsze parametry mające wpływ na wartość tego napięcia to prędkość kątowna wirnika, natężenie pola magnetycznego wytworzonego przez magnesy, liczba magnesów, szerokość szczeliny powietrznej oraz ilość zwojów nawiniętych na rdzeniu stojana [32, 38]. W praktyce, trudno jest dokładnie obliczyć wartość tego napięcia. Najczęściej konieczne jest zastosowanie metody elementów skończonych i specjalistycznego oprogramowania do wyznaczenia podstawach stałych silnika elektrycznego k_e i k_t lub przeprowadzenie badań eksperymentalnych na obiekcie rzeczywistym. Wyniki symulacji MES silnika dla różnych wartości prądu pozwalających wyznaczyć powyższe parametry pokazano na rys 5.2.



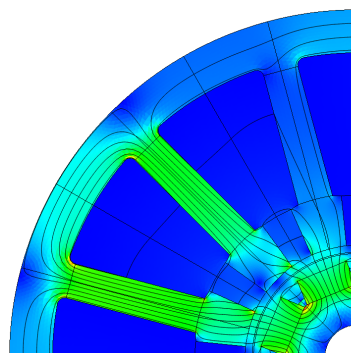
(a) $I_{max} = 0.25A, \theta = 0^\circ, T_{max} = 57mNm$



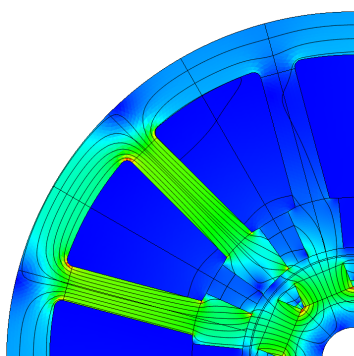
(b) $I_{max} = 0.5A, \theta = 0^\circ, T_{max} = 114mNm$



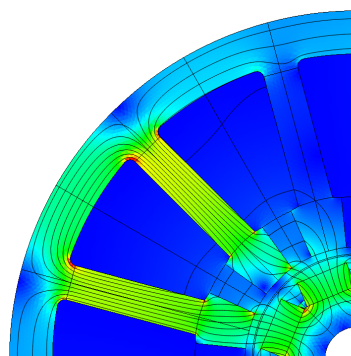
(c) $I_{max} = 0.75A, \theta = 0^\circ, T_{max} = 171mNm$



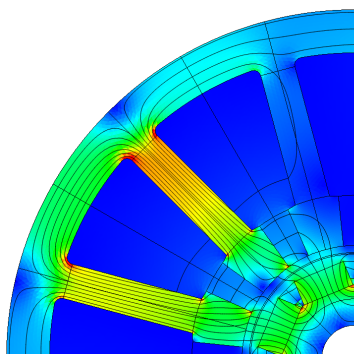
(d) $I_{max} = 1A, \theta = 0^\circ, T_{max} = 228mNm$



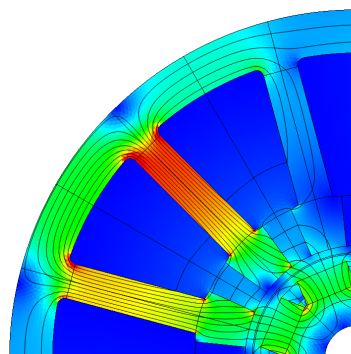
(e) $I_{max} = 1,25A, \theta = 0^\circ, T_{max} = 285mNm$



(f) $I_{max} = 1.5A, \theta = 0^\circ, T_{max} = 342mNm$



(g) $I_{max} = 1.75A, \theta = 0^\circ, T_{max} = 397mNm$



(h) $I_{max} = 2A, \theta = 0^\circ, T_{max} = 450mNm$

Rys. 5.2. Wyniki obliczeń MES pojedynczego pasma silnika elektrycznego

Na podstawie wyznaczonych wartości szczytowych (maksymalnych) momentu elektromagnetycznego możemy obliczyć wartości k_t i k_e dla różnych wartości prądu według zależności:

$$k_t = k_e = \frac{T_{max}}{I_{max}} = \frac{e_{max}}{\omega}. \quad (5.5)$$

Równania siły elektromotorycznej można zapisać następująco:

$$e_a = k_e \omega f(\Theta) \quad (5.6)$$

$$e_b = k_e \omega f\left(\Theta - \frac{2\pi}{3}\right) \quad (5.7)$$

$$e_c = k_e \omega f\left(\Theta + \frac{2\pi}{3}\right) \quad (5.8)$$

gdzie,

k_e to stała elektromotoryczna [V/rad/s],

Θ to zmiana w fazie sygnału elektrycznego [rad],

ω to prędkość kątowna [rad/s].

Korzystając z przekształcenia Laplaca równania 4.1-4.3 możemy zapisać następująco:

$$V_a(s) - e_a(s) = RI_a(s) + LsI_a(s) \quad (5.9)$$

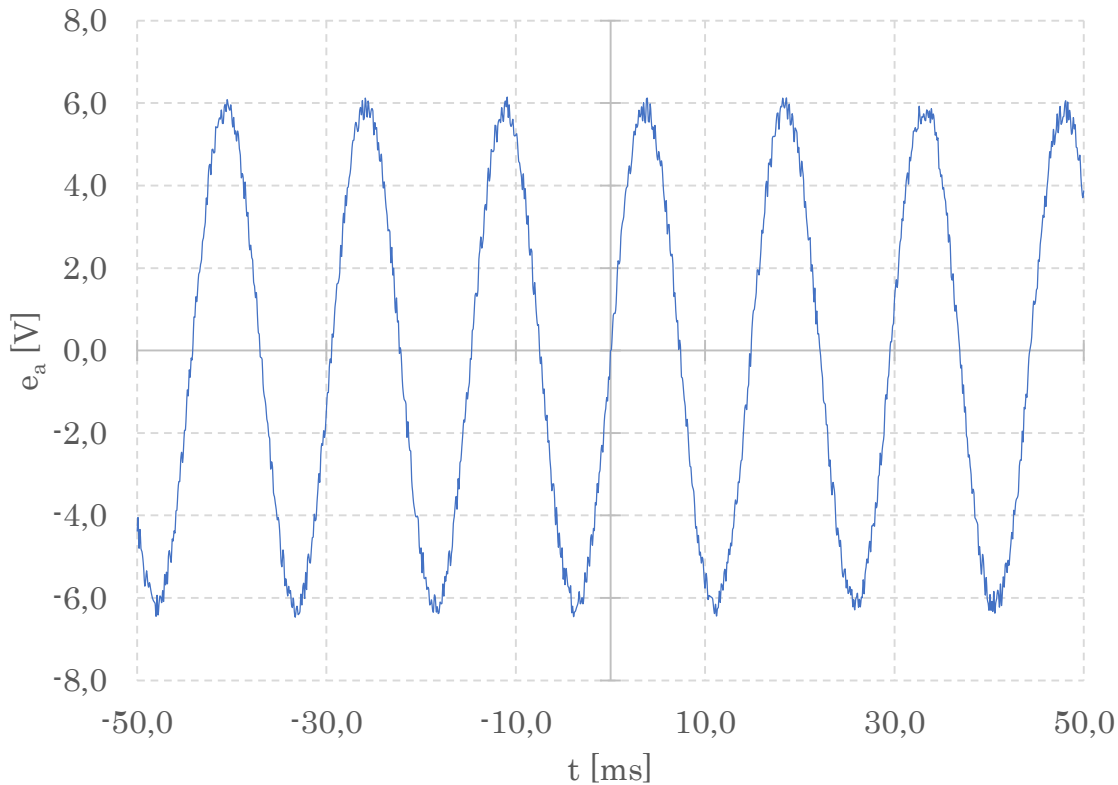
$$V_b(s) - e_b(s) = RI_b(s) + LsI_b(s) \quad (5.10)$$

$$V_c(s) - e_c(s) = RI_c(s) + LsI_c(s) \quad (5.11)$$

a po przekształceniu:

$$\frac{I_a(s)}{V_a(s) - e_a(s)} = \frac{1}{R + Ls} \quad (5.12)$$

$$\frac{I_b(s)}{V_b(s) - e_b(s)} = \frac{1}{R + Ls} \quad (5.13)$$



Rys. 5.3. Rzeczywisty przebieg siły elektromotorycznej w czasie dla silnika PMSM

$$\frac{I_c(s)}{V_c(s) - e_c(s)} = \frac{1}{R + Ls} \quad (5.14)$$

Kąt elektryczny jest ściśle związany z kątem mechanicznym zgodnie z poniższą zależnością:

$$\Theta = \frac{p}{2} \Theta_m \quad (5.15)$$

gdzie, Θ_m to kąt obrotu wirnika [rad], a p to liczba par biegunów.

Korzystając z równania 4.14 możemy zapisać zależność prędkości kątovej elektrycznej i mechanicznej:

$$\frac{\Theta}{t} = \frac{p}{2} \cdot \frac{d\Theta_m}{dt} = \frac{p}{2} \omega \quad (5.16)$$

Moment elektromagnetyczny silnika jest zdefiniowany jako suma momentów generowanych przez poszczególne uzwojenia:

$$T_e = \frac{i_a e_a + i_b e_b + i_c e_c}{\omega} \quad (5.17)$$

Ponadto moment ten odpowiada momentowi mechanicznemu na wirniku:

$$T_e = J \frac{d\omega}{dt} + T_L + B_m \omega \quad (5.18)$$

gdzie, J to inercja wirnika [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$], B_m to tarcie wewnętrzne [$\frac{\text{Nm} \cdot \text{s}}{\text{rad}}$], a T_L moment obciążający [Nm].

Korzystając z przekształcenia Laplace'a równanie 4.17 możemy zapisać następująco:

$$\frac{\omega(s)}{T_e(s) - T_L(s)} = \frac{1}{Js + \theta} \quad (5.19)$$

Korzystając z powyższych równań możemy napisać równanie stanu dla jednego kanału silnika PMSM jako [71]:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \quad (5.20)$$

gdzie:

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{R}{L} & 0 & 0 & \frac{k_e \omega f(\theta)}{J} & 0 \\ 0 & -\frac{R}{L} & 0 & \frac{k_e \omega f(\theta - \frac{2\pi}{3})}{J} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{R}{L} & \frac{k_e \omega f(\theta + \frac{2\pi}{3})}{J} & 0 \\ \frac{k_e \omega f(\theta)}{J} & \frac{k_e \omega f(\theta - \frac{2\pi}{3})}{J} & \frac{k_e \omega f(\theta + \frac{2\pi}{3})}{J} & -B/J & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{P}{2} & 0 \end{bmatrix} \quad (5.21)$$

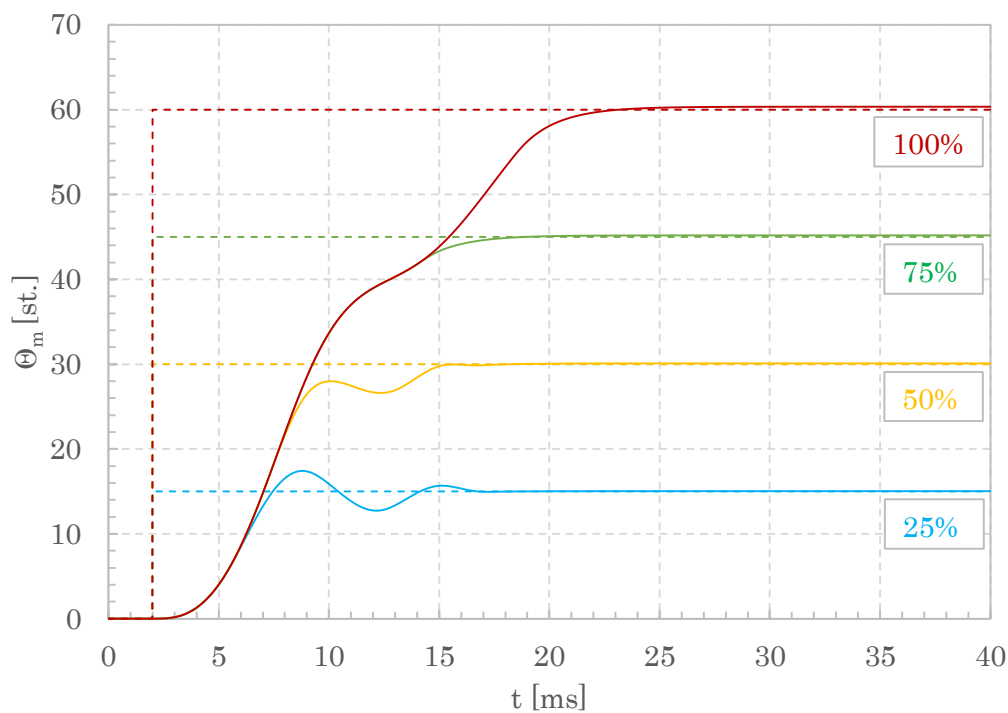
$$x(t) = \begin{bmatrix} I_a \\ I_b \\ I_c \\ \omega \\ \theta \end{bmatrix} \quad (5.22)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{1}{L} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{L} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{L} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{L} \end{bmatrix} \quad (5.23)$$

$$u(t) = \begin{bmatrix} V_a \\ V_b \\ V_c \\ T_L \end{bmatrix} \quad (5.24)$$

Powyższe równania zostały zaimplementowane w programie Matlab/Simulink. Wykorzystane dane liczbowe do symulacji zestawiono w dodatku A. Schematy symulacyjne pokazano na rys. B.1 - B.2 w dodatku B.

Na rys. 5.4 przedstawiono wyniki badań symulacyjnych odpowiedzi silnika na wymuszenia skokowe dla 25%, 50%, 75% i 100% możliwego kąta obrotu (± 60 st.).



Rys. 5.4. Symulacja charakterystyki skokowej silnika napędu suwaka

Czas odpowiedzi na wymuszenie skokowe wynosi od 5 ms w przypadku wymuszenia 25% do około 19 ms w przypadku wymuszenia 100%. Podczas wymuszenia 25% pojawia się przeregulowanie i wynosi około 4 stopnie. Dla wymuszeń powyżej 50% przeregulowanie nie występuje.

Na rys. 5.7 - 5.22 przedstawiono symulację parametrów elektrycznych silnika podczas wyznaczania charakterystyki skokowej. Rysunki 5.7, 5.11, 5.15, 5.19 przedstawiają sinusoidalny charakter zmian wstecznej siły elektromotorycznej BEMF. Siła ta jest proporcjonalna do prędkości i uzyskuje wartość maksymalną około 4 V (5.19), a następnie zanika po ustabilizowaniu żądanej pozycji kątowej.

Na rys. 5.9, 5.13, 5.17, 5.21 pokazano zmiany napięcia zasilającego w uzwojeniu silnika podczas wymuszenia skokowego. Charakter zmian napięcia jest impulsowy. Już w 1 ms regulator podaje maksymalną wartość napięcia zasilania, a następnie przełącza fazy zgodnie z sekwencją komutacji. Po osiągnięciu i ustabilizowaniu wirnika na docelowej pozycji kątowej napięcie maleje niemal do zera.

Na rys. 5.8, 5.12, 5.16, 5.20 przedstawiono charakterystyki prądowe. Prąd narasta w uzwojeniach ze znacznym opóźnieniem w stosunku do napięcia zasilania, co jest związane z niezerową indukcyjnością uzwojeń. Wartość maksymalna prądu wynosi około 0.45 A przy największej wartości wymuszenia.

Zamiana ruchu obrotowego silnika na ruch liniowy suwaka w serwozaworze realizowana jest za pomocą mimośrodowego mechanizmu korbowego, którego schemat kinematyczny pokazano na rys. 5.5. Droga przesunięcia suwaka dana jest wzorem [57]:

$$x_s = r_{so} \left(\sin \theta + \frac{l_s}{r_{so}} \sqrt{1 - \left(\frac{e_s - r \cos \theta}{l_s} \right)^2} \right) - s_{so} \quad (5.25)$$

gdzie:

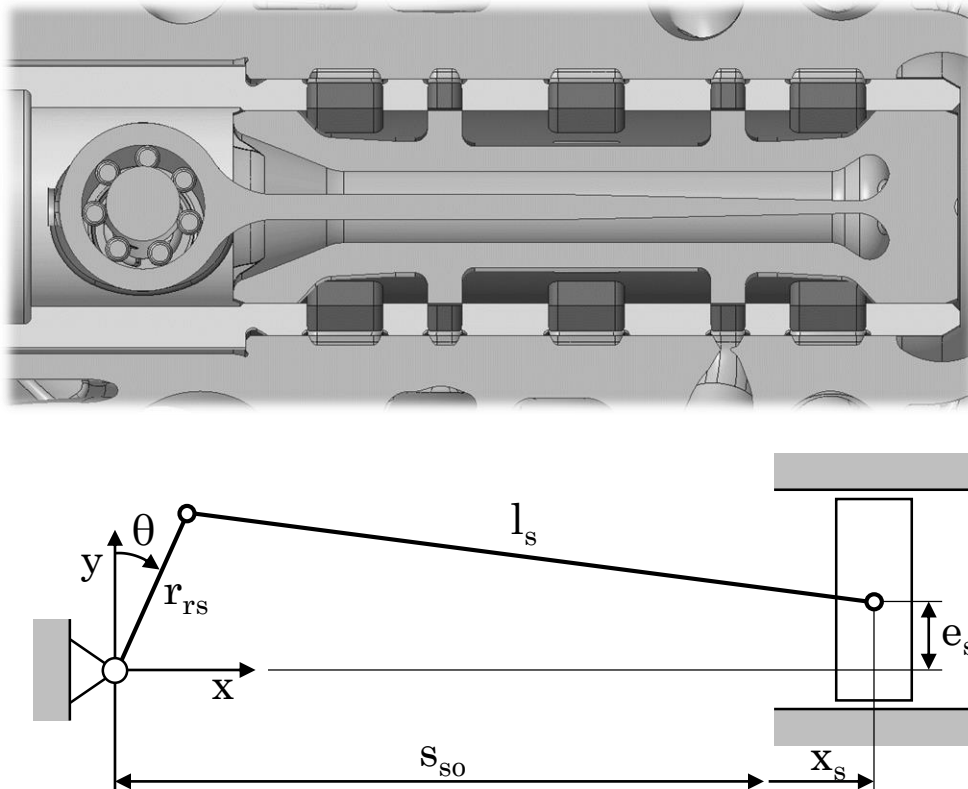
l_s - długość elementu giętkiego [m],

r_{so} - mimośród [m],

θ - pozycja kątowa wałka napędowego [rad],

e_s - wartość przesunięcia osi wałka napędu od osi suwaka [m],

s_{so} - położenie początkowe suwaka względem osi napędu [m].



Rys. 5.5. Schemat kinematyczny napędu suwaka

Prędkość suwaka jest pierwszą pochodną przemieszczenia względem czasu, którą możemy zapisać następująco:

$$\dot{x}_s = \frac{dx_s}{dt} = \frac{dx_s}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = r_{so} \left(\cos \theta - \frac{\sin \theta (e_s - r_{so} \cos \theta)}{l_s \sqrt{1 - \left(\frac{e_s - r_{so} \cos \theta}{l_s} \right)^2}} \right) \frac{d\theta}{dt} \quad (5.26)$$

Zależność $\frac{d\theta}{dt} = \omega = 2\pi f = \frac{\pi n}{30}$ to prędkość kątowna wałka napędowego silnika, natomiast n jest prędkością silnika wyrażoną w obr/min. Ostateczne równanie prędkości suwaka serwowalorowego przyjmie następującą postać:

$$\dot{x}_s = r_{so} \omega \left(\cos \theta - \frac{\sin \theta (e_s - r_{so} \cos \theta)}{l_s \sqrt{1 - \left(\frac{e_s - r_{so} \cos \theta}{l_s} \right)^2}} \right) \quad (5.27)$$

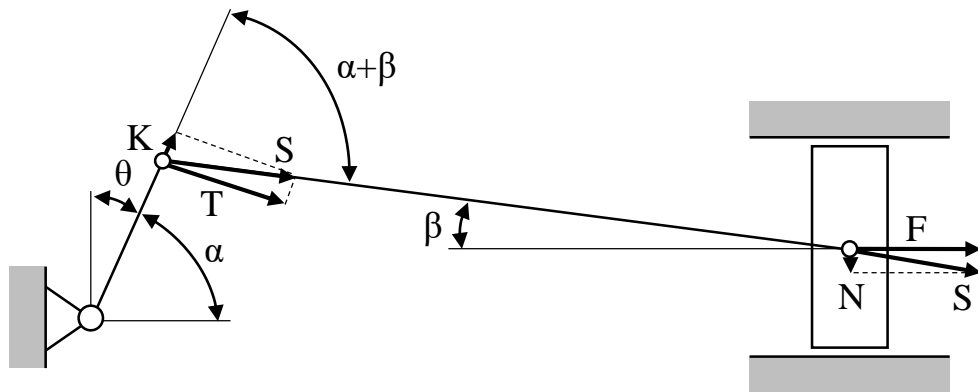
Przyspieszenie suwaka jest pierwszą pochodną prędkości względem czasu, które możemy zapisać następująco:

$$\ddot{x}_s = r_{so}\omega^2 \left(\begin{array}{l} -\frac{\cos\theta(e_s - r_{so}\cos\theta)}{l_s\sqrt{1 - \left(\frac{e_s - r\cos\theta}{l_s}\right)^2}} - \frac{r_{so}\sin^2\theta}{l_s\sqrt{1 - \left(\frac{e_s - r\cos\theta}{l_s}\right)^2}} \\ -\frac{r_{so}\sin^2\theta(e_s - r_{so}\cos\theta)^2}{l_{so}^3\left(1 - \left(\frac{e_s - r\cos\theta}{l_s}\right)^2\right)^{3/2}} - \sin\theta \end{array} \right) \quad (5.28)$$

Walek silnika elektrycznego wykonuje tylko ruch obrotowy w zakresie $\theta = \pm 60^\circ$, natomiast suwak porusza się wyłącznie ruchem posuwisto-zwrotnym. Naturalną konsekwencją tego układu jest występowanie przyspieszeń i opóźnień elementów składowych wchodzących w skład mechanizmu. Zgodnie z II zasadą dynamiki siły bezwładności suwaka możemy zapisać następująco:

$$F_{bs} = m_s\ddot{x}_s \quad (5.29)$$

Powyższe równanie nie uwzględnia wpływu siły ciężkości, która zależnie od zwrotu F_{bs} będzie zwiększać lub zmniejszać jej wartość. Na podstawie analizy podobnego mechanizmu przedstawionego w [55] przyjęte uproszczenie wprowadza błąd o wartości poniżej 1%. Na rys. 5.6 przedstawiono rozkład sił w analizowanym mechanizmie, na podstawie którego możliwe jest wyznaczenie momentu obciążającego silnik napędowy (na tym etapie nie będziemy uwzględniać sił wynikających od przepływu).



Rys. 5.6. Schemat przedstawiający rozkład sił w mechanizmie napędu suwaka

Siła wypadkowa działająca w osi suwaka została oznaczona jako F . Można ją rozłożyć na dwie składowe: składową normalną do tulei zaworowej - N oraz składową działającą wzdłuż elementu giętkiego S . Siłę S działającą w osi czopa korbowego napędu można rozłożyć na siłę T prostopadłą do wykorbienia napędu oraz siłę K skierowaną prostopadle do osi obrotu wałka napędowego. Siły te opisują następujące równania:

$$N = F \operatorname{tg} \beta \quad (5.30)$$

$$S = F \cos \beta \quad (5.31)$$

$$T = S \sin(\alpha + \beta) \quad (5.32)$$

$$K = S \cos(\alpha + \beta) \quad (5.33)$$

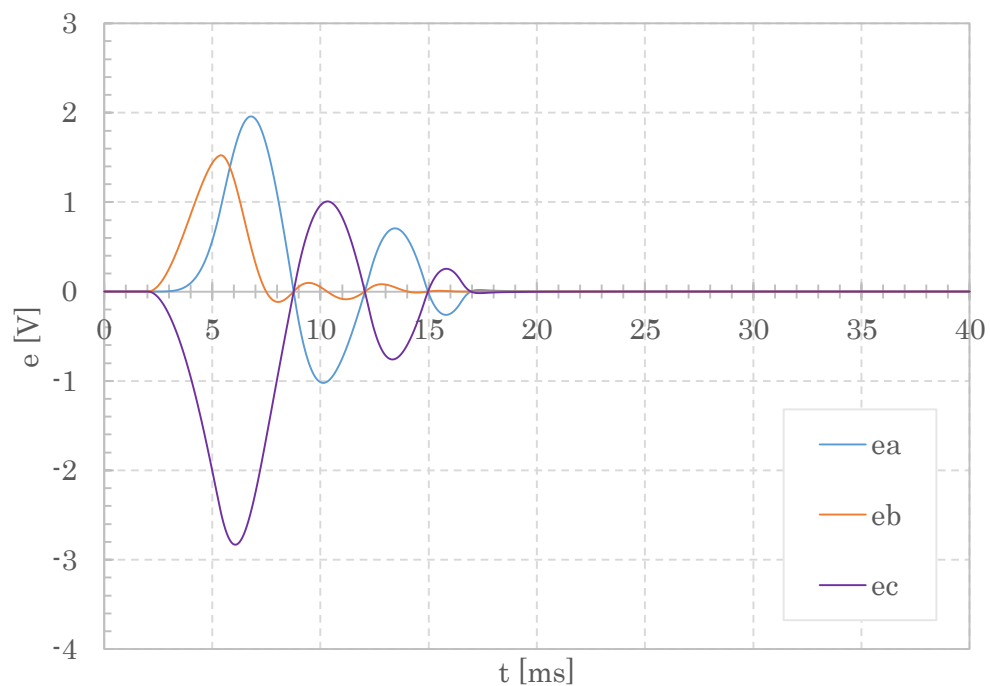
Występujący w równaniach 4.30-4.32 kąt odchylenia elementu giętego suwaka β wygodnie jest zastąpić zależnością z kątem $\alpha = 90^\circ - \theta$. Posługując się zależnościami trygonometrycznymi możemy napisać:

$$\sin \beta = \frac{r_{rs} \sin \alpha - e_s}{l_s} \quad (5.34)$$

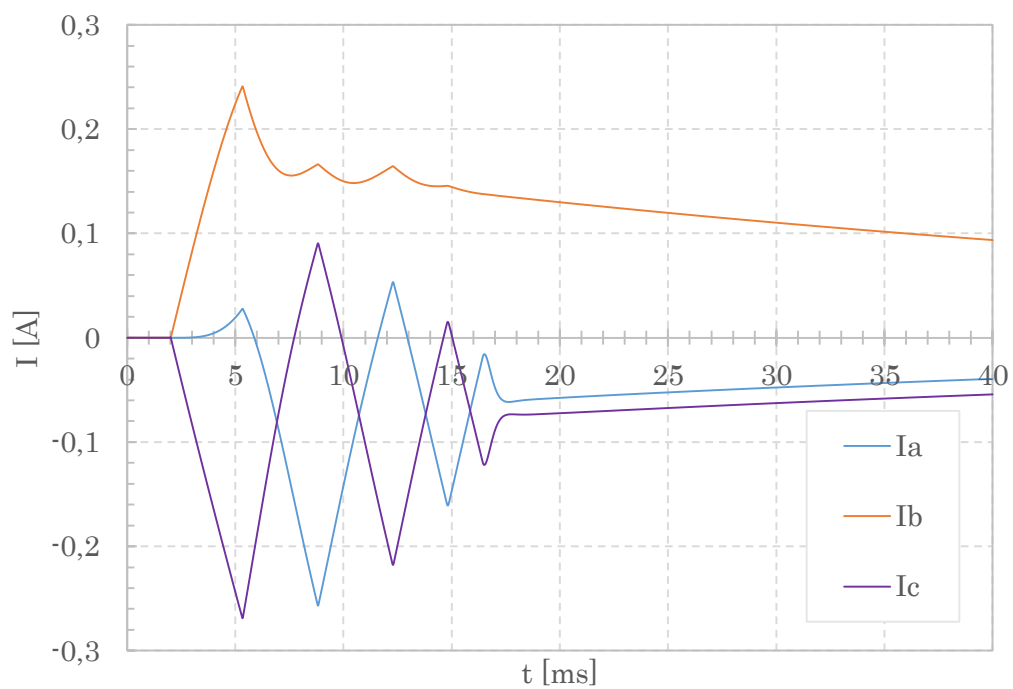
Znając promień wykorbienia wirnika napędowego suwaka, możliwe jest wyznaczenie chwilowego momentu obciążenia na silnik w zależności od sił działających na suwak zaworu, co opisane jest poniższym równaniem:

$$M = T r_{rs}. \quad (5.35)$$

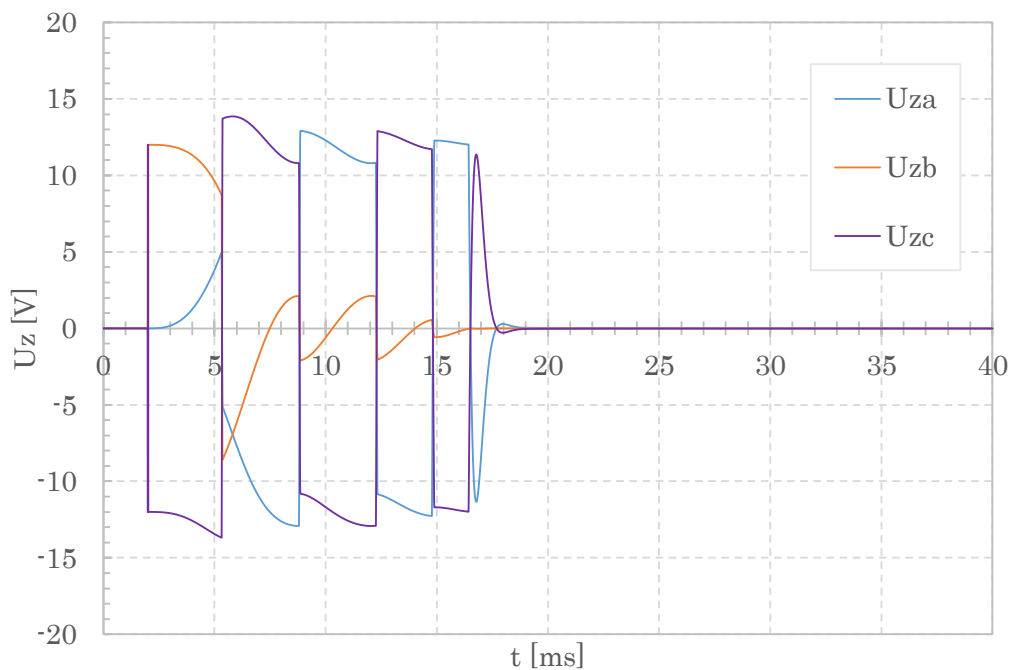
Na rys. 5.10, 5.14, 5.18, 5.22 przedstawiono charakterystyki momentowe napędu. Zmiana momentu odzwierciedla charakter obciążeń działających na ruchome komponenty wewnętrzne zaworu (wirnik+suwak). W pierwszej fazie dominuje obciążenie w postaci inercji ruchomego układu, następnie po osiągnięciu żądanej pozycji, dominują siły od przepływu działające na suwak.



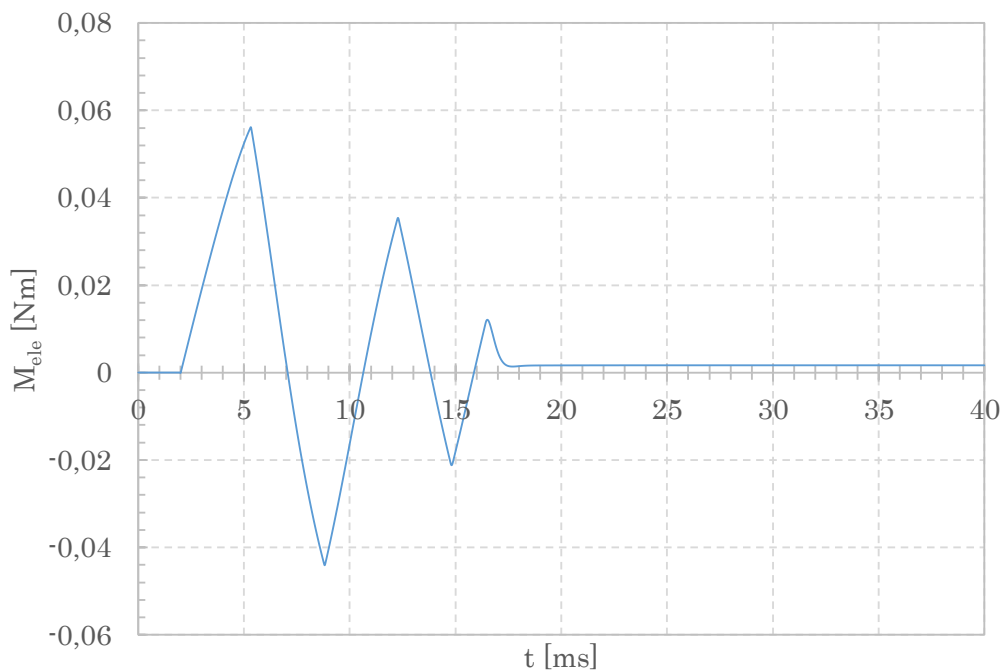
Rys. 5.7. Symulacja wstecznej siły elektromotorycznej BEMF napędu dla wymuszenia skokowego 25 proc.



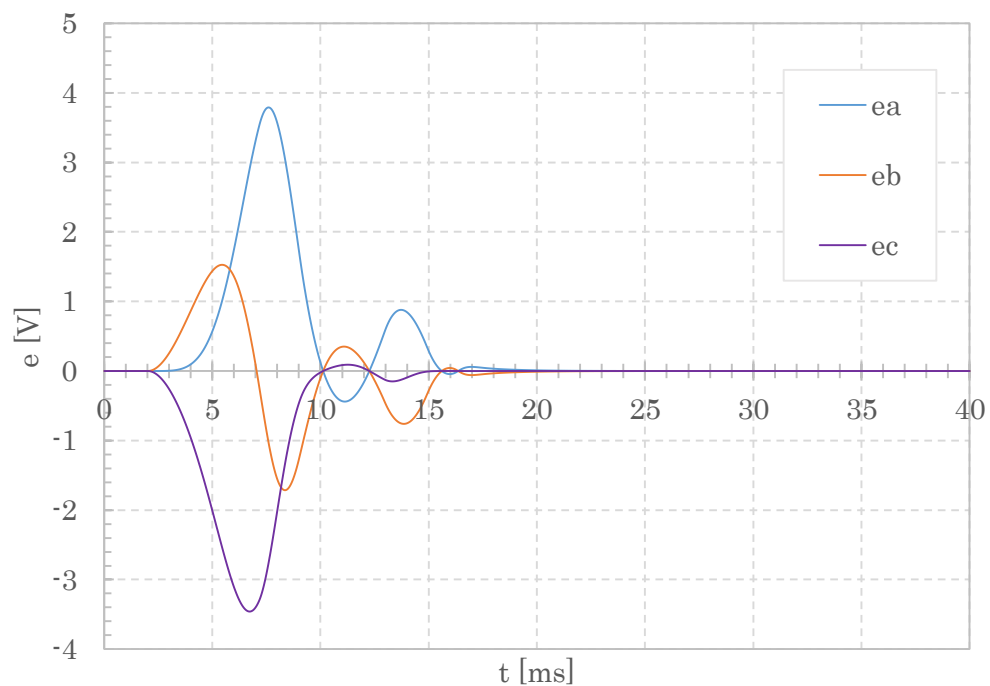
Rys. 5.8. Symulacja zmiany prądu w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 25 proc.



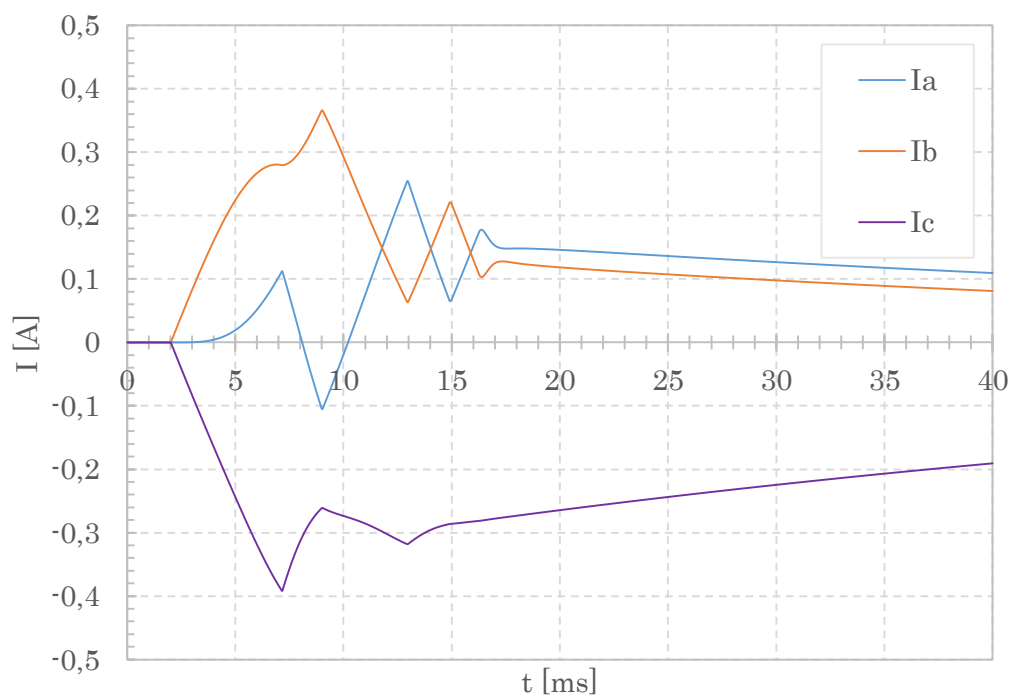
Rys. 5.9. Symulacja zmiany napięcia zasilania w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 25 proc.



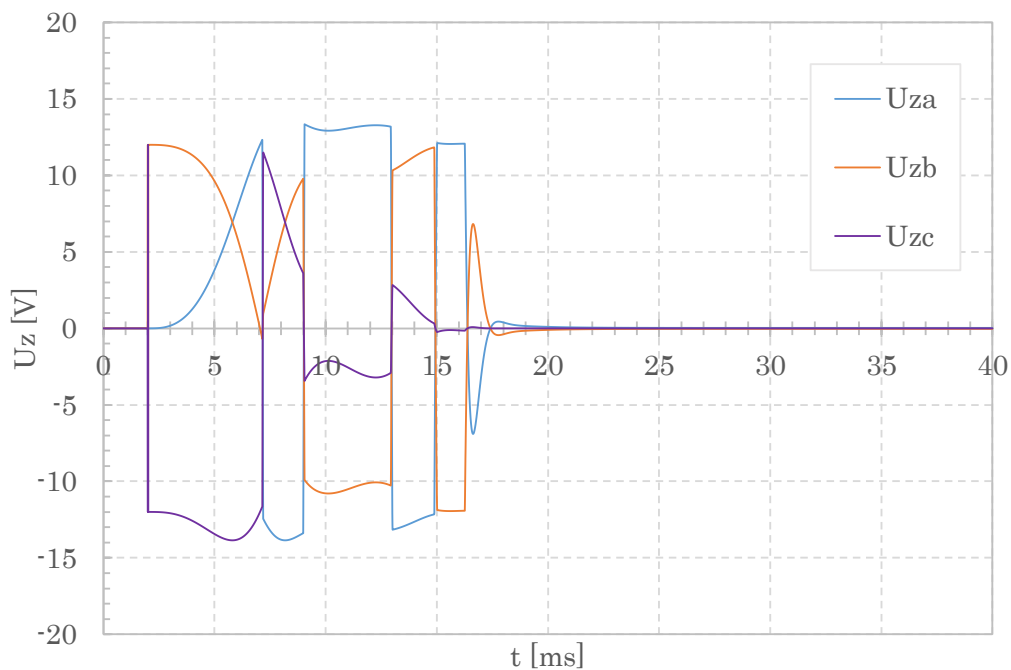
Rys. 5.10. Symulacja momentu elektromagnetycznego napędu dla wymuszenia skokowego 25 proc.



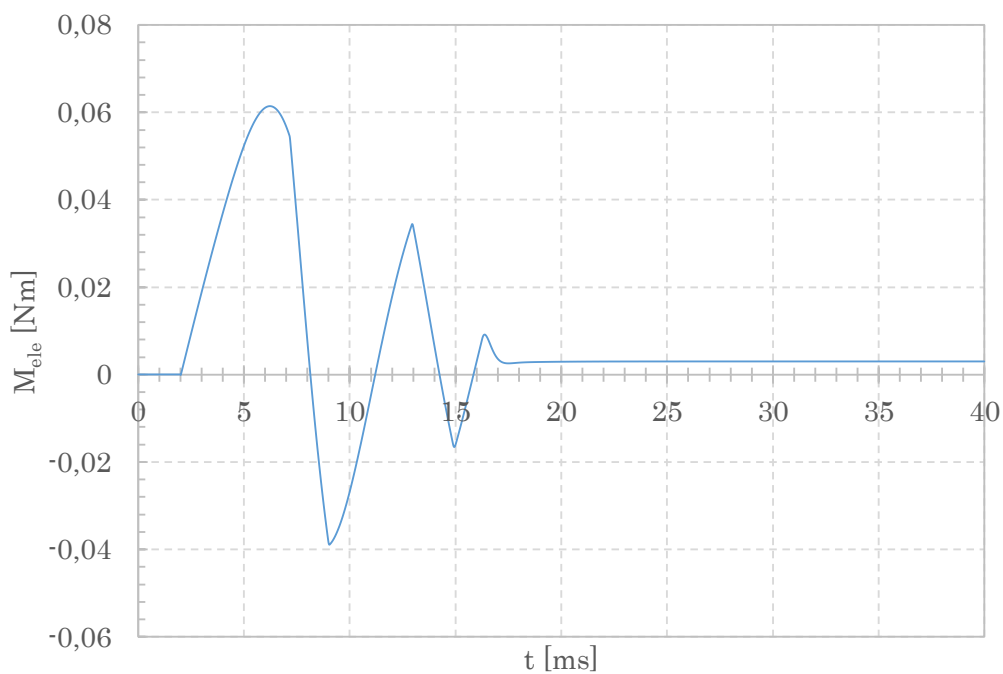
Rys. 5.11. Symulacja wstecznej siły elektromotorycznej BEMF napędu dla wymuszenia skokowego 50 proc.



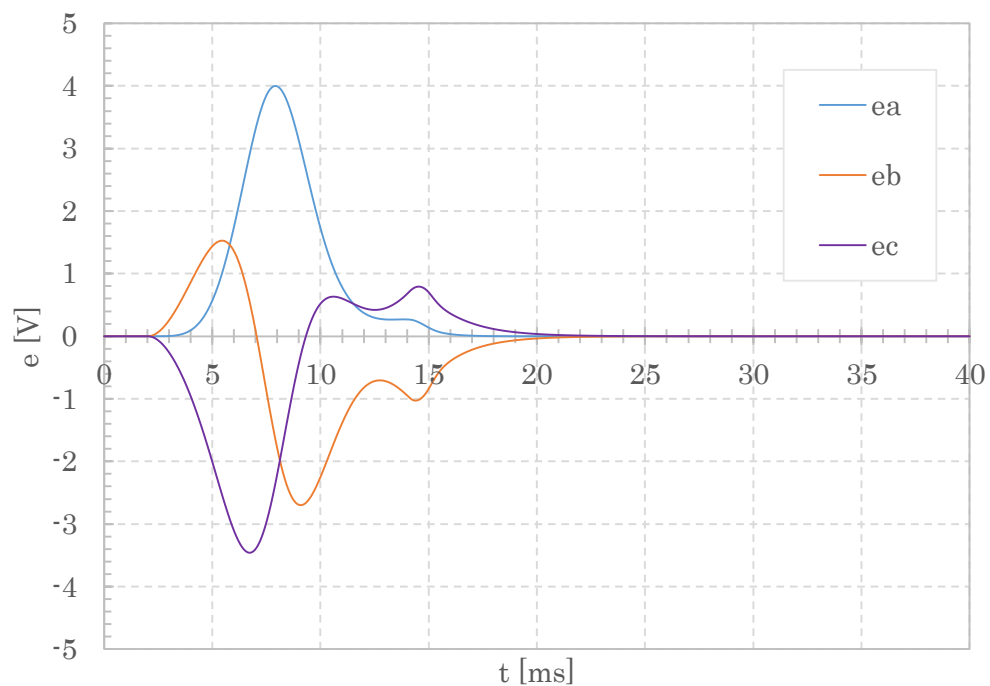
Rys. 5.12. Symulacja zmiany prądu w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 50 proc.



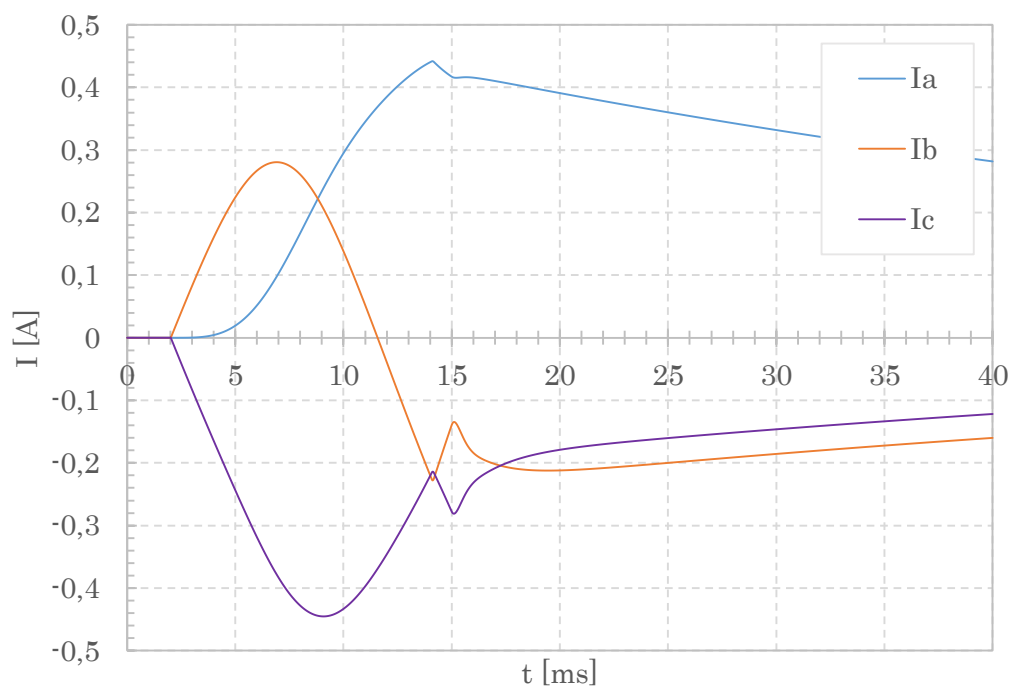
Rys. 5.13. Symulacja zmiany napięcia zasilania w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 50 proc.



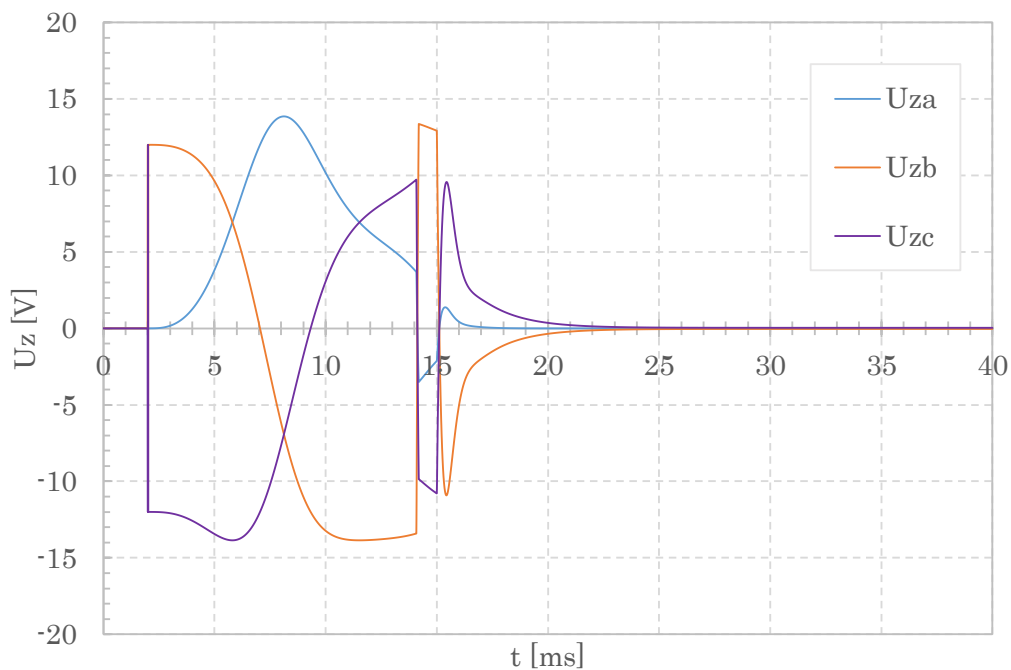
Rys. 5.14. Symulacja momentu elektromagnetycznego napędu dla wymuszenia skokowego 50 proc.



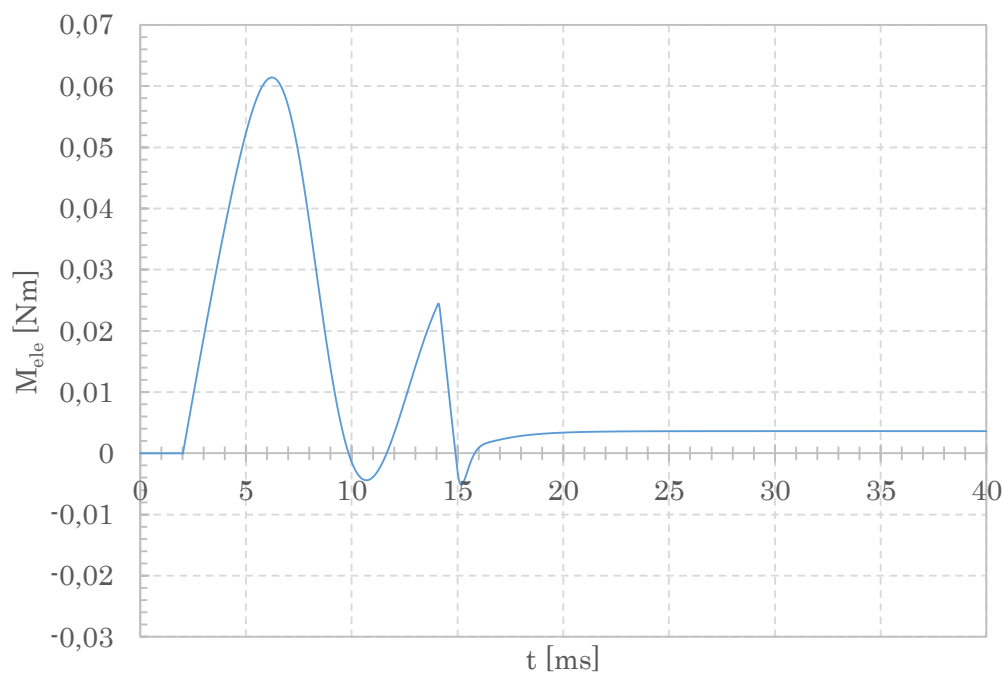
Rys. 5.15. Symulacja wstecznej siły elektromotorycznej BEMF napędu dla wymuszenia skokowego 75 proc.



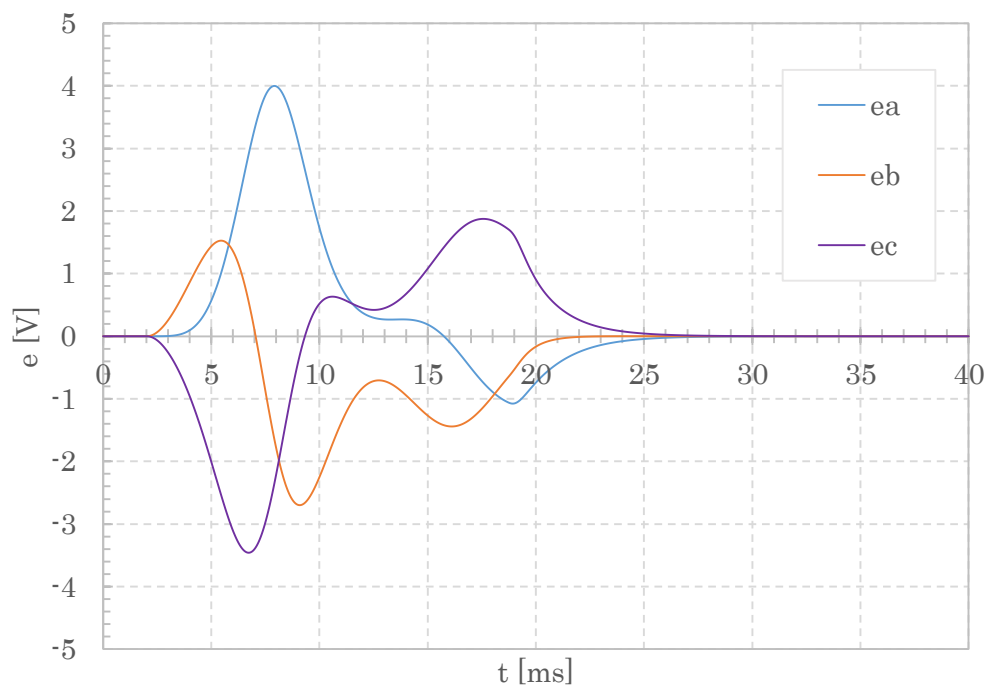
Rys. 5.16. Symulacja zmiany prądu w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 75 proc.



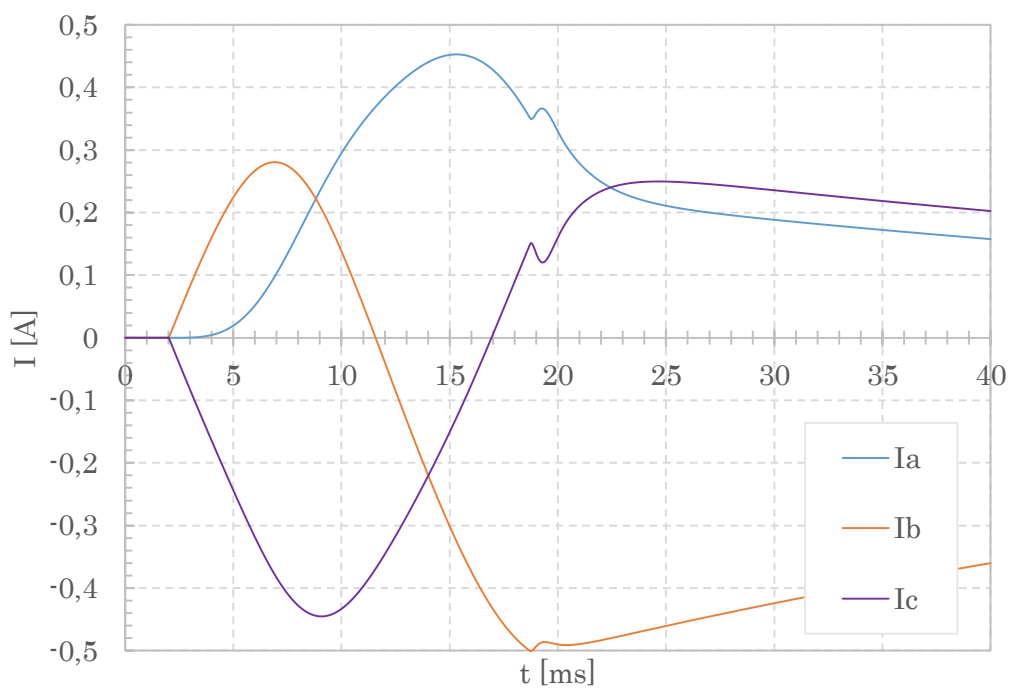
Rys. 5.17. Symulacja zmiany napięcia zasilania w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 75 proc.



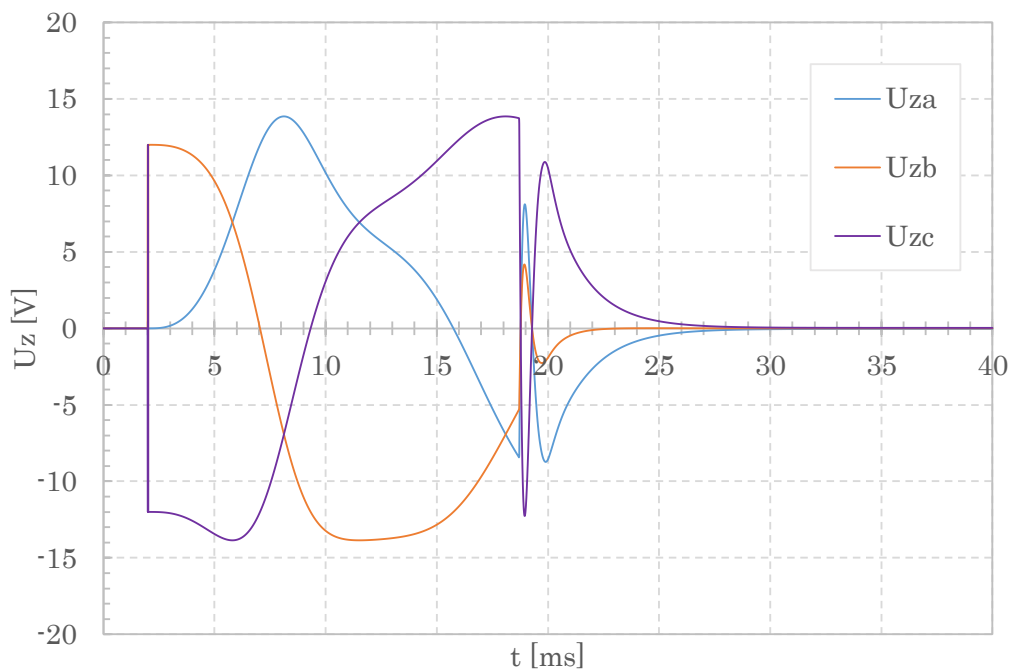
Rys. 5.18. Symulacja momentu elektromagnetycznego napędu dla wymuszenia skokowego 75 proc.



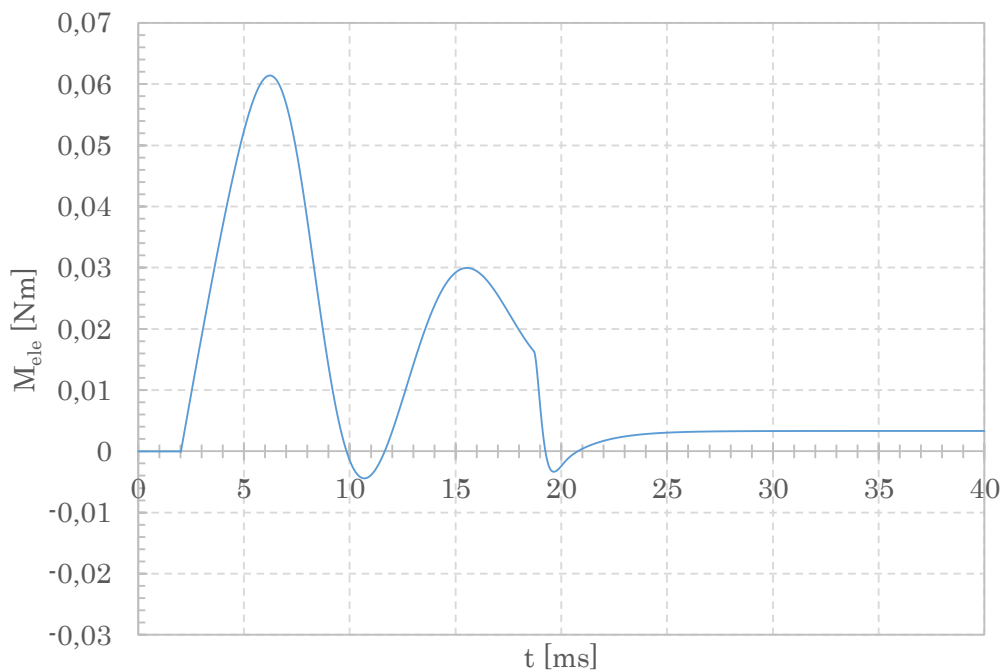
Rys. 5.19. Symulacja wstecznej siły elektromotorycznej BEMF napędu dla wymuszenia skokowego 100 proc.



Rys. 5.20. Symulacja zmiany prądu w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 100 proc.



Rys. 5.21. Symulacja zmiany napięcia zasilania w paśmie napędu dla wymuszenia skokowego 100 proc.

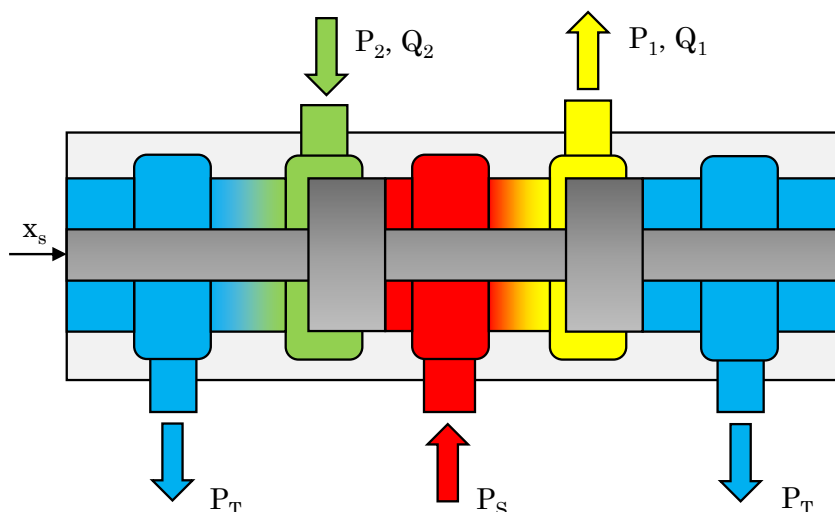


Rys. 5.22. Symulacja momentu elektromagnetycznego napędu dla wymuszenia skokowego 100 proc.

5.2. Modelowanie przepływu w serwozaworze o bezpośrednim napędzie suwaka

Serwozawory sterujące są urządzeniami, które wykorzystują ruch mechaniczny suwaka do kontroli przepływu w hydraulice siłowej [27, 65, 75]. Najczęściej generatorem ruchu w takim zaworze jest silnik elektryczny, który jest bezpośrednio połączony z suwakiem. Ruch obrotowy wirnika silnika jest przekształcany na ruch liniowy suwaka za pomocą np. mechanizmu korbowo-wodzikowego. Rozważając 4-drogowy serwozawór należy przyjąć następujące założenia:

- przepływ przez zawór jest symetryczny,
- mechaniczne, hydrauliczne i elektryczne zero (zamknięcie) zaworu jest idealnie w środkowej pozycji suwaka,
- krawędzie suwaka pasowane są idealnie względem krawędzi portów wewnętrznych tulei,
- przecieki wewnętrzne są pomijalne.



Rys. 5.23. Schematyczny przekrój zaworu hydraulicznego 4-drogowego, 3-pozycyjnego

Przepływ turbulentny przez rozdzielacz w zaworze pokazanym na rys. 5.23 można zapisać jako nieliniową zależność przepływu wynikającego z różnicy ciśnień w kanałach i w otworze sterującym [3, 9, 13, 103]:

$$Q_1 = C_v x_s [sg(x_s) \sqrt{(P_S - P_1)} + sg(-x_s) \sqrt{P_1 - P_T}] \quad (5.36)$$

$$Q_2 = C_v x_s [sg(x_s) \sqrt{(P_S - P_1)} + sg(-x_s) \sqrt{P_1 - P_T}] \quad (5.37)$$

gdzie: C_v to współczynnik przepływu zaworu, x_s to przesunięcie suwaka zaworu [m], P_S to ciśnienie zasilania [Pa], P_T to ciśnienie w zbiorniku [Pa], P_1 to ciśnienie w komorze pierwszej siłownika [Pa], P_2 to ciśnienie w komorze drugiej siłownika [Pa].

Współczynnik przepływu zaworu możemy zapisać jako [9]:

$$C_v = C_d w \sqrt{\frac{2}{\rho}}. \quad (5.38)$$

gdzie: C_d to współczynnik rozładowania w trakcie przepływu przez port sterujący, w to szerokość otwarcia portu [m²], ρ to gęstość cieczy [kg/m³]. W celu dokładnego wyznaczenia współczynnika C_d przeprowadza się badania eksperymentalne na stanowisku hydraulicznym lub wylicza się go komputerowo za pomocą metody CFD. Wyniki analizy CFD serwozaworu określające przepływ przy zadanym ciśnieniu i przesunięciu suwaka rozdzielacza przedstawiono w tab. 4.1.

Zakładając, że ciśnienie zasilania $P_S = \text{const.}$ oraz, że ciśnienie zbiornika P_T wynosi zero i różniczkując 5.36 i 5.37 w granicach punktu pracy zaworu x_{s0} możemy wyprowadzić współczynniki wzmocnienia przepływu i współczynniki przepływu-ciśnienia dla obu portów sterujących:

$$K_{q1} = C_v \sqrt{P_S - P_{10}}, K_{q2} = C_v \sqrt{P_{20}} \quad (5.39)$$

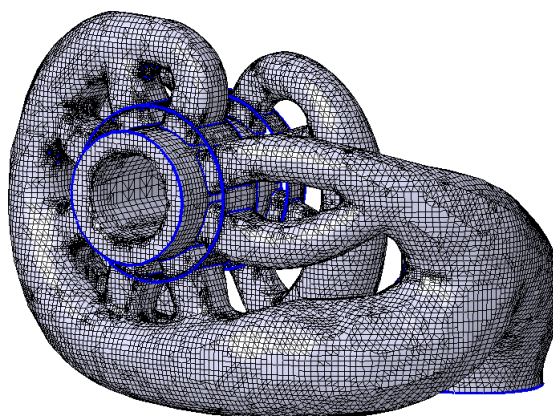
$$K_{c1} = \frac{C_v}{2} x_{s0} \sqrt{P_S - P_{10}}, K_{c2} = \frac{C_v}{2} x_{s0} \sqrt{P_{20}} \quad (5.40)$$

Biorąc pod uwagę, że rozważamy serwozawór o bezpośrednim napędzie, powyższe równania jak i te wyprowadzone dla napędu suwaka pozwalają w pełni na modelowanie charakterystyki statycznej i dynamicznej serwozaworu.

Tab. 5.1. Wyniki analiz CFD przepływu przez port sterujący serwo-zaworu

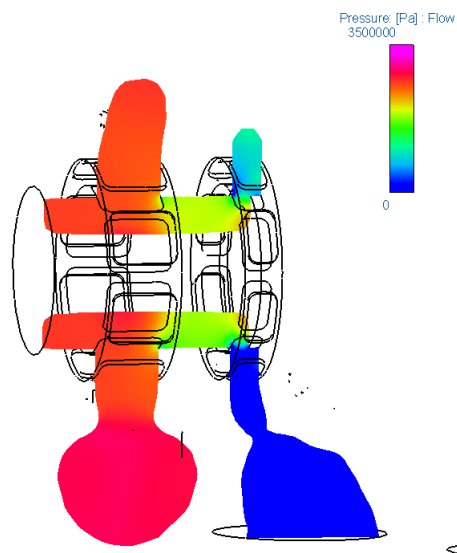
Pozycja suwaka	$\Delta P = 35$ bar	$\Delta P = 70$ bar	$\Delta P = 140$ bar
0 mm	0.2 l/min	0.4 l/min	0.6 l/min
0.1 mm	8.2 l/min	11.9 l/min	17.1 l/min
0.2 mm	15.9 l/min	22.9 l/min	32.9 l/min
0.3 mm	24.1 l/min	35 l/min	50.4 l/min
0.4 mm	32.2 l/min	47.2 l/min	68.8 l/min
0.5 mm	38.4 l/min	56.5 l/min	82.5 l/min
0.6 mm	43,2 l/min	63.9 l/min	93.6 l/min
0.7 mm	47.1 l/min	69.6 l/min	102.6 l/min
0.8 mm	50.4 l/min	75 l/min	109.8 l/min
0.9 mm	53.4 l/min	79.2 l/min	116.4 l/min

Obliczenia analityczne związane z przepływami wewnątrz elementów hydraulicznych takich jak zawory sterujące sprawiają sporo problemów. Dodatkowo wykorzystanie tzw. druku 3D podnosi stopień skomplikowania geometrii optymalizując ścieżki przepływowe trudne do wykonania za pomocą klasycznych metod wytwórczych. Rys. 5.24 pokazuje siatkę elementów skończonych medium wypełniającego rozpatrywany serwozawór.

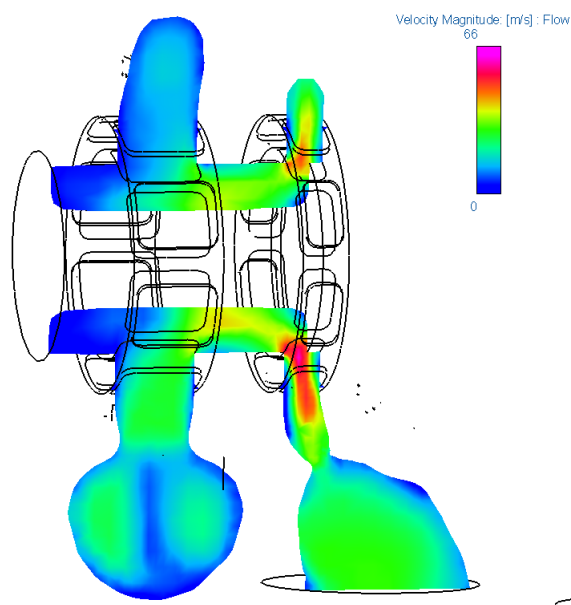
**Rys. 5.24.** Siatka MES wycinka zaworu sterującego

Analiza CFD została wykorzystana jako narzędzie wspomagające modelowanie, podnosząc stopień dokładności otrzymanych wyników (analiza w pełni

wykorzystuje geometrię 3D i uwzględnia np. chropowatość powierzchni). Dzięki zastosowaniu specjalistycznego oprogramowania możliwe stało się obliczenie spadków ciśnienia w kanałach, gdzie występuje zmiana kierunku przepływu (rys. 5.25) i prędkości medium w szczelinie kontrolnej (rys. 5.26).



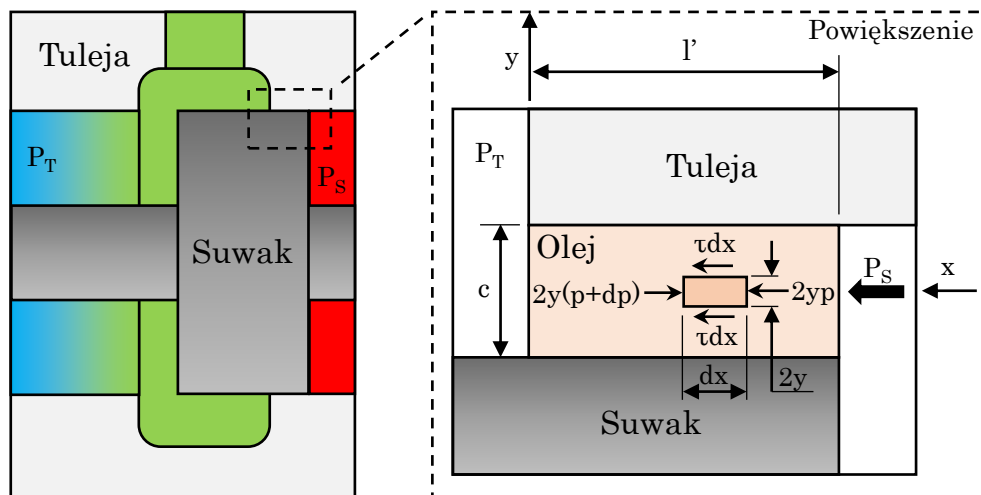
Rys. 5.25. Wynik analizy CFD przedstawiający zmiany ciśnienia wewnątrz serwozaworu



Rys. 5.26. Wynik analizy CFD przedstawiający zmiany prędkości medium

5.3. Modelowanie przecieku wewnętrznego serwozaworu sterującego

W celu określenia metody przecieku wewnętrznego pomiędzy krawędziami suwaka, a tuleją zaworową przyjmujemy, że porty zaworu są wystarczająco duże, aby spadek ciśnienia w samej porcie przy wycieku był niewielki. W początkowych rozważaniach pominiemy, brak koncentryczności pomiędzy średnicą wewnętrzną tulei, a średnicą zewnętrzną suwaka by później zastosować współczynnik korekcji dla tego warunku. Przeciek w serwozaworze to przepływ oleju pomiędzy portem zasilającym a portami pracy, zawsze w kierunku portu o najniższym ciśnieniu. Przepływ oleju jest spowodowany ciśnieniem zasilania p_s pokazanym na rysunku 5.27.



Rys. 5.27. Przepływ cieczi w szczelinie przyjęty do rozważań analitycznych

Założono, że przepływ przez szczelinę będzie laminarny, zmiana ciśnienia liniowa to jest, $p = p_s$ przy $x = 0$ do $p = 0$ przy $x = l'$. Rozważmy, element o grubości dx , wysokości $2y$ i dowolnej głębokości jednostkowej. Początek układu odniesienia został wybrany w punkcie środkowym szczeliny, a symetria wokół osi x jest implikowana z równymi naprężeniami ścinającymi τ na górnej i dolnej powierzchni. Równanie równowagi statycznej w kierunku osi x można zapisać następująco [18]:

$$-2y(p + dp) + 2yp + 2\tau dx = 0 \quad (5.41)$$

Upraszczając powyższe równanie możemy napisać, że:

$$\tau = y \frac{dp}{dx} \quad (5.42)$$

przy czym, równanie Newtona dla przepływu lepkiego jest następujące:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (5.43)$$

Teraz eliminując τ z równań 5.42 i 5.43 otrzymujemy [18]:

$$\frac{du}{dy} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} y \quad (5.44)$$

Zakładając, że $\frac{dp}{dx}$ ma wartość stałą i jednocześnie całkując względem y otrzymujemy:

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y^2 + C_1 \quad (5.45)$$

Biorąc pod uwagę warunki brzegowe dla równania 5.45, gdzie prędkość cieczy $u = 0$ dla $y = \pm c/2$ możemy zapisać:

$$0 = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} \left(\frac{c}{2}\right)^2 + C_1 \quad (5.46)$$

lub

$$C_1 = -\frac{c^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (5.47)$$

Podstawiając wyżej otrzymaną stałą do równania 5.45 otrzymujemy:

$$u = \frac{1}{8\mu} \frac{dp}{dx} (4y^2 - c^2) \quad (5.48)$$

Zakładając liniową zmianę ciśnienia w szczelnie napiszemy, że wynosi ono:

$$p = p_s - \frac{p_s}{l'} x \quad (5.49)$$

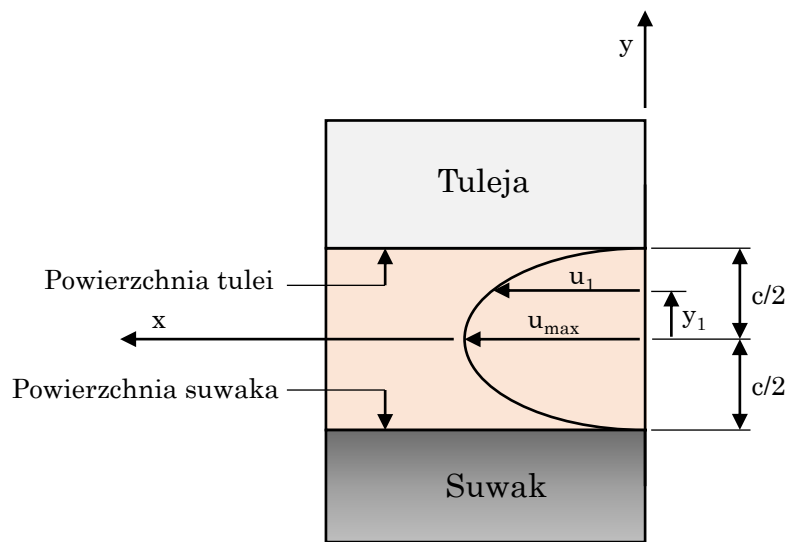
po przekształceniu powyższego równania gradient zmiany ciśnienia wynosi:

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{p_s}{l'} \quad (5.50)$$

Podstawiając równanie 5.50 do równania 5.48 uzyskujemy zależność między prędkością oleju, a współrzędną y :

$$u = -\frac{p_s}{8\mu l'}(c^2 - 4y^2) \quad (5.51)$$

Rysunek 5.28 przedstawia wizualizację zmiany prędkości oleju w szczelinie c opisanej powyższym wzorem.



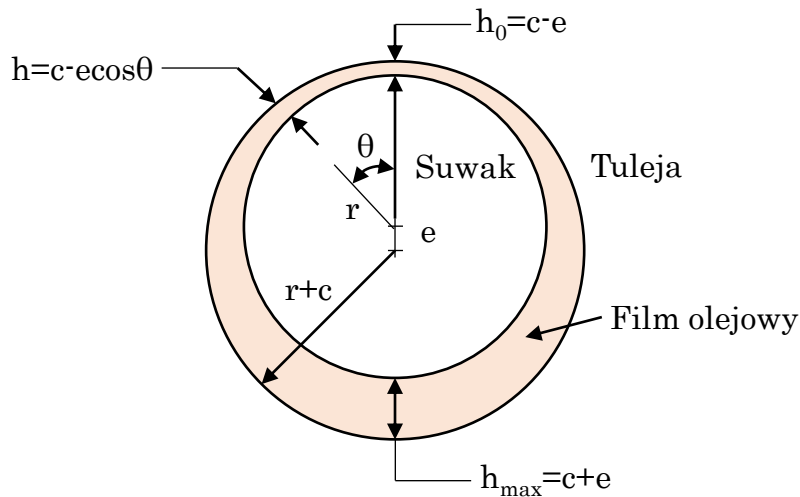
Rys. 5.28. Paraboliczny rozkład prędkości cieczy w szczelinie pomiędzy suwakiem, a tuleją

Rozkład prędkości w szczelinie jest paraboliczny, a jej wartość maksymalną (dla $y = 0$) występującą w centrum szczeliny możemy zapisać następująco:

$$u_{max} = \frac{p_s c^2}{8\mu l'} \quad (5.52)$$

Uwzględniając brak koncentryczności pomiędzy suwakiem a tuleją, w tak powstałej szczelinie utworzony został film olejowy o grubości $h = c - ecos\theta$, pokazany na rys. 5.29. Podstawiając h za c w równaniu 5.52, przy wartości średniej prędkości wynoszącej $2/3$ maksimum, średnia prędkość cieczy w dowolnym położeniu kątowym θ wynosi [18]:

$$u_{av} = \frac{2 p_s h^2}{3 8\mu l'} = \frac{p_s h^2}{12\mu l'}(c - ecos\theta)^2 \quad (5.53)$$



Rys. 5.29. Model szczeliny powstałej po spasowaniu suwaka do tulei zaworowej

Znając prędkość cieczy w szczelinie, możemy obliczyć jej elementarną ilość na tzw. pokryciach zaworowych na obu portach sterujących w dowolnej pozycji θ :

$$dQ_s = 2u_{av}dA = 2u_{av}(rhd\theta) \quad (5.54)$$

gdzie dA to powierzchnia elementarna. Powyższe równanie po przekształceniach z wykorzystaniem równań 5.50 i 5.53 możemy zapisać następująco:

$$dQ_s = \frac{p_s r}{6\mu l'} (c - e \cos \theta)^3 d\theta \quad (5.55)$$

Po scałkowaniu po pełnym obwodzie średnicy zewnętrznej suwaka otrzymujemy wzór na całkowity przeciek wewnętrzny serwozaworu [18]:

$$Q_s = \int dQ_s = \frac{p_s r}{6\mu l'} \int_0^{2\pi} (c - e \cos \theta)^3 d\theta = \frac{p_s r}{6\mu l'} (2\pi c^3 + 3\pi c e^2) \quad (5.56)$$

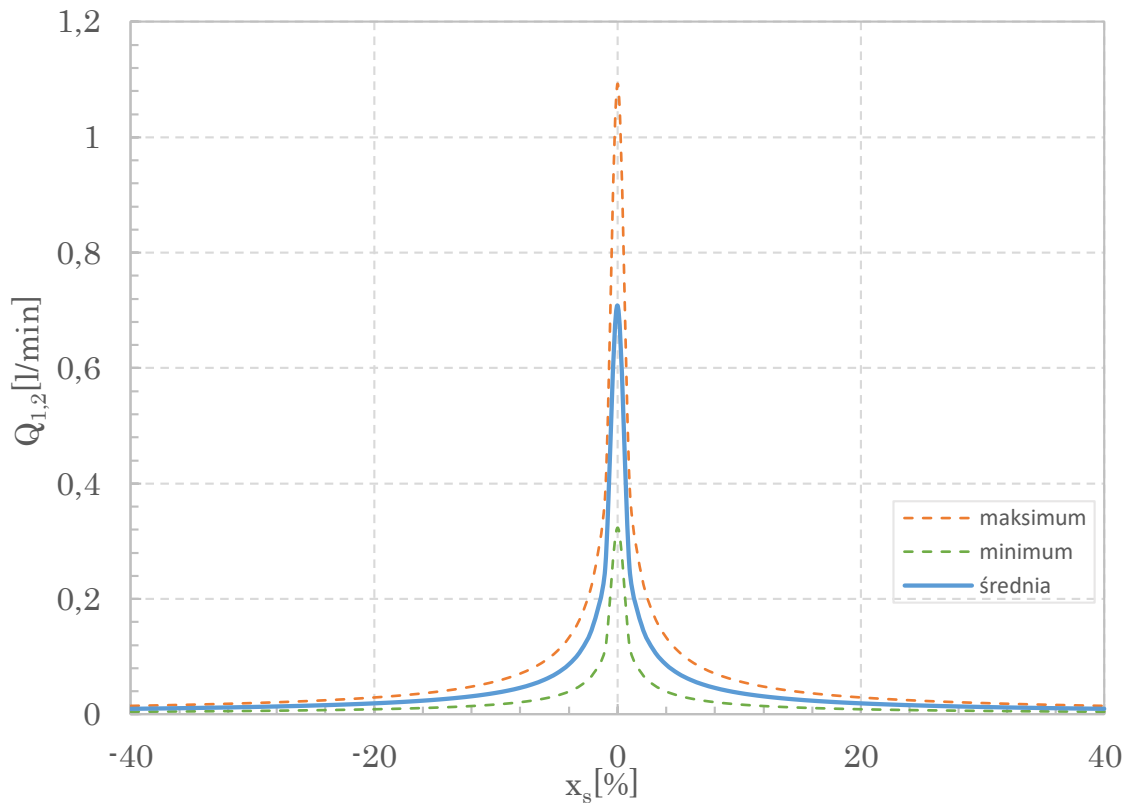
Po podstawieniu $\epsilon = e/c$ powyższe równanie możemy uprościć i zapisać w następujący sposób:

$$Q_s = \frac{\pi p_s r c^3}{3\mu l'} (1 + 1.5\epsilon^2) \quad (5.57)$$

gdzie: Q_s to przeciek wewnętrzny [m^3/s], p_s - ciśnienie zasilania [Pa], r - promień suwaka [m], c - luz wewnętrzny [m], μ - lepkość [$\text{Pa} \cdot \text{s}$], l' - długość przekrycia

krawędzi [m], ϵ - współczynnik zależny od luzu wewnętrznego i koncentryczności położenia suwaka w tulei.

Korzystając ze wzoru 5.57 zamodelowano przeciek całkowity serwozaworu dla danych opisanych w dodatku A i charakterystykę przecieku wewnętrznego pokazano na rys. 5.30.

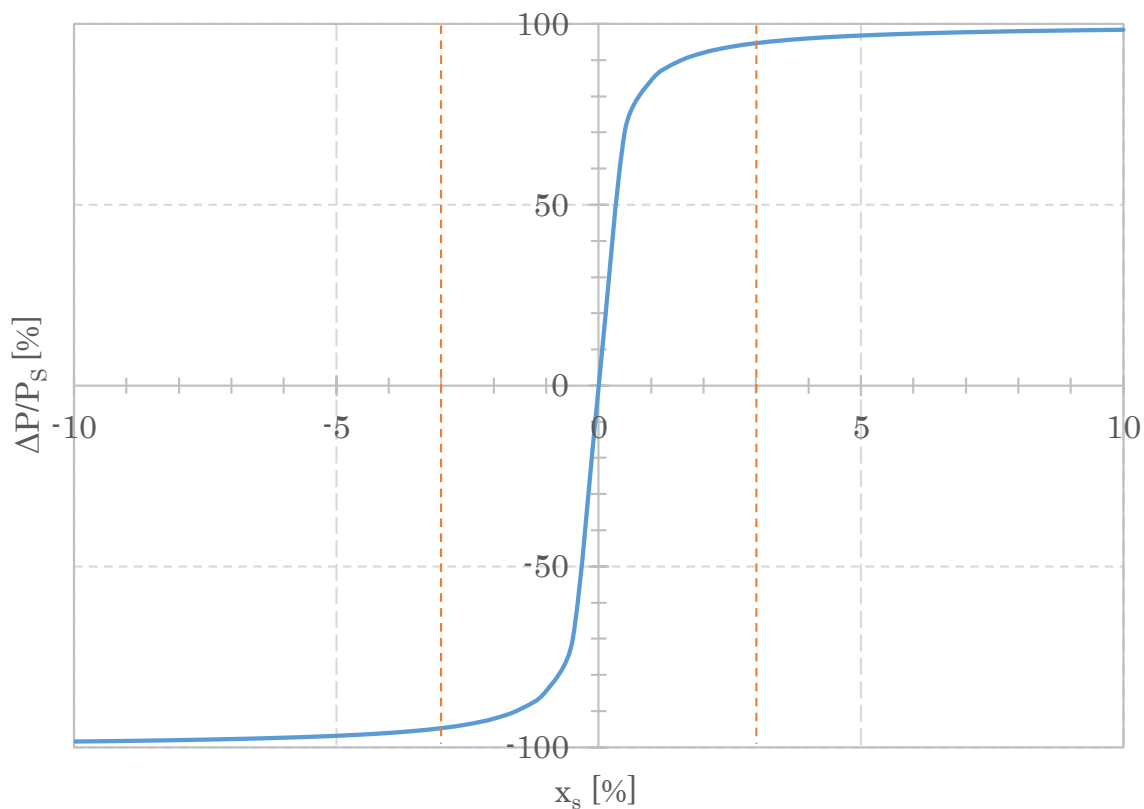


Rys. 5.30. Modelowana charakterystyka przecieku wewnętrznego na serwozaworze uwzględniająca tolerancje pasowania elementów wewnętrznych

Przeciek wewnętrzny serwozaworu, spasowanie krawędzi sterujących, promień naroża na krawędziach sterujących, spasowanie współpracujących ze sobą elementów, z których wszystkie muszą mieścić się w granicach tolerancji mają wpływ na charakterystykę wzmocnienia ciśnieniowego. W praktyce wyznaczenie charakterystyki ciśnieniowej jest ważnym elementem kontroli jakości. Przyrost ciśnienia jest bardzo wrażliwy na już stosunkowo niewielkie różnice w wymiarach wewnętrznych i może się znacznie różnić w zależności od badanego zaworu. Na rys. 5.31 pokazano teoretyczną charakterystykę wzmocnienia ciśnienia dla serwozaworu. Ciśnienie w zaworze zmienia się gwałtownie przy przejściu przez

punkt zamknięcia z jednego portu pracy do drugiego. Przyrost ciśnienia przy wartości sygnału zadanego około 3 % powinien osiągać 70-90 % ciśnienia zasilania. Funkcję, która najlepiej opisuje powyższą nieliniowość możemy zapisać następująco:

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_s} = \frac{e^{x_s} - e^{-x_s}}{e^{x_s} + e^{-x_s}} \quad (5.58)$$



Rys. 5.31. Charakterystyka modelu wzmocnienia ciśnienia w serwowalwie sterującym

5.4. Analiza i modelowanie sił działających na suwak rozdzielacza

Przepływ ciecchy przez rozdzielacz sterujący powoduje powstawanie sił działających na suwak zaworu. Ogólne rozwiązanie problemów dynamiki hydrostatycznego układu napędowego lub elementu hydraulicznego jest bardzo trudne, jeśli uwzględnia się wszystkie czynniki związane z jego pracą, np. przy nagłej zmianie wydajności pompy zmienia się nagle ciśnienie i prędkość przepływu medium [77]. W związku z tym, w układzie hydraulicznym mogą zachodzić skomplikowane procesy np. o charakterze drgań tłumionych. Pojawiające się drgania w układzie hydraulicznym są następstwem zmian stanów przejściowych. W stanach przejściowych dochodzi do nagłych zmian ciśnienia powodujących m.in. zmienny przyływ w serwozaworze oraz zmiany wartości siły tarcia pomiędzy spasowanymi elementami mechanicznymi. Wpływ na siły związane z przepływem ciecchy ma również lepkość czynnika roboczego, która jest zależna o temperatury. Budując model matematyczny sił działających na suwak rozdzielacza przyjęto pewne uproszczenia w celu opisu zjawiska w stanie quasi-ustalonym tak, aby otrzymać równania końcowe w postaci możliwej do rozwiązania:

- pominięto zjawiska mające mały wpływ na układ hydrauliczny,
- badany układ nie wpływa na zmianę środowiska badawczego,
- dokonano linearyzacji zależności w celu uproszczenia zjawisk opisujących przyczyny i skutki,
- parametry fizyczne układu nie są zmienne w czasie,
- przejściowe stany nieokreśloności i szумы są pomijane.

Dalej, na podstawie schematu 5.23 dokonano dodatkowych założeń:

- pominięto pulsację ciśnienia,
- wymiary układu nie zmieniają się wraz ze wzrostem działających sił,
- transportowana masa oleju podczas ruchu suwaka jest pomijalnie mała,
- przyjęto parametry (siły) skupione,
- pominięto straty ciśnienia w przewodach doprowadzających,
- brak występowania zjawiska kawitacji czynnika roboczego,

- brak zmian właściwości fizycznych czynnika roboczego,
- układ mocy hydraulicznej pracuje w stanie quasi-ustalonym.

Siły działające na suwak serwo-rozdzielacza możemy podzielić ze względu na kierunek działania to znaczy na siły poprzeczne i wzdłużne. Siły te generują opory ruchu, które bezpośrednio obciążają silnik napędowy (zależność ta dotyczy przede wszystkim zaworów o bezpośrednim napędzie). Siły poprzeczne nie mają bezpośredniego wpływu na ruch suwaka ale działając prostopadle do osi suwaka, powodują wzrost siły tarcia na styku powierzchni suwaka i tulei. Zazwyczaj, kanały wewnętrzne w zaworze projektowane są w taki sposób, aby rozkład ciśnienia działającego na suwak był równomierny na całym jego obwodzie, a siła wypadkowa nacisku suwaka była bliska zeru.

Siła osiowa potrzebna do wprowadzenia w ruch suwaka jest zatem sumą sił bezwładności suwaka (siły bezwładności) wraz z masą cieczy pomiędzy portami sterującymi i sił związanych z przepływem cieczy. Siłę bezwładności suwaka można zapisać korzystając z II zasady dynamiki:

$$F_{bs} = m_s \ddot{x}_s \quad (5.59)$$

gdzie: m_s - masa ruchomych elementów suwaka wraz z masą cieczy z nim związanej, x_s - przemieszczenie suwaka.

Przy dobrych warunkach smarowania pary suwakowej można pominąć tarcie Coulomba [62, 77]. Ze względu na rozpatrywanie serwo-zaworu, gdzie występują znaczne wymuszenia kinematyczne i duże prędkości liniowe należy uwzględnić tarcie newtonowskie, które opisane jest następującym wzorem:

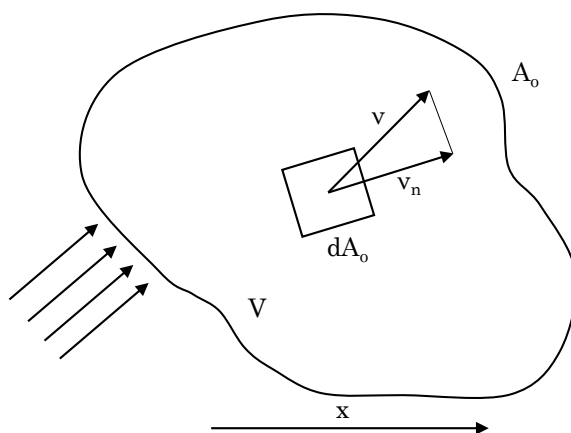
$$F_{ts} = \pi d_s \frac{l}{h} \mu \dot{x}_s \quad (5.60)$$

gdzie: d_s - średnica zewnętrzna suwaka, l - długość tłoczka, h - grubość szczeliny, μ - współczynnik tarcia.

Siły hydrostatyczne generowane przepływem cieczy przez kanały sterujące i szczeliny pomiędzy suwakiem, a tuleją są wynikiem różnicy ciśnień strumienia wejściowego i wyjściowego spowodowanej ograniczeniem przepływu na szczelinie sterującej. Różnice te są niewielkie, jednak biorąc pod uwagę tolerancję wykonania pasowanych elementów oraz oddziaływanie ciśnienia na większe powierzchnie

siły te mogą okazać się całkiem znaczne. W serwowzorach hydraulicznych, gdzie mamy do czynienia z najwyższą starannością wykonania (rozpatrujemy błędy na poziomie μm) możemy przyjąć, że siły te kompensują się.

Siły hydrodynamiczne powodowane są zmianą pędu strugi i zazwyczaj osiągały wartości, których nie można pominąć w rozpatrywaniu dynamicznym pary suwakowej. Siły te oddziałują na suwak i na strumień przepływającej wewnątrz zaworu cieczy. Wyznacza się je rozwiązując układ dwóch równań podstawowych opisujących dowolny bezzródłowy obszar A_0 i objętość V , przez którą płynie ciecz o gęstości ρ (rys. 5.32) [77]:



Rys. 5.32. Objętość cieczy V ograniczona zamkniętą powierzchnią A_0

- równanie deficytu pędu:

$$\bar{P} = \frac{\partial}{\partial t}(m\bar{v}) \quad (5.61)$$

- równanie ciągłości przepływu:

$$\iint_{A_0} \rho \nu_n dA_0 + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \frac{\partial \rho}{\partial t} dt dV = 0 \quad (5.62)$$

gdzie: ν_n - składowa normalna prędkości ν do powierzchni A_0

Rozwiązując powyższe równania otrzymuje się wartość siły hydrodynamicznej dla założonego kierunku x [77]:

$$\bar{F} dx = - \iint_{A_0} \rho \nu_n \nu_x dA_0 + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho \nu_x dV \quad (5.63)$$

Pierwszy składnik całkowania w powyższym równaniu jest składową wynikającą ze zmiany pędu podczas przepływu ustalonego ($Q = \text{const}$), drugi podczas

przepływu nieustalonego ($Q \neq \text{const}$). W przypadku rozpatrywania jednowymiarowego przepływu nieściśliwej cieczy ($\rho = \text{const}$) równanie to można uprościć jak poniżej:

$$\bar{F} dt = m d\bar{v} \quad (5.64)$$

po podstawieniu $dm = \rho Q dt$ otrzymamy:

$$\bar{F} = \rho Q dt \frac{d\bar{v}}{dt} \quad (5.65)$$

Rozpatrując przepływ ustalony siła potrzebna do zmiany prędkości pomiędzy dwoma dowolnymi przekrojami rozpatrywanego obszaru będzie równa:

$$\bar{F} = \int \rho Q d\bar{v} = \rho Q (\bar{v}_2 - \bar{v}_1) \quad (5.66)$$

Rozpatrując przepływ nieustalony należy wziąć pod uwagę dodatkową składową siły, wynikającą z pochodnej lokalnej. Po podstawieniu do (5.65) poniższych zależności: $m = \rho l_p A_0$ oraz $\nu = \frac{Q}{A_0}$ skąd $\frac{d\nu}{dt} = \frac{1}{A_0} \frac{dQ}{dt}$ gdzie: l_p - odległość pomiędzy rozpatrywanymi przekrojami.

Po dokonanych podstawieniach możemy zapisać wartość siły hydrodynamicznej, która nadaje przyspieszenie powstającemu słupowi cieczy następująco:

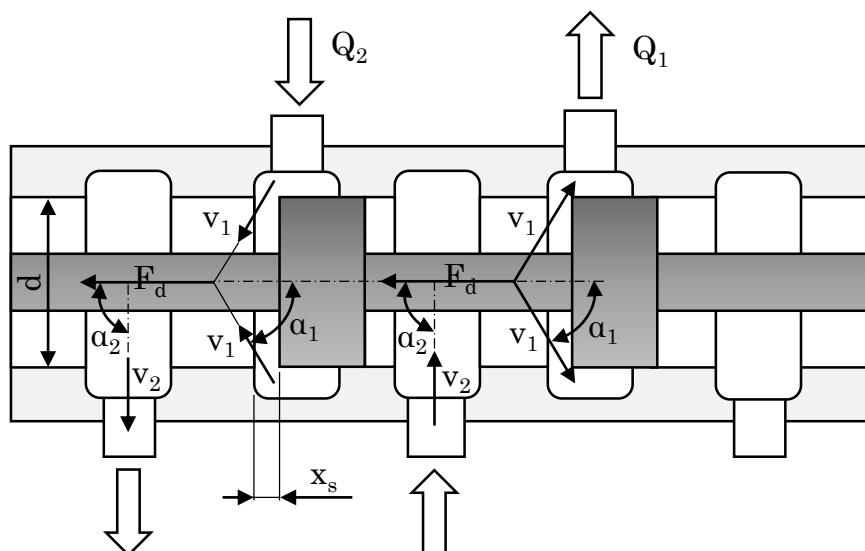
$$F_d = \rho l_d \frac{dQ}{dt} \quad (5.67)$$

gdzie: l_d - długość rozpatrywanego słupa cieczy.

Siły hydrodynamiczne działają zawsze przeciwnie do kierunku ruchu suwaka, przeciwstawiając się jego przemieszczaniu. Na rys. 5.33 pokazano schematycznie suwak rozdzielacza z zaznaczonymi siłami działającymi podczas jego przemieszczania. Lewa strona krawędzi sterującej otwiera port połączony do zbiornika, natomiast prawa strona otwiera drogę pomiędzy zasilaniem hydraulicznym a odbiornikiem. Dla przepływu ustalonego wartość siły hydrodynamicznej możemy obliczyć następująco [77]:

$$F_d = \rho Q [\nu_2 \cos \alpha_2 - \nu_1 \cos(180 \pm \alpha_1)] = \rho Q \nu_1 \cos \alpha_1 \quad (5.68)$$

z uwagi na to, że $\cos \alpha = \cos \frac{\pi}{2} = 0$ oraz $\cos(180 \pm \alpha_1) = -\cos \alpha_1$. W analogiczny sposób możemy zapisać wartość siły hydrodynamicznej dla prawej strony. Rozpatrując przepływ nieustalony należy uwzględnić jeszcze składową siły wynikającą



Rys. 5.33. Schemat suwaka serwowalnego obciążonego siłami hydrodynamicznymi, na podstawie [77]

z przyspieszania słupa cieczy znajdującego się pomiędzy krawędziami sterującymi, a zatem wartość siły hydrodynamicznej możemy zapisać następująco:

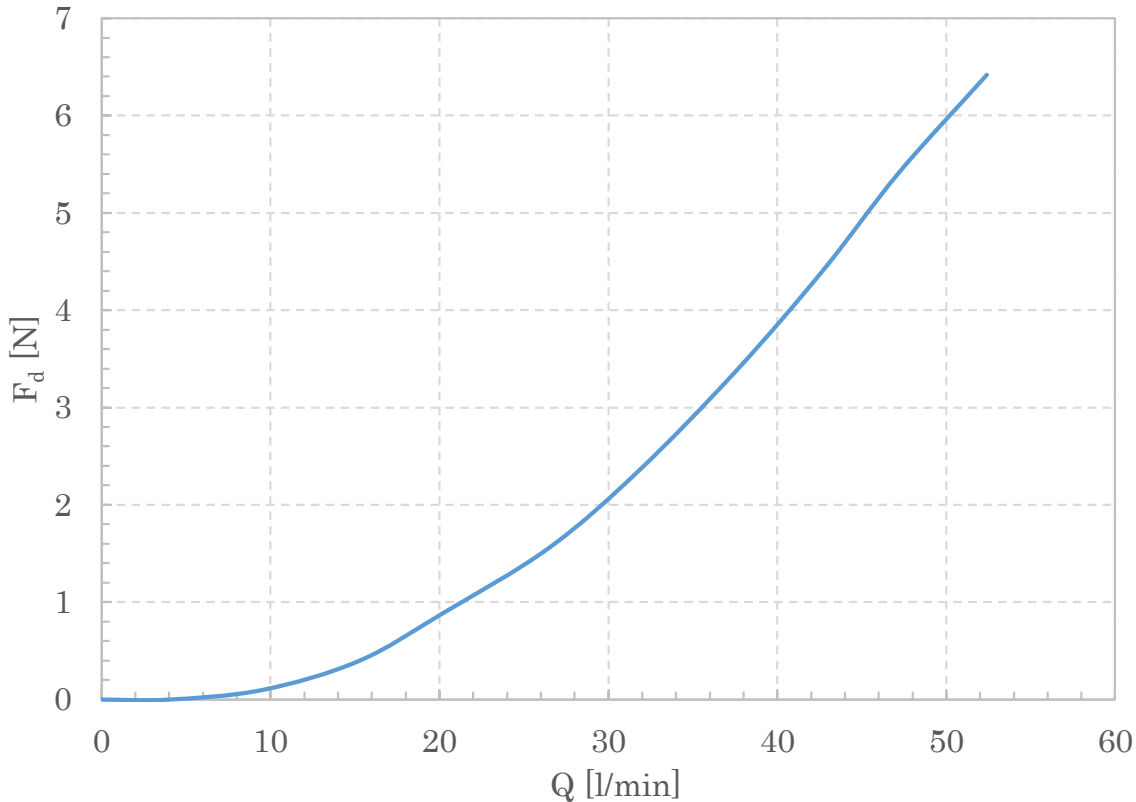
$$F_d = \rho Q v \cos \alpha \mp \rho l_p \frac{dQ}{dt} \quad (5.69)$$

znak \mp określa kierunek przepływu cieczy w serwowalorze, znak $-$ stosujemy wtedy gdy wlot cieczy następuje od strony krawędzi sterującej, a wylot do kanału wyjściowego; znak $+$ dla przepływu w kierunku odwrotnym. Praktyczna interpretacja sił hydrodynamicznych polega na tym, że siła ta dąży do otwarcia zaworu kiedy wlot cieczy występuje po stronie krawędzi sterującej suwaka lub próbuje gwałtownie domknąć zawór w przypadku przepływu w przeciwnym kierunku.

Kąt strugi wypływu cieczy utworzony w szczelinie sterującej jest zależny od przesunięcia suwaka x_s . Kąt ten przyjmuje wartość 69 stopni dla niewielkich otwarć, przy czym otwarcie znacznie większych od luzu promieniowego pomiędzy suwakiem a tuleją. Ostatecznie wartość siły hydrodynamicznej w warunkach quasi-ustalonych można zapisać następująco [77]:

$$F_d = 0,36Q\sqrt{2\rho\Delta P} \quad (5.70)$$

Wizualizacja zmiany sił działających na suwak rozdzielacza związanych z przepływem medium pokazano na rys. 5.34.



Rys. 5.34. Modelowana charakterystyka sił od przepływu działająca na suwak rozdzielacza

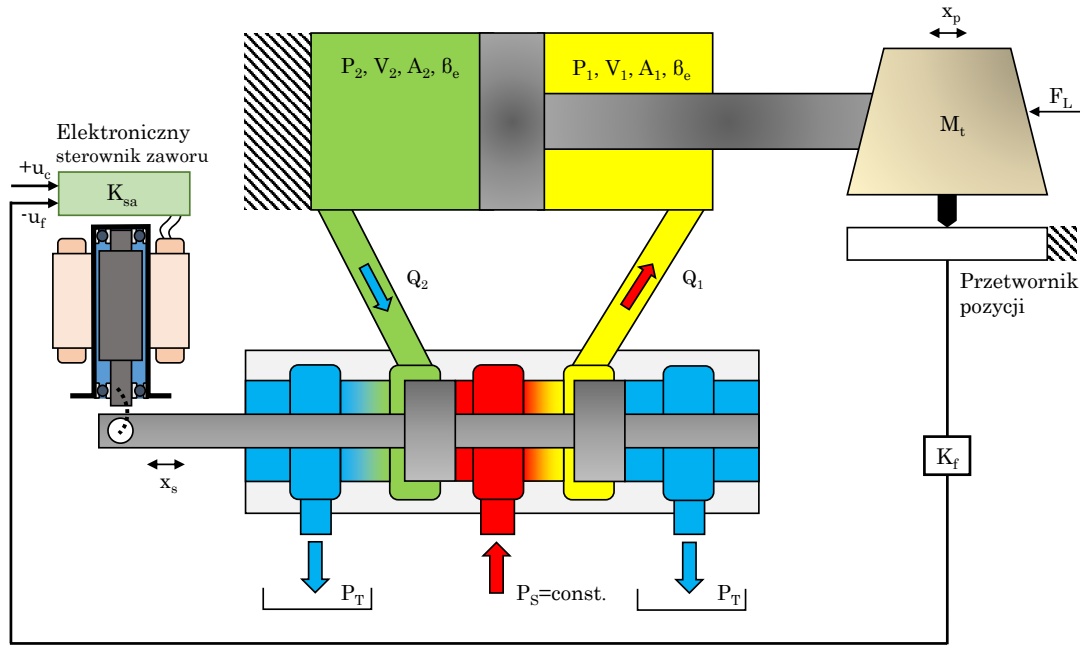
5.5. Model matematyczny serwo-siłownika

Przepływ oleju hydraulicznego do siłownika jest regulowany przez serwozawór o bezpośrednim napędzie i ze zintegrowaną elektroniką sterującą (z ang. *On Board Electronics*), która zapewnia zamkniętą pętlę sprzężenia zwrotnego suwaka względem obrotu wirnika silnika elektrycznego rys. 5.38. Przekształcając równania 5.39 i 5.40 opisane w podrozdziale dotyczącym modelowania serwozaworu za pomocą transformaty Laplace'a możemy napisać liniowe równania przepływu dla obydwóch komór siłownika następująco [86]:

$$\Delta Q_1 = K_{q1} \Delta X_s - K_{c1} \Delta P_1 \quad (5.71)$$

$$\Delta Q_2 = K_{q2} \Delta X_s - K_{c2} \Delta P_2 \quad (5.72)$$

Zakładając brak przecieków wewnętrznych na tłoczysku, możemy napisać równania ciągłości dla objętości cieczy w obu komorach siłownika [86]:



Rys. 5.35. Schemat serwo-siłownika z elektronicznym sprzężeniem zwrotnym

$$\Delta Q_1 = A_1 s \Delta X_p + \frac{V_1}{\beta_e} s \Delta P_1 \quad (5.73)$$

$$\Delta Q_2 = -A_2 s \Delta X_p + \frac{V_2}{\beta_e} s \Delta P_2 \quad (5.74)$$

oraz:

$$V_1 = V_{10} + A_1 x_p \quad (5.75)$$

$$V_2 = V_{20} + A_2 (L - x_p) \quad (5.76)$$

gdzie: V_{10}, V_{20} to objętości przewodów doprowadzających olej, L to skok siłownika.

Stosując II Prawo Newtona dla masy tłoczyska i wprowadzając tarcie wewnętrzne F_f możemy zapisać dynamiczne równanie ruchu siłownika jako:

$$M_t \ddot{X}_P = P_1 A_1 - P_2 A_2 - F_f - F_L \quad (5.77)$$

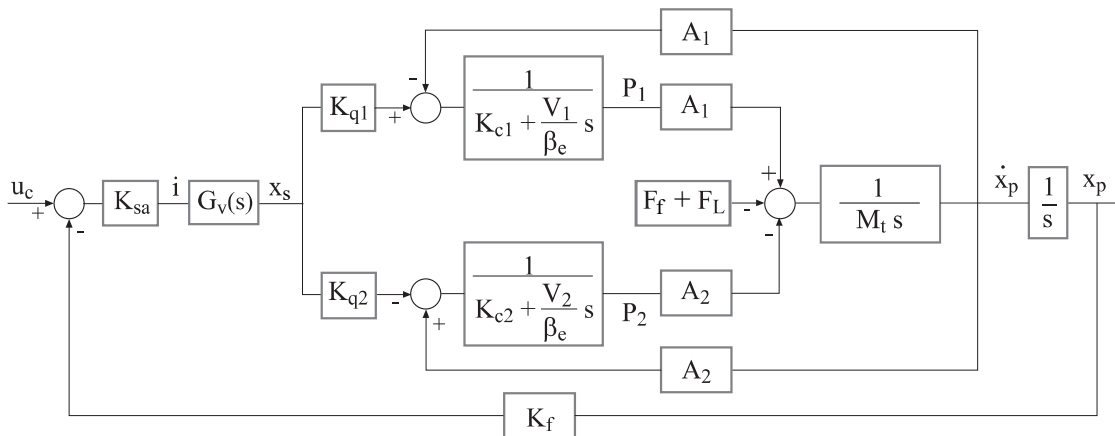
korzystając z transformacji Laplace'a powyższe równanie przyjmie postać:

$$M_t s^2 \Delta X_P = \Delta P_1 A_1 - \Delta P_2 A_2 - \Delta F_f - \Delta F_L \quad (5.78)$$

natomiast równanie przepływu do komór siłownika na podstawie 5.86 i 5.87 możemy zapisać jako:

$$K_{q1} \Delta X_s = A_1 s \Delta X_P + (K_{c1} + \frac{V_1}{\beta_e} s) \Delta P_1 \quad (5.79)$$

$$-K_{q2} \Delta X_s = -A_2 s \Delta X_P + (K_{c2} + \frac{V_2}{\beta_e} s) \Delta P_2 \quad (5.80)$$



Rys. 5.36. Schemat modelu siłownika, na podstawie [86]

Elementy hydrauliczne, takie jak siłowniki współpracują z płynami pod wysokim ciśnieniem, w związku z tym wymagane jest uszczelnienie tłoka, aby uniknąć przecieków wewnętrznych pomiędzy komorami cylindra [75, 81, 93, 98, 106]. Uszczelnienie pomiędzy tłokiem, a wewnętrzną powierzchnią cylindra znacznie zwiększa siły tarcia, które działają również jako naturalne tłumienie oraz wprowadzają do modelowanego układu dodatkowe nieliniowości. Siły tarcia w cylindrze hydraulicznym można modelować w następujący sposób:

$$F_f = B_p \dot{x}_p + \text{sign}(\dot{x}_p) (F_{c0} + F_{s0} e^{-\frac{|\dot{x}_p|}{C_s}}) \quad (5.81)$$

gdzie,

B_p to współczynnik tarcia wiskotycznego [N · s/m],

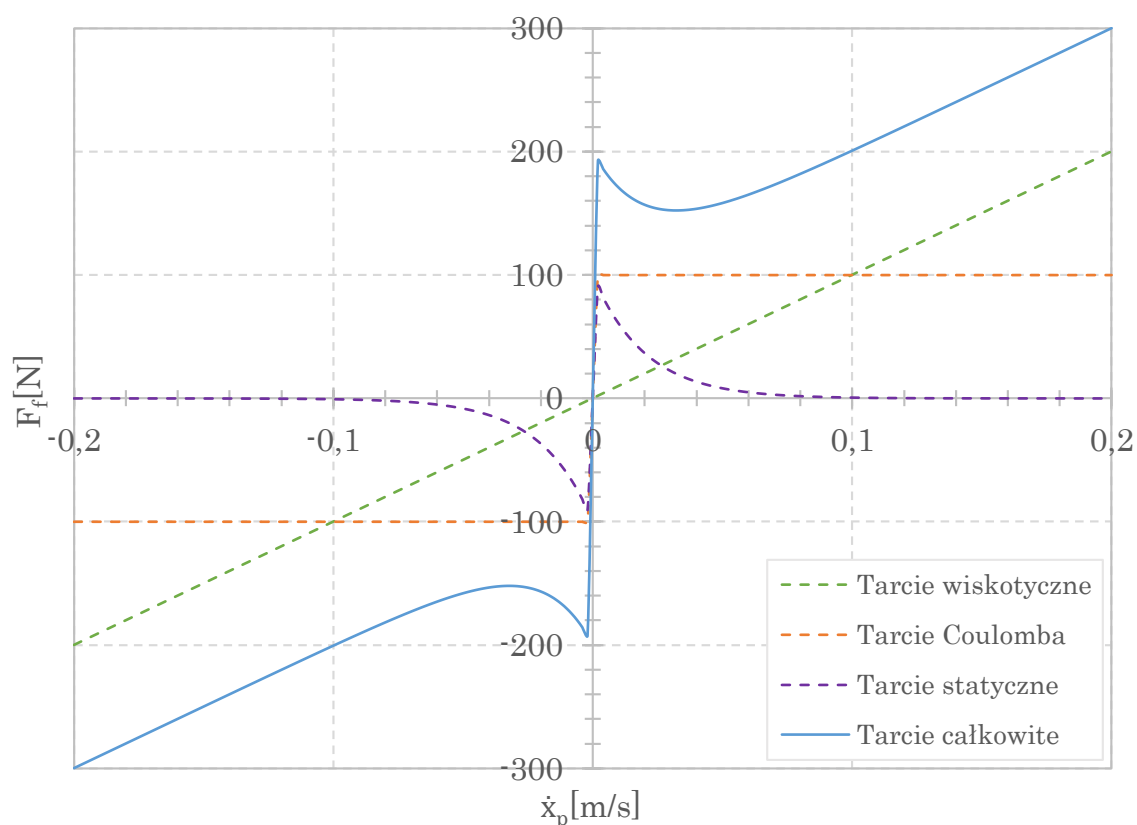
F_{c0} to siła tarcia Coulomba [N],

F_{s_0} to siła tarcia statycznego [N],

C_s to współczynnik tarcia przy przejściu ze stanu tarcia statycznego do stanu tarcia kinetycznego tzw. efekt Stribecka [m/s].

Z powyższego równania wynika, że siły tarcia w siłownikach hydraulicznych można podzielić na trzy składowe, które pokazano na rys. 5.37:

- tarcie wiskotyczne - składowa liniowa siła tarcia, która jest proporcjonalna do prędkości tłoka,
- tarcie Coulumbowskie - stała siła, która zawsze jest przeciwna do kierunku ruchu tłoka,
- tarcie statyczne - siła, która występuje tylko przy zerowej prędkości tłoka i bardzo szybko zanika, gdy tylko tłok zaczyna się poruszać.



Rys. 5.37. Modelowana charakterystyka sił tarcia występujących w siłowniku hydraulicznym

Suma wszystkich składowych tworzy dobrze znaną z mechaniki krzywą sił Stribecka. Wysokie tarcie występujące w siłownikach hydraulicznych jest nie-

Przekształcając równania 5.39 i 5.40 opisane w podrozdziale dotyczącym modelowania serwozaworu za pomocą transformaty Laplace'a możemy napisać liniowe równania przepływu dla czterech komór siłownika tandemowego następująco:

$$\Delta Q_1 = K_{q1}\Delta X_{s1} - K_{c1}\Delta P_1 \quad (5.82)$$

$$\Delta Q_2 = K_{q2}\Delta X_{s1} - K_{c2}\Delta P_2 \quad (5.83)$$

$$\Delta Q_3 = K_{q3}\Delta X_{s2} - K_{c3}\Delta P_3 \quad (5.84)$$

$$\Delta Q_4 = K_{q4}\Delta X_{s2} - K_{c4}\Delta P_2 \quad (5.85)$$

Zakładając brak przecieków wewnętrznych na tłoczysku, możemy napisać równania ciągłości dla objętości cieczy we wszystkich komorach siłownika:

$$\Delta Q_1 = A_1 s \Delta X_p + \frac{V_1}{\beta_e} s \Delta P_1 \quad (5.86)$$

$$\Delta Q_2 = -A_1 s \Delta X_p + \frac{V_2}{\beta_e} s \Delta P_2 \quad (5.87)$$

$$\Delta Q_3 = A_3 s \Delta X_p + \frac{V_3}{\beta_e} s \Delta P_3 \quad (5.88)$$

$$\Delta Q_4 = -A_4 s \Delta X_p + \frac{V_4}{\beta_e} s \Delta P_4 \quad (5.89)$$

oraz:

$$V_1 = V_{10} + A_1 x_p \quad (5.90)$$

$$V_2 = V_{20} + A_2(L - x_p) \quad (5.91)$$

$$V_3 = V_{30} + A_3 x_p \quad (5.92)$$

$$V_4 = V_{40} + A_4(L - x_p) \quad (5.93)$$

gdzie: $V_{10}, V_{20}, V_{30}, V_{40}$ to objętości przewodów doprowadzających olej, L to skok siłownika.

Stosując II Prawo Newtona dla masy tłoczyska i wprowadzając tarcie wewnętrzne dla tłoczyska 1 i 2 odpowiednio jako F_{f1}, F_{f2} możemy zapisać dynamiczne równanie ruchu siłownika jako:

$$M_t \ddot{X}_P = P_1 A_1 - P_2 A_2 + P_3 A_3 - P_4 A_4 - F_{f1} - F_{f2} - F_L \quad (5.94)$$

korzystając z transformacji Laplace'a powyższe równanie przyjmie postać:

$$M_t s^2 \Delta X_P = \Delta P_1 A_1 - \Delta P_2 A_2 + \Delta P_3 A_3 - \Delta P_4 A_4 - \Delta F_{f1} - \Delta F_{f2} - \Delta F_L \quad (5.95)$$

natomiast równanie przepływu do komór siłownika na podstawie równań: 5.86 - 5.89 możemy zapisać jako:

$$K_{q1} \Delta X_{s1} = A_1 s \Delta X_P + (K_{c1} + \frac{V_1}{\beta_e} s) \Delta P_1 \quad (5.96)$$

$$-K_{q2} \Delta X_{s1} = -A_2 s \Delta X_P + (K_{c2} + \frac{V_2}{\beta_e} s) \Delta P_2 \quad (5.97)$$

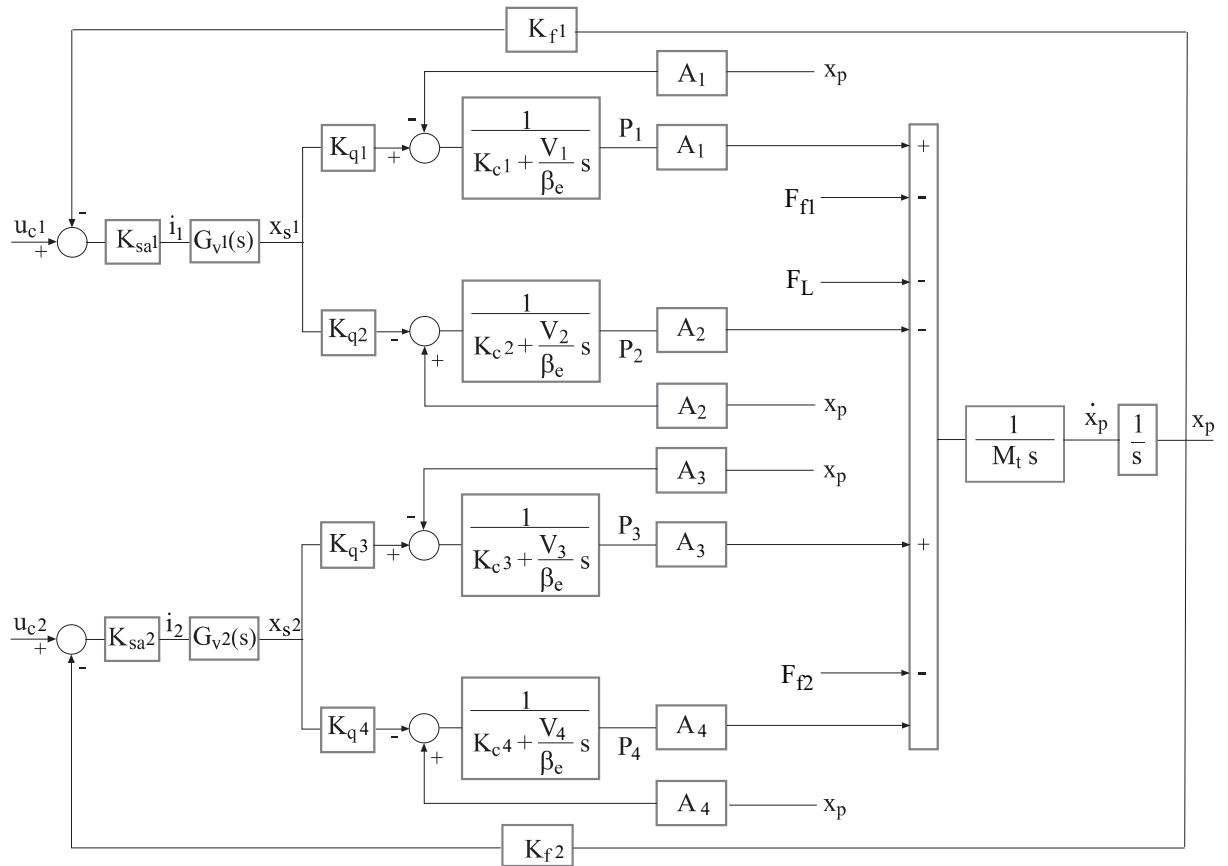
$$K_{q3} \Delta X_{s2} = A_3 s \Delta X_P + (K_{c3} + \frac{V_3}{\beta_e} s) \Delta P_3 \quad (5.98)$$

$$-K_{q4} \Delta X_{s2} = -A_4 s \Delta X_P + (K_{c4} + \frac{V_4}{\beta_e} s) \Delta P_4 \quad (5.99)$$

Na podstawie równań 5.95 - 5.99 zbudowano schemat blokowy siłownika tandemowego, który pokazano na rys. 5.39.

W badaniach symulacyjnych przyjęto następujące założenia:

- serwozawory sterujące są ze sobą idealnie zsynchronizowane, tzn. ciśnienie w komorach odpowiednio $V_1 = V_3$ i $V_2 = V_4$,
- pominięto pulsację ciśnienia $P_s = const.$,
- przemieszczana masa oleju podczas ruchu suwaków w zaworach i tłoczyska siłownika jest pomijalnie mała,
- wymiary układu nie zmieniają się wraz ze wzrostem działających sił,
- brak występowania zjawiska kawitacji czynnika roboczego,



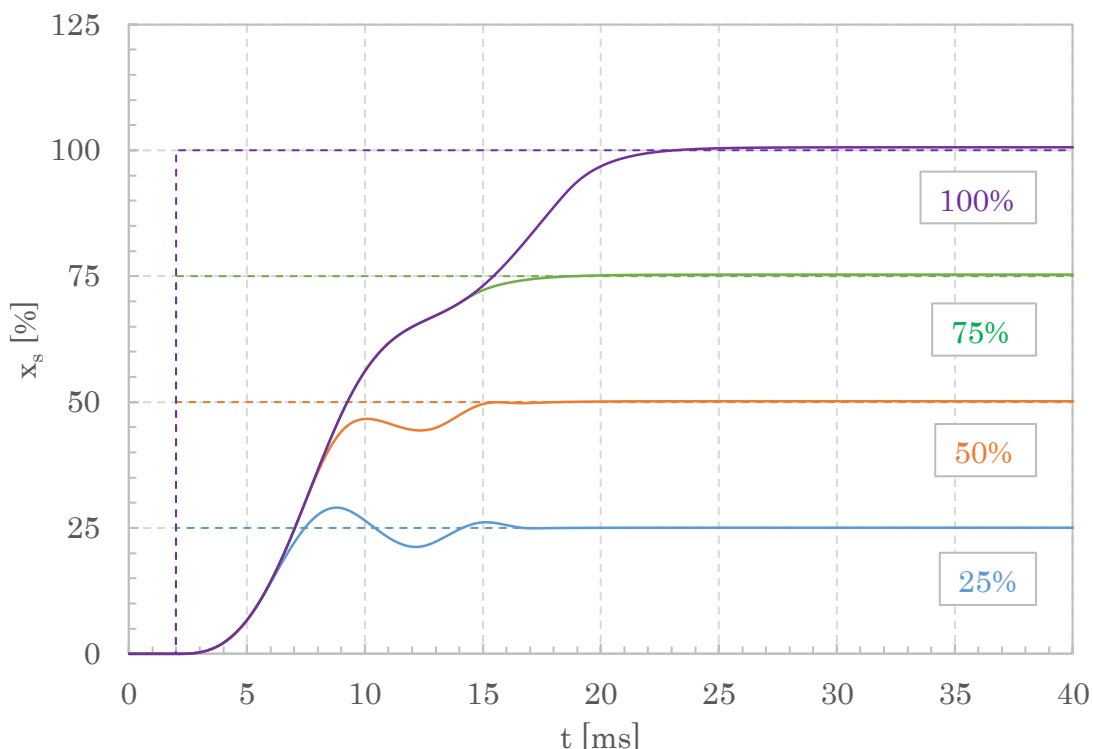
Rys. 5.39. Schemat modelu siłownika tandemowego

- brak zmian właściwości fizycznych czynnika roboczego,
- układ mocy hydraulicznej pracuje w stanie quasi-ustalonym.

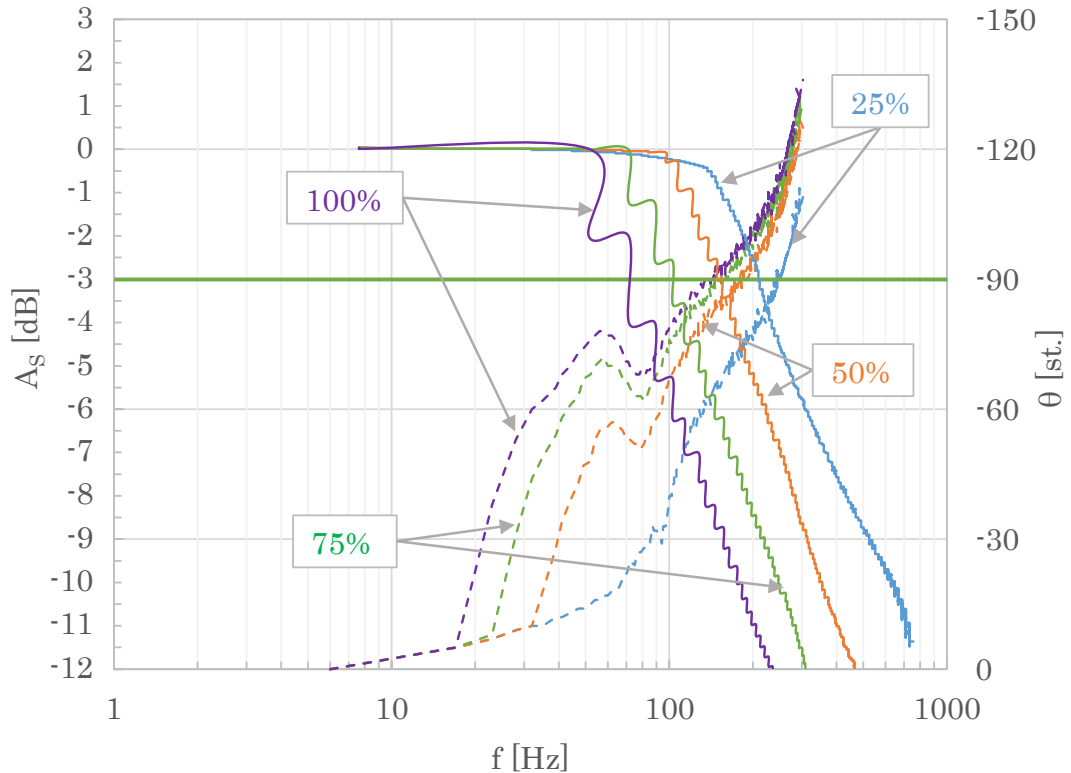
Symulacja komputerowa kompletnego serwo-siłownika (pracującego w zamkniętej pętli sprzężenia zwrotnego) przeprowadzona została w programie Matlab /Simulink. Na rys. 5.40 pokazano wynik symulacji odpowiedzi suwaka serwowalwora na różne wartości wymuszenia skokowego przy spadku ciśnienia na zaworze wynoszącym 70 bar ($P_s - P_t = 70$ bar) i przepływie nominalnym 50 l/min. Wykresy przedstawione na charakterystyce skokowej pokazują, że układ sterowania w zamkniętej pętli sprzężenia zwrotnego umożliwia suwakowi osiągnięcie żądanej pozycji w czasie 5 ms dla wymuszenia 25%. W przypadku większych wymuszeń czas ten wydłuża się proporcjonalnie osiągając około 20 ms dla wymuszenia 100%.

Na rys. 5.41 przedstawiono charakterystykę logarytmiczną amplitudowo - fazową dla wymuszeń sinusoidalnych o różnych amplitudach i częstotliwościach. Charakterystyka ta jest ściśle powiązana z ciśnieniem zasilania oraz amplitu-

dą sygnału wejściowego ze względu na występujące nieliniowości w równaniach opisujących dynamikę zaworu. Przedstawiona na rys. 5.41 charakterystyka amplitudowo - fazowa została uzyskana przy spadku ciśnienia na serwozaworze wynoszącym 70 bar ($P_s - P_t = 70$ bar) oraz dla amplitud wymuszających 25%, 50%, 75% i 100% (100%=0.9 mm przesunięcia suwaka). W zależności od zmiany częstotliwości zarejestrowano spadek amplitudy sygnału wyjściowego względem sygnału wejściowego w skali logarytmicznej. Spadek amplitudy o 3 dB (29.7%) dla wymuszenia 25% wynosi około 90 Hz, natomiast dla wymuszenia 100%, spadek amplitudy 3 dB zarejestrowano już przy częstotliwości około 22 Hz. Charakterystyka ta zawiera również wykres fazowy, który przedstawia opóźnienie fazowe w stopniach pomiędzy sygnałem wejściowym, a wyjściowym. Przebieg opóźnienia fazowego jest bardzo nieliniowy. Dla wymuszeń 50%, 75% i 100% opóźnienie fazowe 90 st. zarejestrowano dla częstotliwości w granicach 150-200 Hz, natomiast dla wymuszenia 25% podobne opóźnienie wystąpiło przy częstotliwości 250 Hz.



Rys. 5.40. Charakterystyka skokowa serwozaworu sterującego siłownikiem - symulacja komputerowa

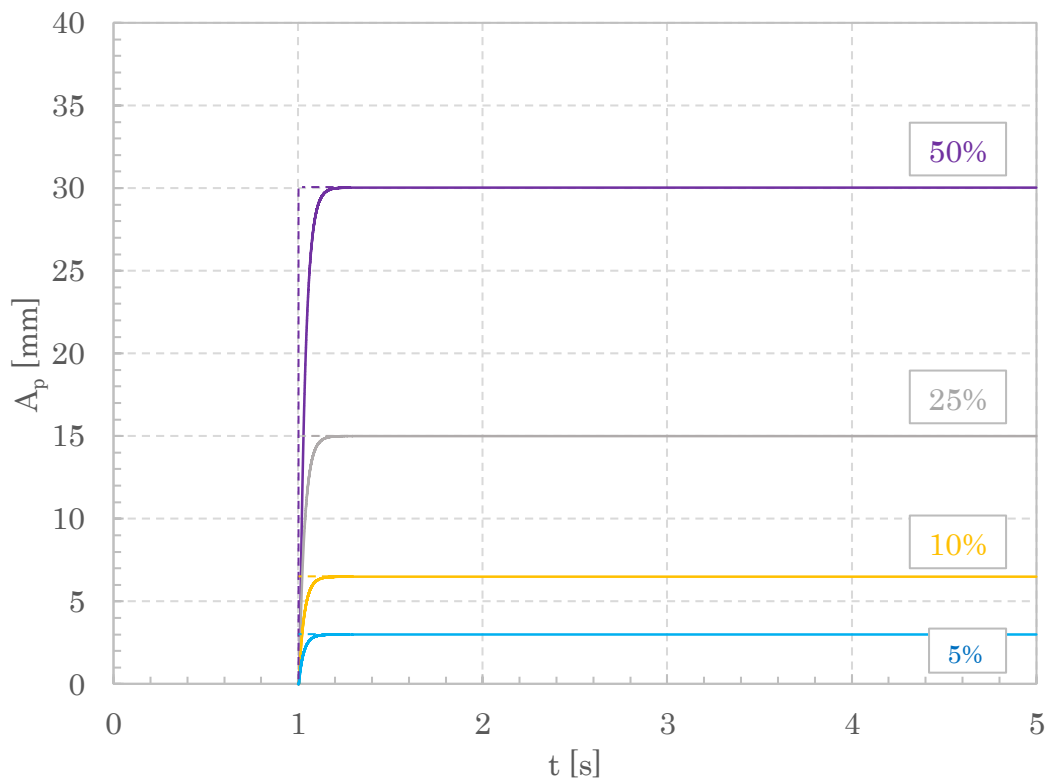


Rys. 5.41. Logarytmiczna charakterystyka amplitudowa i fazowa serwozaworu sterującego - symulacja komputerowa

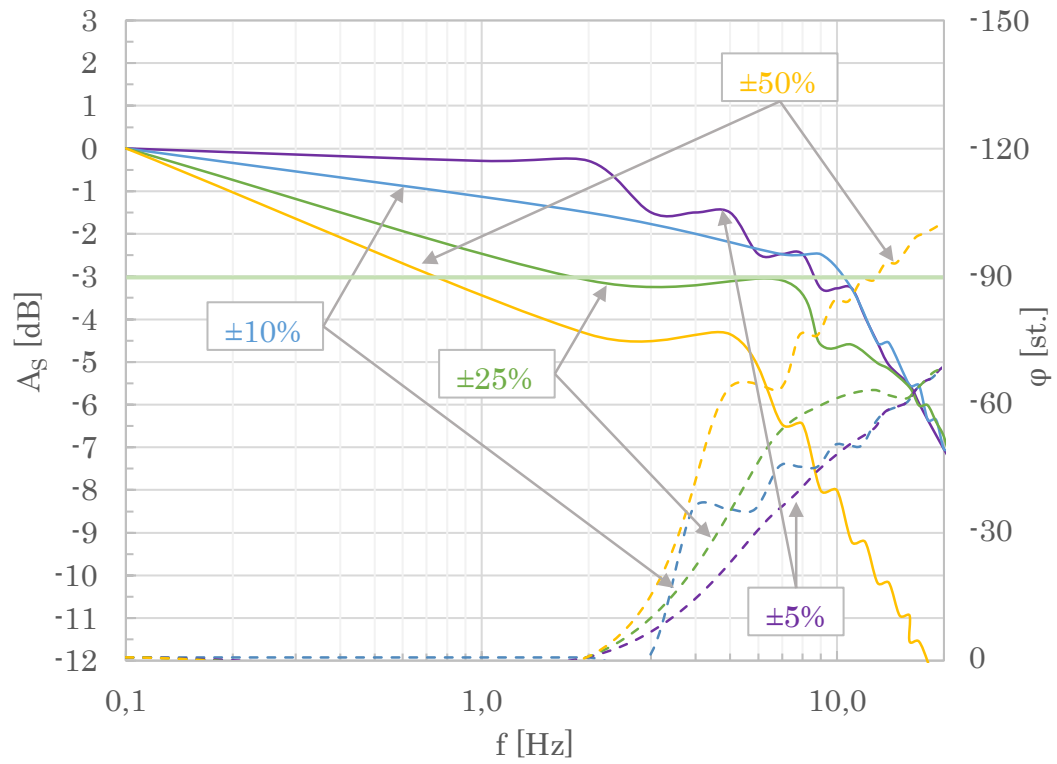
W analogiczny sposób jak dla serwozaworów sterujących, na rys. 5.42 - 5.43 przedstawiono wyniki symulacji dynamicznych kompletnego serwo-siłownika. Charakterystyka skokowa serwo-siłownika pokazuje odpowiedź układu na skokowe sygnały sterujące przy zasilaniu 210 bar ($P_s - P_t = 210$ bar). Dla wymuszenia 5% czas osiągnięcia żądanej pozycji wynosi około 0.8 s, natomiast dla wymuszenia 50% wynosi około 2 s.

Rys. 5.43 przedstawia symulację charakterystyki logarytmicznej amplitudowo-fazowej siłownika dla wymuszeń sinusoidalnych o różnych amplitudach i częstotliwościach. Przedstawiona na rys. 5.43 charakterystyka amplitudowo-fazowa siłownika została uzyskana przy ciśnieniu zasilania 210 bar oraz dla amplitud wymuszających 5%, 10%, 25% i 50% (50%=70 mm przesunięcia tłoczyska). W zależności od zmiany częstotliwości zarejestrowano spadek amplitudy sygnału wyjściowego względem sygnału wejściowego w skali logarytmicznej. Spadek amplitudy o 3 dB dla wymuszenia 5% wynosi około 9 Hz, natomiast dla wymuszenia 50%, spadek amplitudy 3 dB zarejestrowano przy częstotliwości nieznacznie

poniżej 1 Hz. Przebieg opóźnienia fazowego podobnie jak w przypadku serwozaworu, jest bardzo nieliniowy. Dla wymuszeń 5%, 10% i 25% opóźnienie fazowe 90 st. zarejestrowano dla częstotliwości powyżej 20 Hz, natomiast dla wymuszenia 50% opóźnienie 90 st. wystąpiło przy częstotliwości 12 Hz.



Rys. 5.42. Charakterystyka skokowa serwo-siłownika - symulacja komputerowa



Rys. 5.43. Logarytmiczna charakterystyka amplitudowa i fazowa serwo-siłownika - symulacja komputerowa

Rozdział 6

Badania laboratoryjne

6.1. Stanowisko laboratoryjne

Walidacja modeli matematycznych została przeprowadzona na stanowisku testowym firmy Yasa Motors Poland. Celem przeprowadzonych testów było określenie charakterystyk statycznych i dynamicznych przy stałym spadku ciśnienia dla serwozaworów sterujących i dla kompletnego siłownika. Stanowisko badawcze wyposażone jest w zasilacz hydrauliczny pokazany na rys. 6.1 o odpowiedniej wydajności. W tab. 6.1 przedstawiono podstawowe parametry agregatu hydraulicznego.

Tab. 6.1. Dane techniczne agregatu hydraulicznego

Moc silnika elektrycznego pompy	37 kW
Moc silnika elektrycznego chłodnicy	1.5 kW
Pojemność zbiornika	400 l
Typ oleju	HLP wg DIN 51524, 36-46 cSt przy 40 st. C
Stopień filtracji oleju	10 μm
Ciśnienie maksymalne	300 bar
Wydatek pompy	60 l/min

Zasilacz jest wyposażony w sterownik PLC zamontowany na szafie sterowniczej, który odpowiada za sterowanie wydatkiem i ciśnieniem (tzw. sterowanie z aktywną regulacją ciśnienia) w całym zakresie zapotrzebowania na moc hydrauliczną

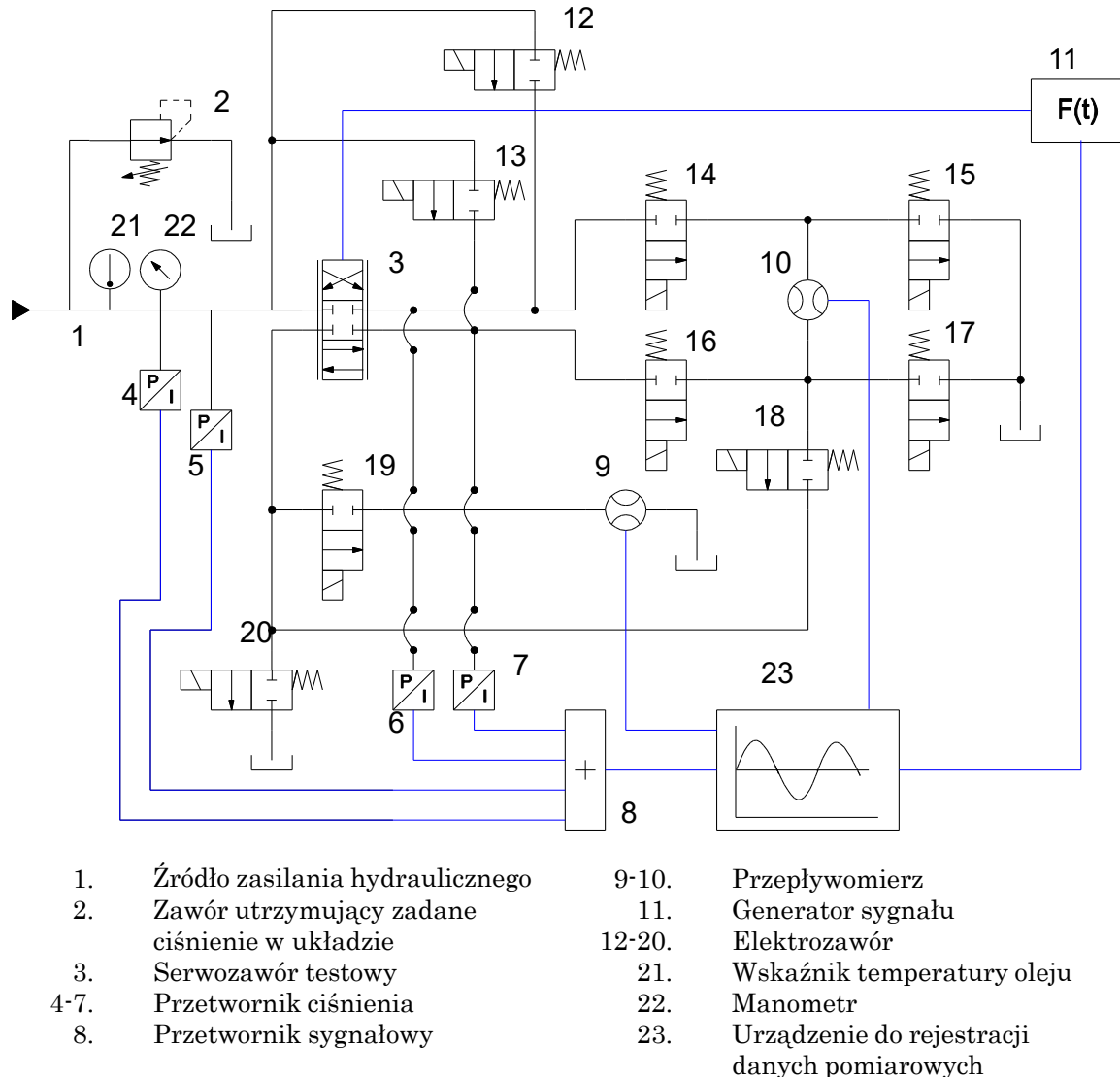
podczas testów.



Rys. 6.1. Zasilacz hydrauliczny wykorzystany do testów zaworów i siłownika

Stanowisko do testowania zaworów, którego schemat przedstawiono na rys. 6.2 składa się ze stalowej płyty hydraulicznej, która za pomocą węży elastycznych podłączona jest do agregatu hydraulicznego. Płyta wyposażona jest w szereg elektrozaworów przełączających celem kontroli zasilania odpowiednich sekcji badanego serwozaworu. Regulacja ciśnienia w układzie testowym realizowana była przy pomocy sterownika PLC i elektronicznego zaworu upustowego zlokalizowanego na agregacie hydraulicznym. Na każdym porcie przyłączeniowym pomiar ciśnienia dokonywany był za pomocą przetworników prądowych 4-20 mA podłączonych do modułu rejestracji sygnałów i komputera. Wydatek mierzony był za pomocą dwóch przepływomierzy, jeden o wysokiej dokładności i zakresie 0-4 l/min umiejscowiony na linii powrotnej, który wykorzystywany był do po-

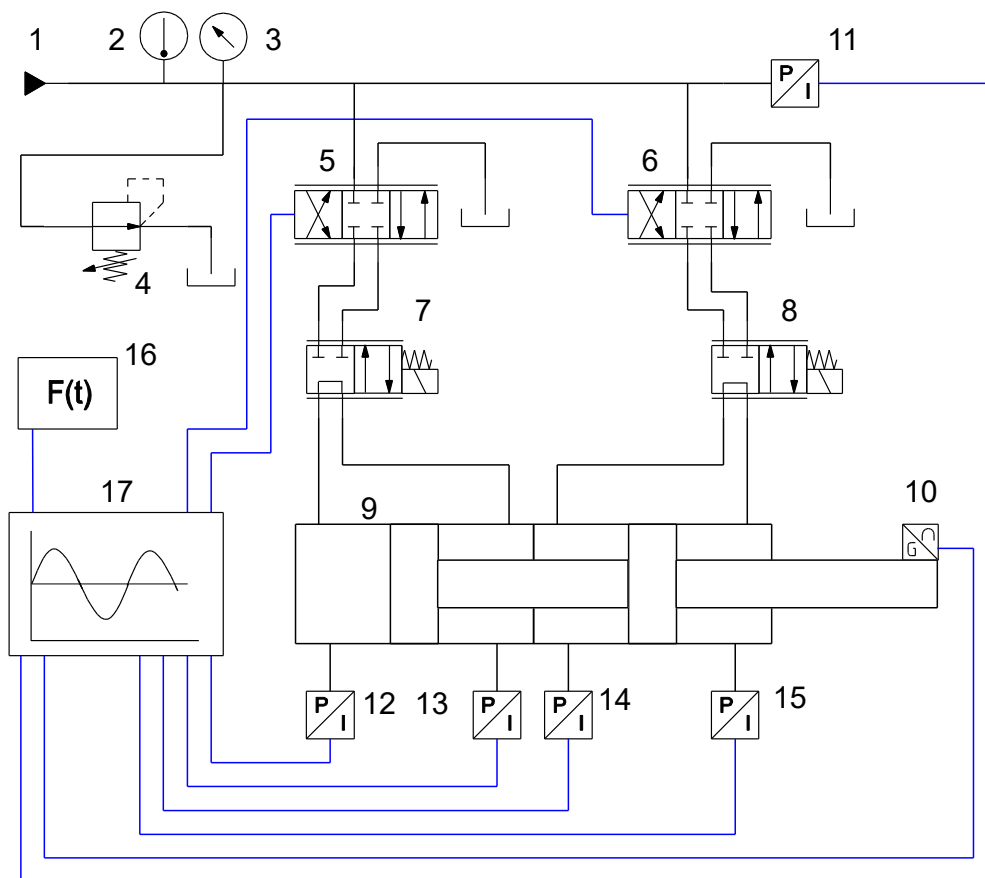
miaru przecieków wewnętrznych. Drugi przepływomierz zamocowany był pomiędzy portami pracy A-B i służył do pomiaru przepływu przy operacji pasowania krawędzi oraz do wyznaczania charakterystyk przepływowych zaworu. Zadawane wymuszenie realizowane było za pomocą zewnętrznego generatora sygnałów (JT-JDS6600).



Rys. 6.2. Schemat stanowiska badawczego serwowzaworów

Stanowisko do testowania siłownika składa się z agregatu pokazanego wcześniej na rys. 6.1, który dostarcza wymaganą moc hydrauliczną oraz komórki testowej wyposażonej w przewody hydrauliczne i niezbędne zawory bezpieczeństwa. Schemat hydrauliczny komórki testowej siłownika przedstawiono na rys. 6.3. Kompletne urządzenie umożliwia przeprowadzenie testów z przepływem o wydajności do 60 l/min i ciśnieniem zasilania do 210 barów. Na przyłączy ci-

śnieniowym zamontowano zawór przelewowy umożliwiającą manualną regulację ciśnienia. Na przyłączach hydraulicznych siłownika wbudowano zawory bezpieczeństwa na wypadek awarii. Zadaniem tych zaworów ma być odcięcie zasilania do siłownika i jednocześnie przełączenie trybu pracy potencjalnie uszkodzonych sekcji w taki sposób aby umożliwić przepływ z jednej komory do drugiej bez powrotu do zasilacza hydraulicznego (tzw. tryb pracy jako tłumik). System akwizycji danych pomiarowych został zbudowany z wykorzystaniem karty LabView oraz dedykowanego oprogramowania do pomiaru położenia tłoczyska, ciśnienia i temperatury na komputerze.



- | | | | |
|----|---|--------|--|
| 1. | Źródło zasilania hydraulicznego | 7-8. | Zawory bezpieczeństwa |
| 2. | Wskaźnik temperatury oleju | 9. | Siłownik testowy |
| 3. | Manometr | 10. | Przetwornik pozycji liniowej LVDT |
| 4. | Zawór utrzymujący zadane ciśnienie w układzie | 11-15. | Przetworniki ciśnienia |
| 5. | Serwowzawór sterujący komorami A1, B1 | 16. | Generator sygnałów |
| 6. | Serwowzawór sterujący komorami A2, B2 | 17. | Urządzenie do rejestracji danych pomiarowych |

Rys. 6.3. Schemat stanowiska badawczego serwosiłownika

6.2. Badania laboratoryjne serwozaworu sterującego

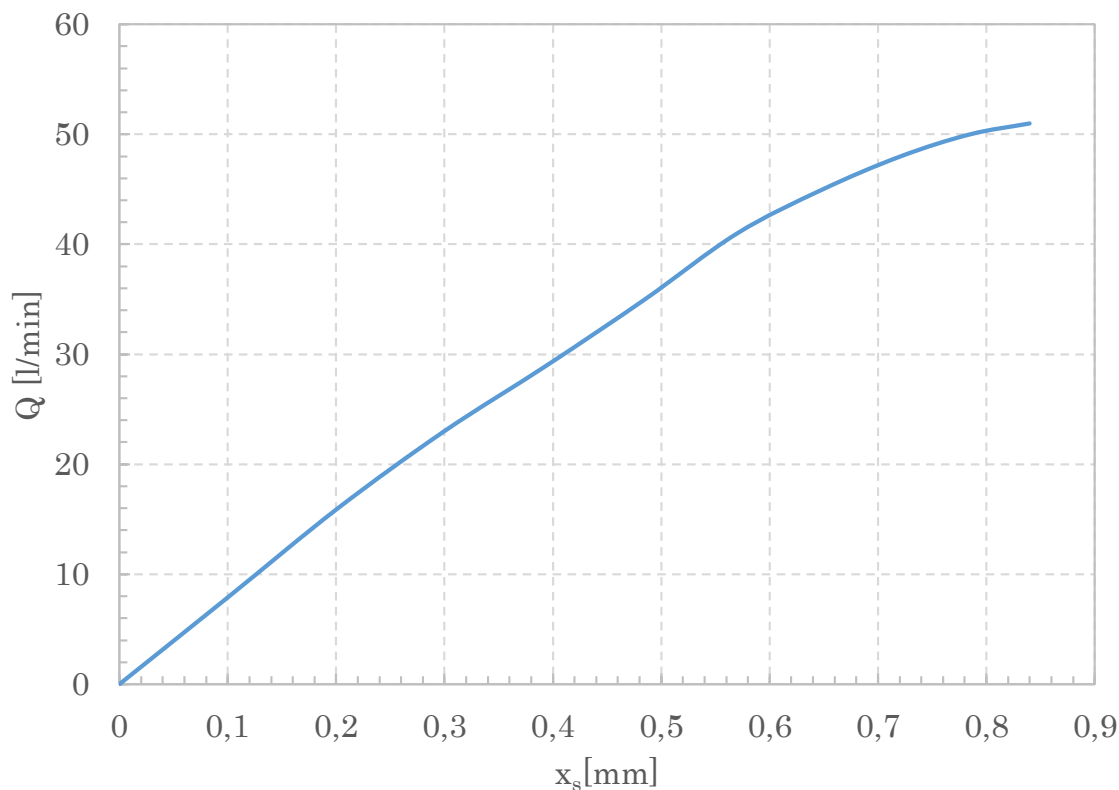
Serwozawór zamontowano na płycie testowej pokazanej na rys. 6.4, do której podłączono zasilanie hydrauliczne z agregatu. Elektrozwory 14 i 17 na płycie testowej 6.2 ustawiono w pozycji otwartej umożliwiając przepływ z portu P do A(1), a następnie przez przepływomierz do zbiornika. Pozostałe elektrozwory były zamknięte.



Rys. 6.4. Badany serwo-zawór zamontowany na stanowisku w komorze testowej

Suwak serwozaworu ustawiono za pomocą generatora sygnałów w pozycji tzw. zera hydraulicznego (pełne zamknięcie zaworu), a następnie powoli go przesuwano do osiągnięcia pełnego otwarcia zaworu. Dane wskazań przepływomierza

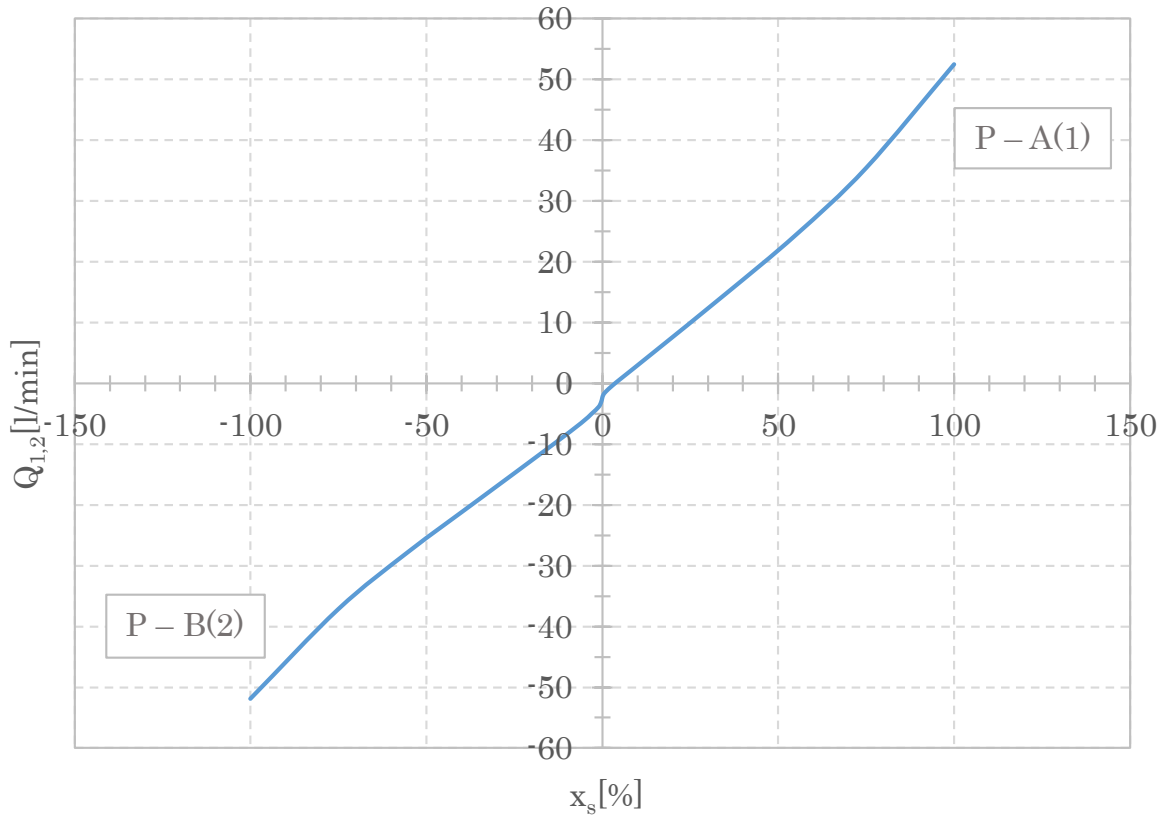
zapisywano co 0.1 mm przesunięcia suwaka. Wynik wyznaczonej charakterystyki przepływu przez sekcję P-A(1) przy stałym spadku ciśnienia na serwozaworze przedstawiono na rys. 6.5.



Rys. 6.5. Wyniki badania przepływu przez port sterujący przy $\Delta P = 35$ Bar przy zmianie pozycji suwaka

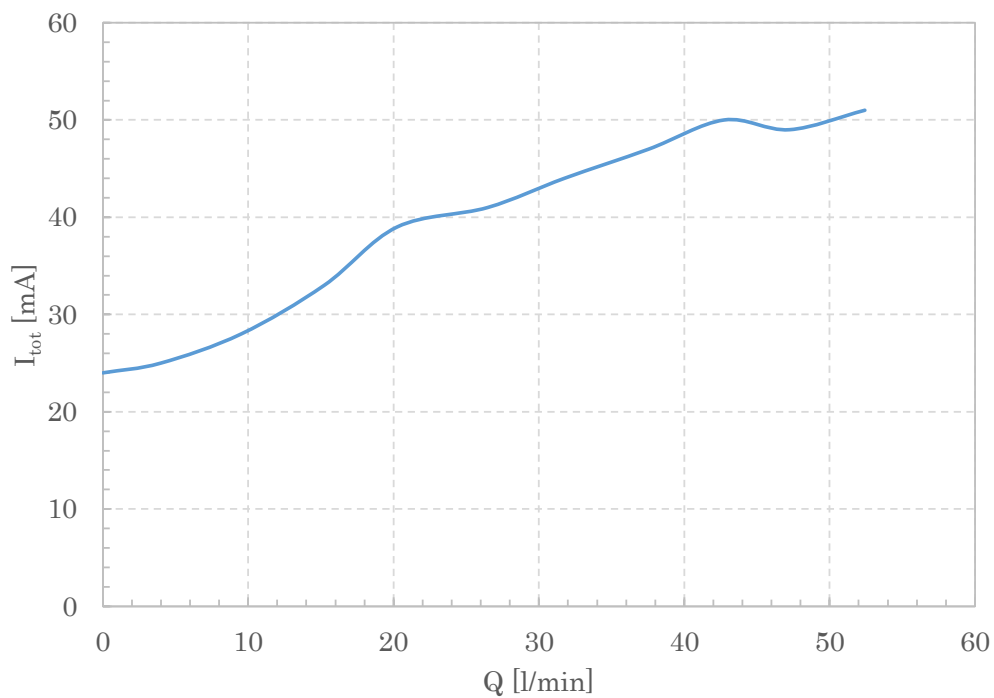
Wyznaczona charakterystyka przepływu ma charakter liniowy w zakresie od 0 do około 60%, w końcowej fazie otwarcia portu widoczna jest nieliniowość i zmniejszenie przyrostu przepływu. Wynika to z faktu, że na początkowym etapie otwarcia zaworu dominują straty ciśnienia w szczelinie pomiędzy suwakiem, a tuleją. Na końcowym etapie otwarcia pojawiają się straty związane z ograniczeniem przepływu w kanałach wewnętrznych korpusu zaworu.

Następnie dokonano elektronicznej kalibracji w oprogramowaniu sprzętowym serwozaworu (sterownika) w celu optymalizacji liniowości serwozaworu w całym zakresie przepływu P-A(1) i P-B(2). Wynik wykonanej kalibracji w wybranych punktach pomiarowych przedstawiono na rys. 6.6.

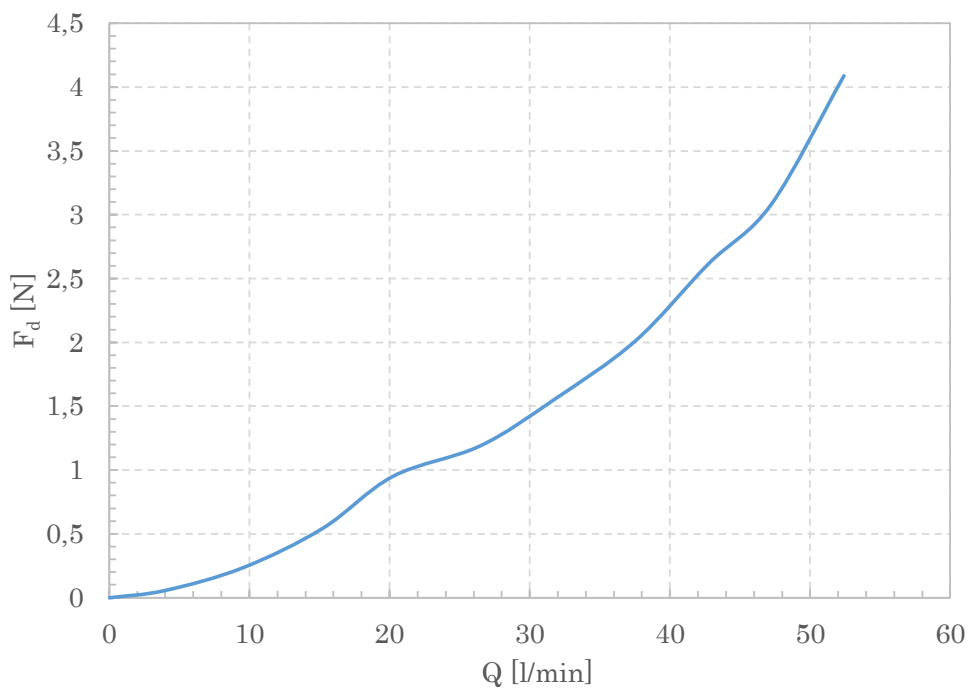


Rys. 6.6. Wynik elektronicznej kalibracji przepływu w wybranych punktach pracy zaworu

Równoległe do pomiaru przepływu dokonywano pomiaru poboru prądu przez serwozawór. Korzystając ze wzorów opisanych w rozdziale dotyczących modelowania napędu, a także znając pobór mocy elektroniki sterującej, możliwy był pośredni pomiar sił działających na suwak w stanie ustalonym w zależności od zmiany przepływu (wykorzystano charakterystykę bezszczotkowego silnika z magnesami trwałymi PMSM, gdzie moment silnika napędowego jest wprost proporcjonalny do zmiany prądu [42]). Wynik pomiaru prądu przedstawiono na rys. 6.7 natomiast charakterystykę sił działających na suwak wynikających z przepływu przez zawór pokazano na rys. 6.8.

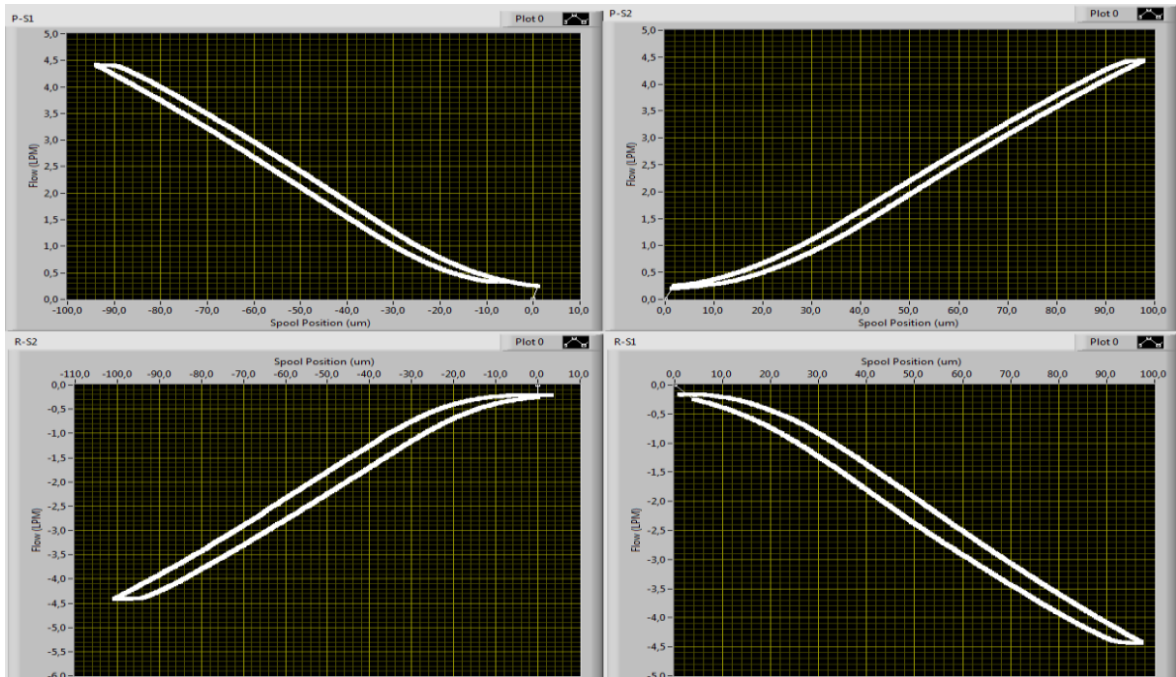


Rys. 6.7. Wyniki pomiaru prądu pobieranego przez silnik w zależności od przepływu przy $\Delta P = 35$ Bar



Rys. 6.8. Wyniki pomiaru pośredniego sił od przepływu działających na suwak serwozaworu przy $\Delta P = 35$ Bar

Nastepnie dokonano pomiaru dopasowania krawedzi suwaka do otworow portow sterujacych w tulei serwozaworu. Na stanowisku testowym (pokazanym na rys. 6.2) za pomoca elektrozworow dokonano separacji sekcji przeplywowych w serwozaworze, tak aby mozliwe bylo wykonanie pomiaru kazdej krawedzi osobno tj. P-A(1), P-B(2), R-A(1), R-B(1). Wyniki pomiarow zaprezentowano na rys. 6.9. Szczelina otwarcia serwozaworu dla kazdej krawedzi sterujacej mieści sie w zakresie od 0 do $12\mu\text{m}$. Ponadto, rysunek ten przedstawia widoczną histerezę, która nie przekracza 0.5% całego zakresu przesunięcia suwaka (0.9mm).

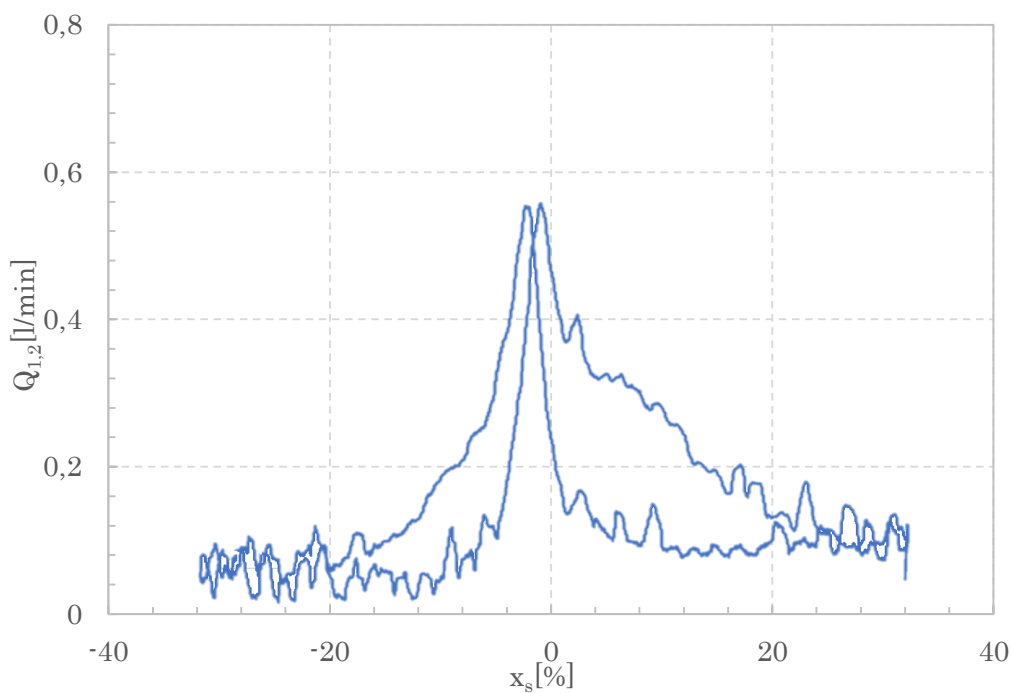


Rys. 6.9. Pomiary krawędzi sterujących i histerezy serwozaworu

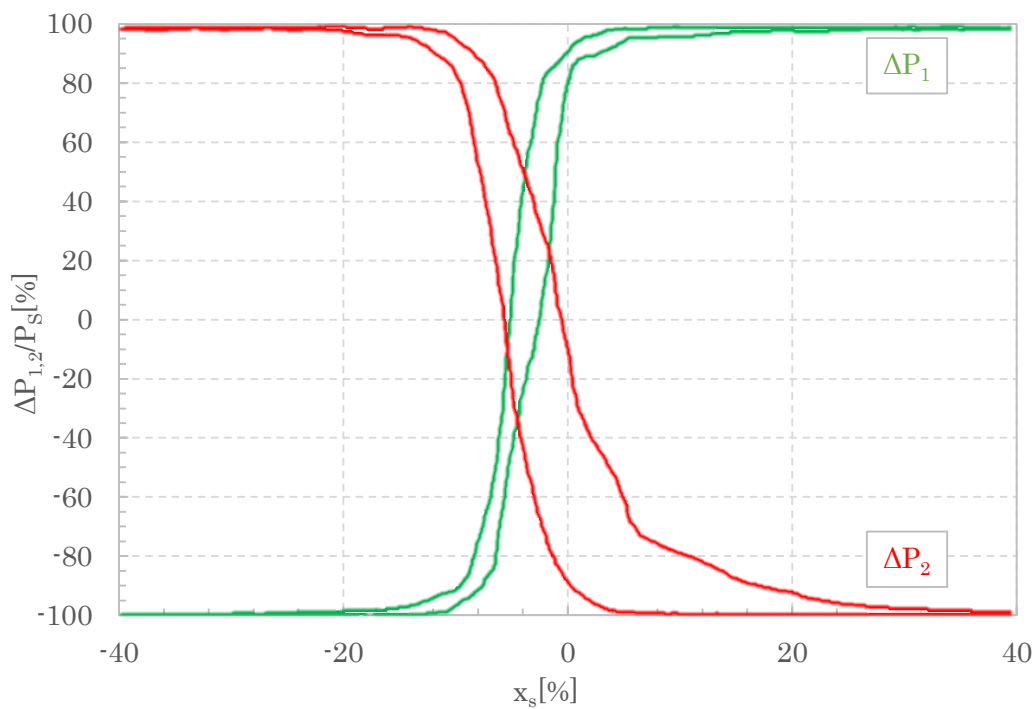
Kolejnym test, który przeprowadzono na serwozaworze było wyznaczenie przecieku wewnętrznego. Na porcie zasilania ustawiono ciśnienie $\Delta P = 100$ Bar, natomiast porty pracy A(1) i B(2) na płycie testowej zamknięto za pomocą elektrozworów. Pomiar przeprowadzono zmieniając pozycję suwaka w zakresie -30% do +30%. Wynik pomiaru przecieku do portu T połączonego do zbiornika przedstawiono na rys. 6.10.

Ostatnim testem styczonym przeprowadzonym na serwozaworze było wyznaczenie charakterystyki wzmocnienia podczas przejścia suwaka z portu P-A(1) na port P-B(2) przy zasilaniu nominalnym 210 bar na porcie P. Wyznaczoną charakterystykę wzmocnienia ciśnienia w zależności od położenia suwaka pokazano na rys. 6.11. W testowanym zaworze pełne ciśnienie w sekcjach A(1) i B(2) osią-

gnięto po około 10% przesunięcia suwaka.

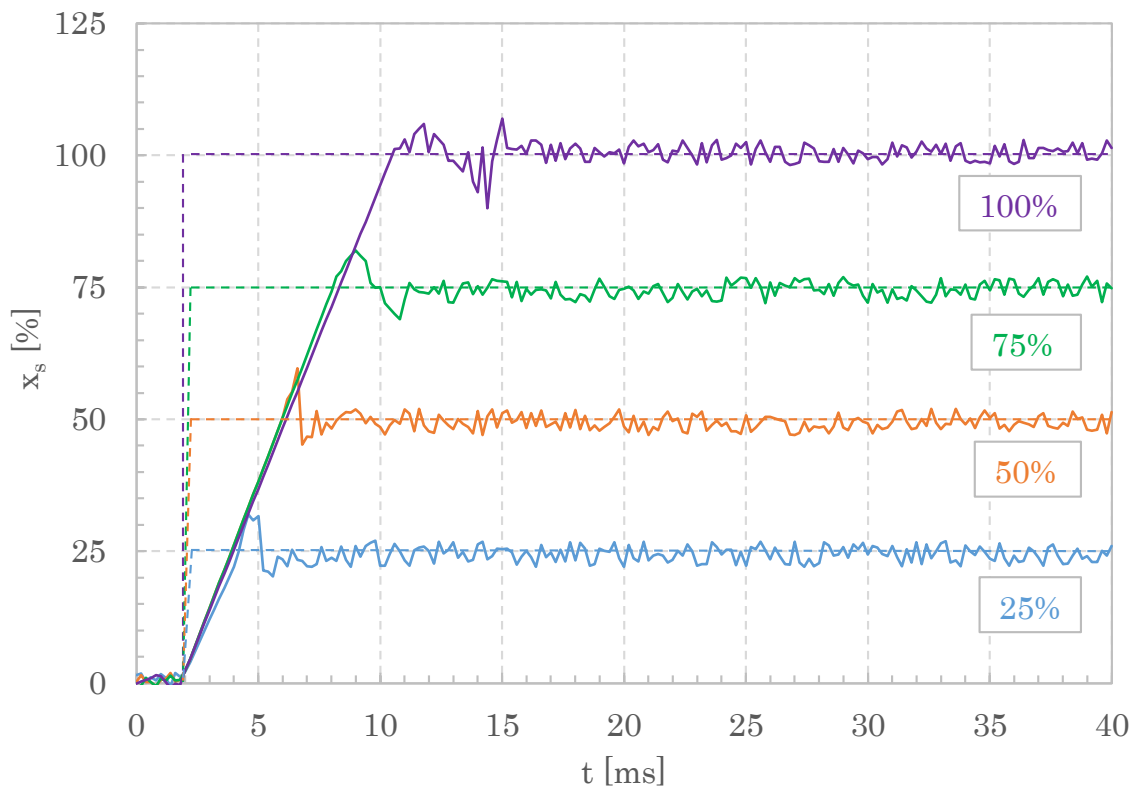


Rys. 6.10. Wyniki pomiaru przecieku wewnętrznego w serwozaworze przy $\Delta P = 100$ Bar



Rys. 6.11. Charakterystyka wzmocnienia ciśnienia w serwozaworze

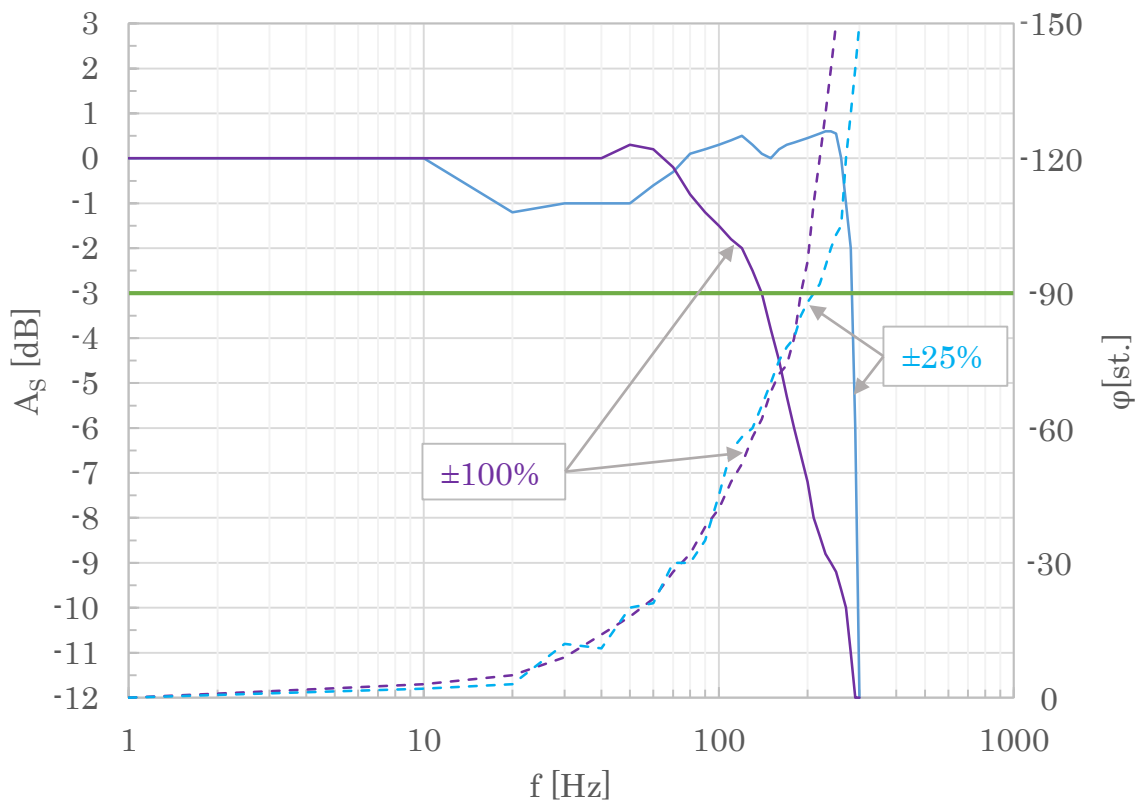
W kolejnych etapach pracy wyznaczono rzeczywista charakterystyce wymuszenia skokowego serwozaworu. Wynik przeprowadzonego badania zgodnie z normami [48, 49] przedstawiono na rys. 6.12. Wykresy przedstawione na charakterystyce skokowej pokazujaja, ze ukklad sterowania w zamknietej petli spruzenia zwrotnego umozliwia suwakowi osiagniecie zadaney pozycji w czasie okolo 3 ms dla wymuszenia 25%, przy czym wystepuje okolo 10% przeregulowania, a zadanay pozycja stabilizuje sie po nastepnych 1-2 ms. W przypadku wiekszych wymuszen czas regulacji wydłuża sie i osiaga okolo 14 ms dla wymuszenia 100%.



Rys. 6.12. Charakterystyka skokowa serwozaworu sterujacego siłownikiem - badania na obiekcie rzeczywistym

Na rys. 6.13 przedstawiono rzeczywista charakterystykę logarytmiczną amplitudowo-fazową dla wymuszeń sinusoidalnych o różnych amplitudach i częstotliwościach. Charakterystyka ta jest ściśle powiązana z ciśnieniem zasilania oraz amplitudą sygnału wejściowego ze względu na występujące nieliniowości w równaniach opisujących dynamikę zaworu. Przedstawiona charakterystyka (rys. 6.13) została uzyskana przy ciśnieniu zasilania wynoszącym 70 bar oraz dla amplitud

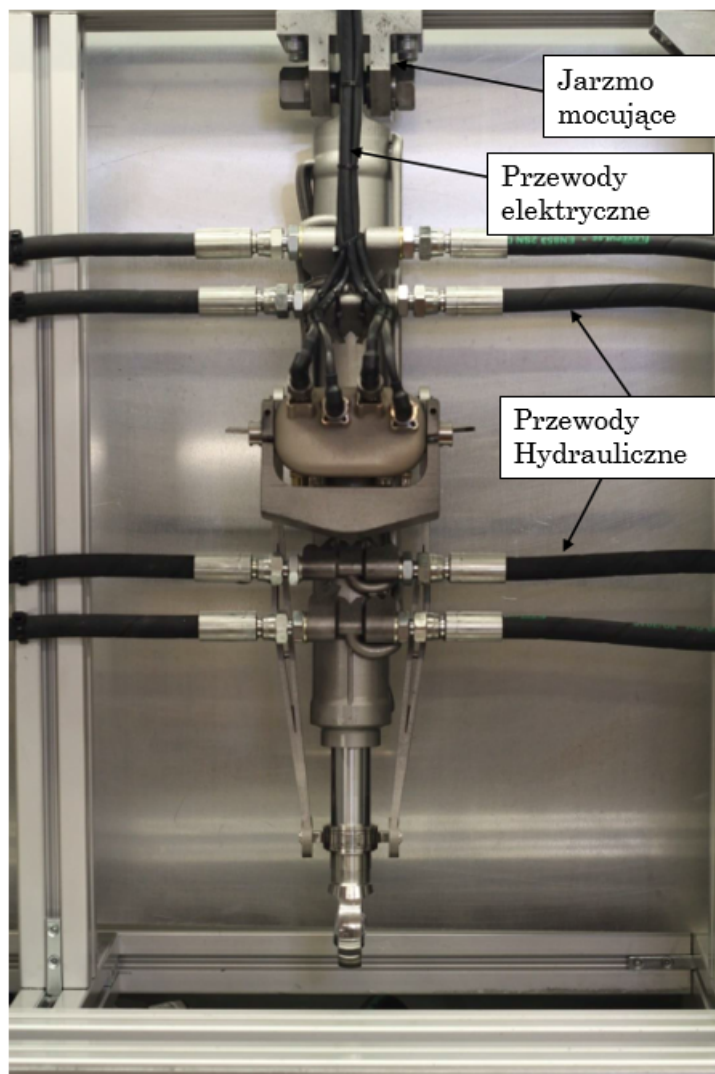
wymuszających 25% i 100% (100%=0.9 mm przesunięcia suwaka). W zależności od zmiany częstotliwości zarejestrowano spadek amplitudy sygnału wyjściowego względem sygnału wejściowego w skali logarytmicznej. Spadek amplitudy o 3 dB (29.7%) dla wymuszenia 25% wynosi około 290 Hz, natomiast dla wymuszenia 100%, spadek amplitudy 3 dB zarejestrowano już przy częstotliwości około 140 Hz. Charakterystyka ta zawiera również wykres fazowy, który przedstawia opóźnienie fazowe wyrażone w stopniach pomiędzy sygnałem wejściowym, a wyjściowym. Dla wymuszeń o amplitudzie 25% opóźnienie fazowe 90 st. zarejestrowano dla częstotliwości w granicach 190 Hz, natomiast dla wymuszenia 25% podobne opóźnienie wystąpiło przy częstotliwości 210 Hz.



Rys. 6.13. Logarytmiczna charakterystyka amplitudowa i fazowa serwozaworu sterującego
- badania na obiekcie rzeczywistym

6.3. Badania laboratoryjne serwo-siłownika

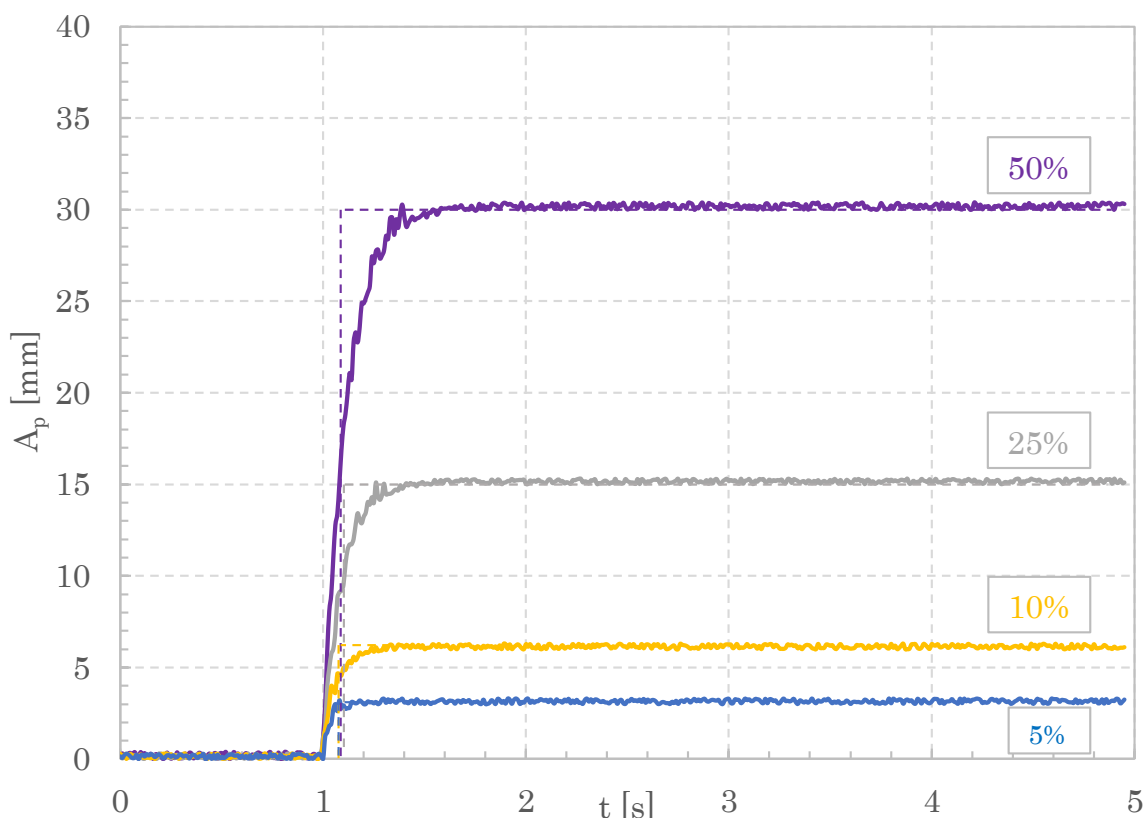
Kompletny siłownik zamontowano na stanowisku testowym, w sposób pokazany na rys. 6.14. Jarzmo zostało przytwierdzone do ramy za pomocą specjalnego uchwytu i sworznia zapewniając wymaganą sztywność połączenia, zasilanie hydrauliczne do siłownika zostało podłączone za pomocą elastycznych przewodów, zasilanie elektryczne z zasilacza i sygnały sterujące z generatora doprowadzono za pomocą przewodów elektrycznych. Pomiar pozycji tłoczyska odbywał się za pomocą wbudowanego przetwornika pozycji LVDT.



Rys. 6.14. Siłownik umieszczony w komórce testowej

Po przeprowadzeniu odpowietrzenia całego systemu, ustawiono ciśnienie zasilania P_s na 70 barów i (z siłownikiem włącznie) przeprowadzono test odpowiedzi

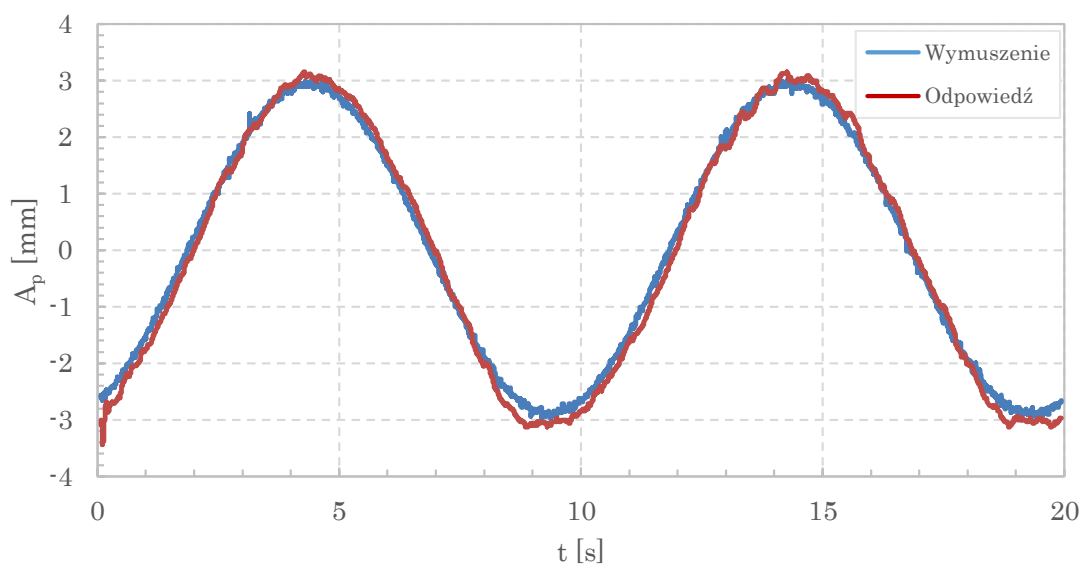
siłownika na wymuszenie skokowe. Wynik przeprowadzonego badania przedstawiono na rys. 6.15. Wykresy przedstawione na charakterystyce skokowej pokazują, że układ sterowania serwo-siłownika w zamkniętej pętli sprzężenia zwrotnego umożliwia osiągnięcie żądanej pozycji tłoczyska w czasie około 300 ms dla wymuszenia 5% (3.5 mm). W przypadku większych wymuszeń 25-50% (co odpowiada 15-30 mm) czas regulacji znacznie wydłuża się i osiąga 2-3 s. Preregulowanie praktycznie nie wystąpiło przy żadnych testowanych wymuszeniach, co potwierdza, że w siłowniku elektrohydraulicznym występuje duże tłumienie wewnętrzne.



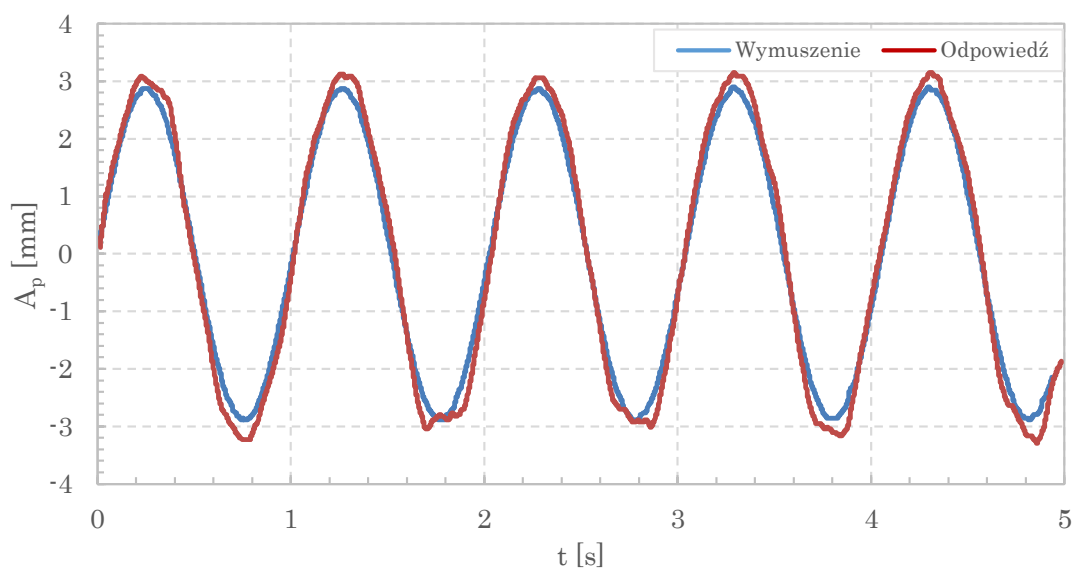
Rys. 6.15. Charakterystyka skokowa serwo-siłownika - badania na obiekcie rzeczywistym

Następnie przy takich samych nastawach ciśnienia (210 barów) przeprowadzono testy odpowiedzi siłownika na wymuszenia w postaci sygnałów sinusoidalnych o różnych amplitudach i częstotliwościach. Na rys. 6.16 - 6.18 pokazano przykładowe przebiegi odpowiedzi siłownika na sygnały oscylacyjne w zakresie 0.07 - 5 Hz i amplitudzie 30 mm. Przy częstotliwościach poniżej 1 Hz nie zaobserwowano znaczącego przesunięcia fazowego i spadku amplitudy odpowiedzi siłownika względem wymuszenia. Nie zaobserwowano również znaczącego zniekształcenia

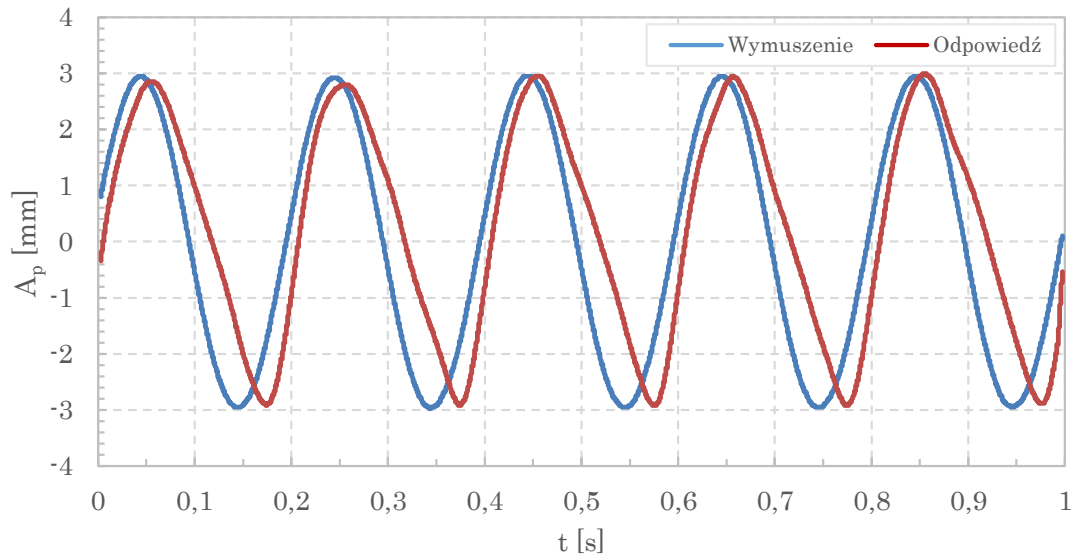
sygnału wyjściowego. Przy częstotliwości 5 Hz widoczne jest już opóźnienie fazy sygnału wyjściowego względem wymuszenia i wynosi ono około 25 ms. Spadku amplitudy i znaczącego zniekształcenia sygnału wyjściowego nie zaobserwowano.



Rys. 6.16. Odpowiedź siłownika dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 30 mm i częstotliwości 0.07 Hz

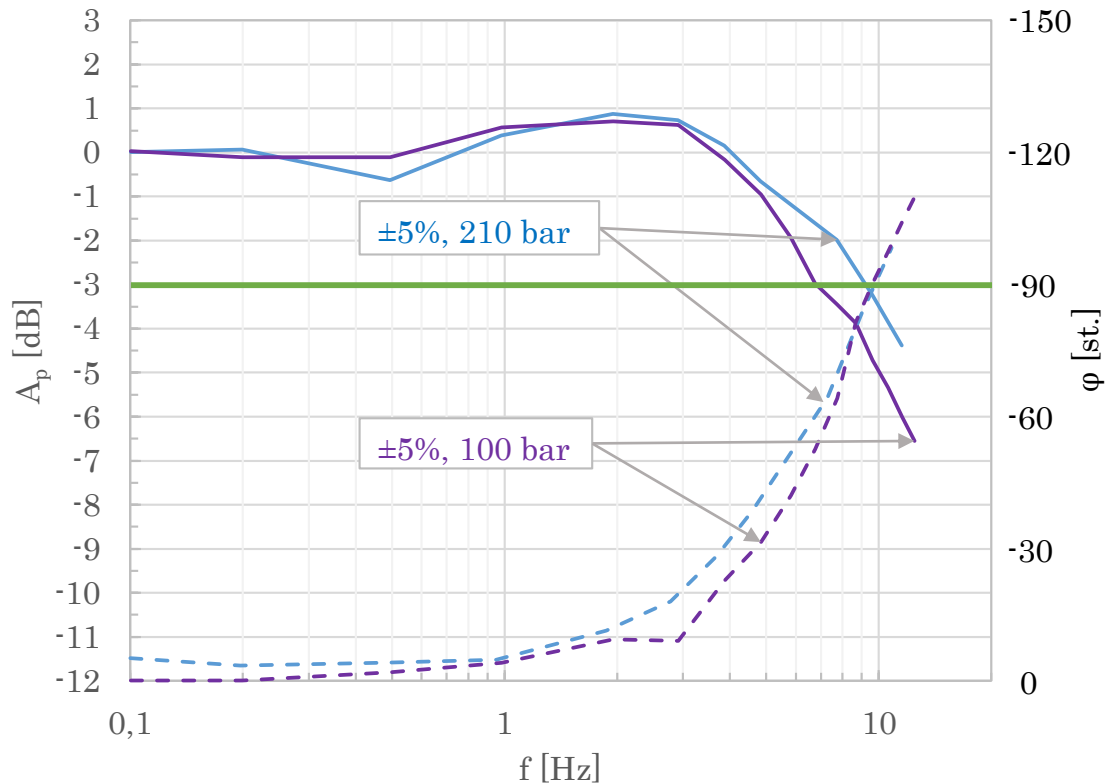


Rys. 6.17. Odpowiedź siłownika dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 30 mm i częstotliwości 1 Hz



Rys. 6.18. Odpowiedź siłownika dla wymuszenia sinusoidalnego o amplitudzie 30 mm i częstotliwości 5 Hz

Rys. 6.19 przedstawia rzeczywistą charakterystykę logarytmiczną amplitudowo - fazową siłownika. Ze względów bezpieczeństwa i ryzyka uszkodzenia prototypu charakterystykę amplitudowo-fazową wyznaczono jedynie dla wymuszenia 5% amplitudy nominalnej, co odpowiadało 3,5 mm wysunięcia tłoczyska. Test przeprowadzono przy ciśnieniu 100 barów i 200 barów. W zależności od zmiany częstotliwości zarejestrowano spadek amplitudy sygnału wyjściowego względem sygnału wejściowego w skali logarytmicznej. Spadek amplitudy o 3 dB dla wymuszenia 5% przy ciśnieniu 210 barów wynosi około 9 Hz natomiast dla 100 barów wynosi około 7 Hz. przebieg krzywej opóźnienia ma podobny charakter przy obu nastawach ciśnienia i osiąga 90 st. przy częstotliwości około 10 Hz.



Rys. 6.19. Logarytmiczna charakterystyka amplitudowa i fazowa serwośiłownika - badania na obiekcie rzeczywistym

6.4. Krytyczna analiza uzyskanych wyników

W ramach realizacji pracy przeprowadzono szereg badań na obiektach rzeczywistych, którymi były serwozawór i kompletny serwośiłownik do zastosowań lotniczych wykonany z wykorzystaniem technologii przyrostowej SLM/DMLS. Badania wykonano w komorze testowej firmy Yasa. Wyznaczono wszystkie typowe charakterystyki dla serwozaworu i serwośiłownika.

W tab. 6.2 przedstawiono porównanie wyników badań symulacyjnych i na obiekcie rzeczywistym dla serwozaworu sterującego.

Zmierzony przepływ oleju przy stałym spadku ciśnieniu wynoszącym 35 barów był o około 4% mniejszy w porównaniu do wyniku otrzymanego w symulacji komputerowej. Biorąc pod uwagę przyjęte założenia w celu uproszczenia modelowania przepływu wynik ten jest w pełni satysfakcjonujący. **Rzeczywisty przeciek wewnętrzny był mniejszy względem**

modelowanego i osiągnął wartość szczytową 0,56 l/min co stanowi wynik o około 20% niższy względem modelu matematycznego. Charakter zmian przecieku wewnętrznego pokazany na rys. 5.30 i 6.10 jest silnie nieliniowy i zdominowany dopasowaniem (tzw. domknięciem) krawędzi sterujących. Jest to szczególnie widoczne w zakresie przemieszczeń $\pm 20\mu\text{m}$ pozycji suwaka. **Teoretyczna charakterystyka wzmocnienia ciśnienia opisana funkcją logistyczną (5.58) może być wykorzystywana do modelowania zmiany przyrostu ciśnienia na portach sterujących.** Jak pokazują wyniki przeprowadzonych badań taki sposób modelowania wzmocnienia ciśnienia obarczony jest stosunkowo niewielkim błędem wynoszącym poniżej 1%.

Tab. 6.2. Tabela wybranych wyników badań eksperymentalnych i symulacji serwozaworu sterującego

Parametr	Symulacja	Badania na obiekcie rzeczywistym
Przepływ nominalny, Q_{nom}	53,4 l/min	51,4 l/min
Przeciek wewnętrzny, Q_s	0,70 l/min	0,56 l/min
Wzmocnienie ciśnienia, p_p	<3%	<4%
Odpowiedź skokowa, $T_s(25\%)$	4,97 ms	2,6 ms
Odpowiedź skokowa, $T_s(100\%)$	21 ms	8,6 ms
Pasma przenoszenia, $B(-3dB)$, $\pm 25\%$	216 Hz	208 Hz
Pasma przenoszenia, $B(-3dB)$, $\pm 100\%$	72 Hz	70 Hz
Opóźnienie fazowe, $\varphi(-90^\circ)$, $\pm 25\%$	246 Hz	203 Hz
Opóźnienie fazowe, $\varphi(-90^\circ)$, $\pm 100\%$	147 Hz	188 Hz

Rzeczywista odpowiedź skokowa serwozaworu była o ponad 2 ms szybsza dla wymuszenia 25% i o około 12 ms dla 100% niż modelowana. Różnice te wynikały najprawdopodobniej z błędów regulacji występujących w modelu silnika, które narastały wraz ze wzrostem amplitudy sygnału wymuszenia (rys. 5.4). Charakterystyki częstotliwościowe serwozaworu pokazane na rys. 4.41 i 5.13 są zbliżone aczkolwiek na charakterystyce teoretycznej widać szybciej narastające opóźnienie fazowe wyrażone w stopniach niż w przypadku charakterystyki rzeczywistej. Suwak serwozaworu w rzeczywistości posiadał mniejsze przeregulowania prawdopodobnie spowodowane lepszym tłumieniem drgań własnych. **Pasma**

przenoszenia odznaczające się dopuszczalnym spadkiem amplitudy sygnału wyjściowego względem sygnału wejściowego o -3dB wyznaczone za pomocą zaproponowanych modeli symulacyjnych jest zbliżone do wartości uzyskanych doświadczalnie.

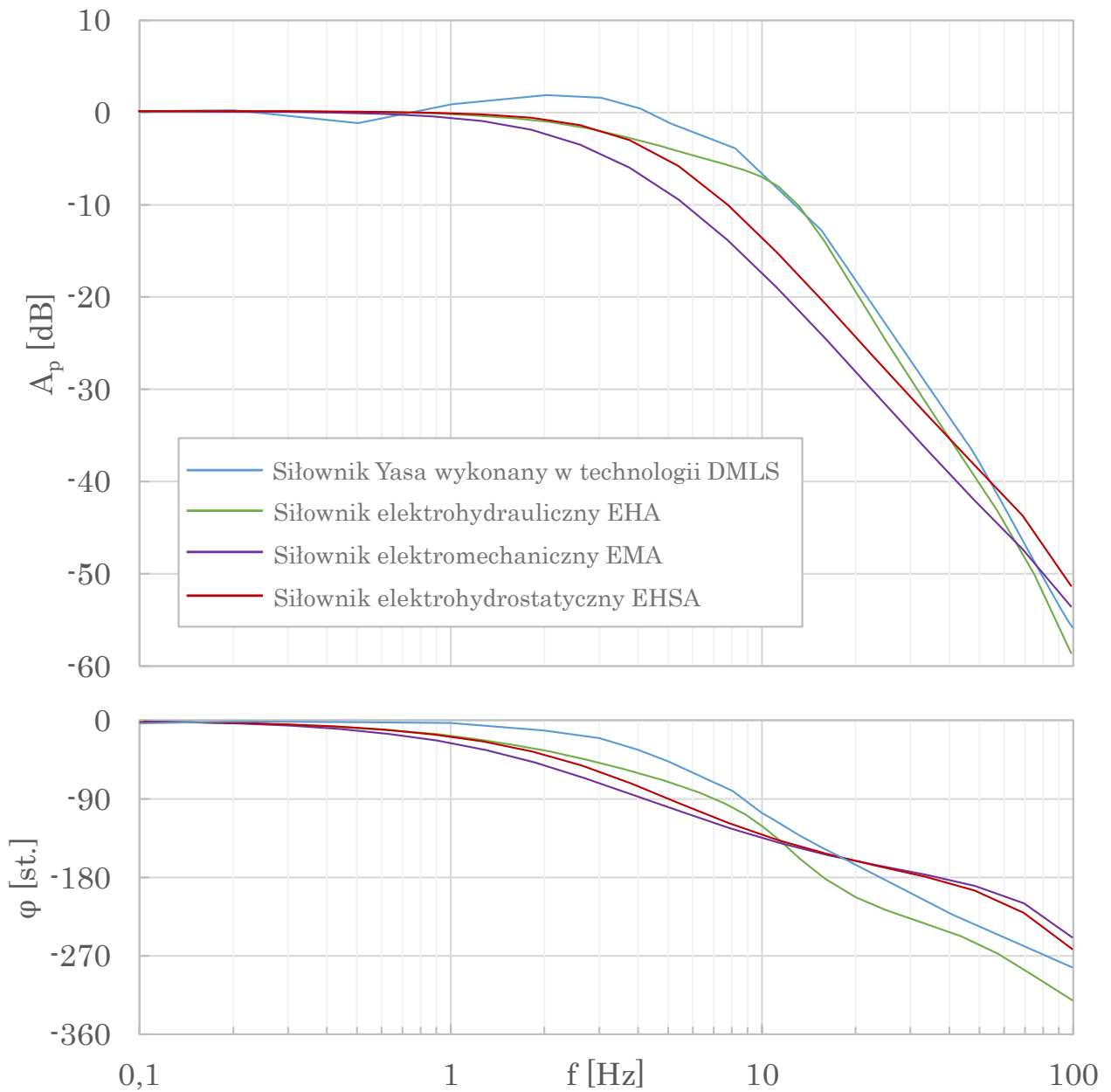
W tab. 6.3 zestawiono wybrane wyniki badań symulacyjnych i badań doświadczalnych dla serwosiłownika. **Wyniki uzyskane w badaniach symulacyjnych są porównywalne z wynikami badań na obiekcie rzeczywistym.**

Tab. 6.3. Tabela wybranych wyników badań eksperymentalnych i symulacji serwosiłownika

Parametr	Symulacja	Badania na obiekcie rzeczywistym
Odpowiedź skokowa, $T_s(5\%)$	0,36 s	0,39 s
Odpowiedź skokowa, $T_s(50\%)$	1,7 s	1,9 s
Pasma przenoszenia, $B(-3\text{dB}), \pm 5\%$	8,7 Hz	9,1 Hz
Opóźnienie fazowe, $\varphi(-90^\circ), \pm 5\%$	21 Hz	9,6 Hz

Na rys. 6.20 przedstawiono zestawienie charakterystyk logarytmicznych amplitudowych i fazowych siłowników lotniczych dla amplitudy wymuszenia ± 1 mm dostępnych w [25] i badanego siłownika Yasa. **W przebadanym zakresie częstotliwości 0-12 Hz siłownik Yasa, miał najmniejszy spadek amplitudy sygnału wyjściowego względem sygnału wejściowego, a także odznaczał się najmniejszym opóźnieniem fazowym.** Zarejestrowano pewne wzmocnienie sygnału wyjściowego względem sygnału wejściowego w paśmie 0.9 - 4 Hz wynoszące maksymalnie 1 dB. Prawdopodobnie należałoby nieco skorygować wartości nastaw regulatora np. obniżyć wartość całki w regulatorze pozycyjno-prędkościowym siłownika.

Na podstawie wyznaczonych charakterystyk dynamicznych badanego siłownika i porównaniu ich z dostępnymi siłownikami elektrohydraulicznymi, elektro-hydrostatycznymi i elektro-mechanicznymi można stwierdzić, że zastosowanie odpowiednich metod modelowania umożliwia predykcję i kształtowanie właściwości dynamicznych siłownika wystarczającą do wdrożenia go w systemach pośredniego sterowania współczesnych samolotów komunikacyjnych.



Rys. 6.20. Charakterystyka porównawcza amplitudowo-fazowa siłownika Yasa wykonanego w technologii DMLS z klasycznymi siłownikami EHA, EMA i EHSA

Podsumowanie i wnioski

W niniejszej pracy podjęto tematykę związaną z modelowaniem i analizą dynamiki serwo-siłownika elektrohydraulicznego wykonanego w technologii tzw. druku 3D. Opracowano model matematyczny uwzględniający pełną redundancję obwodów elektronicznych, dupleksową konfigurację układów hydraulicznego i mechanicznego. Określono modele matematyczne elektronicznego napędu rozdzielacza serwozaworu w konfiguracji quadrupleksowej z pełną separacją ścieżek zasilających, model matematyczny serwozaworu i model matematyczny kompletnego serwo-siłownika. W celu uzyskania dokładniejszych wyników dla modelowanych zagadnień przeprowadzono także symulacje MES napędu serwozaworu i symulację CFD przepływu oleju przez serwozawór.

Rosnąca liczba publikacji z zakresu zastosowania technologii przyrostowych takich jak SLM/DMLS w produkcji lotniczych części hydraulicznych charakteryzujących się niską masą świadczy o dużym zainteresowaniu naukowców podjętą tematyką. Na podstawie przeanalizowanej literatury, a także przeprowadzonych badań materiałowych określono podstawowe właściwości wytrzymałościowe stali maraging 1.2709 i jej możliwości w zastosowaniu do elektrohydraulicznych układów napędowych w pośrednim systemie sterowania na przykładzie siłownika FBW. Dzięki zastosowaniu technologii tzw. druku 3D możliwe było wykonanie kanałów wewnętrznych o zmiennych polach przekrojów i umieszczenie dwóch hydraulicznych serwozaworów wraz z tulejami rozdzielaczy sterujących w centralnej obudowie pomiędzy tłoczkami o niespotykanym dotąd poziomie integracji systemów. Takie podejście do projektowania części hydraulicznych może zrewolucjonizować systemy hydrauliki siłowej i znacznie zwiększyć ich potencjał w przemyśle lotniczym, ze względu na redukcję masy i zmniejszenie liczby części, które byłyby wymagane przy obecnie wykorzystywanych siłownikach.

Na podstawie analizy wyników badań wytrzymałościowych, symulacyjnych i doświadczalnych na obiekcie rzeczywistym serwośiłownika Yasa wykonanego w technologii DMLS/SLM wyciągnięto następujące wnioski:

1. Stal maraging 1.2709 po spiekaniu laserowym posiada zbliżoną wytrzymałość na rozciąganie jak dla stali maraging 18Ni1400.
2. Wytrzymałość zmęczeniowa stali po spiekaniu laserowym była niższa o około 16% w porównaniu z najsłabszymi stalami maraging.
3. Na podstawie sporządzonego wykresu Goodmana przedstawionego na rys. 4.1 można stwierdzić, że granica zmęczeniowa części wykonanych ze stali maraging po spiekaniu laserowym jest uzależniona od kierunku występowania obciążenia względem kierunku budowy części na platformie maszyny do spiekania laserowego.
4. Proces projektowania części wytwarzanych w technologii DMLS/SLM powinien być ściśle zintegrowany z procesem produkcyjnym, ze względu na anizotropię wytrzymałościową (niższa wytrzymałość części na obciążenia występujące równoległe do przyrostu nakładanej i przetapianej warstwy sproszkowanego metalu).
5. Zastosowanie technologii przyrostowej DMLS/SLM daje możliwość wyprodukowania elementów lotniczej hydrauliki siłowej (np. serwozaworów i elementów siłownika) o korzystnej pod względem przepływu strukturze wewnętrznej, jednocześnie przyczyniając się do redukcji masy i zmniejszenia gabarytów części.
6. Charakterystyki statyczne serwozaworu sterującego wyznaczone za pomocą zbudowanych modeli matematycznych są zbliżone z wynikami pomiarów doświadczalnych. Porównanie otrzymanych wyników zamieszczono w tab. 6.2.
7. Charakterystyki dynamiczne serwozaworu sterującego wyznaczone za pomocą zbudowanych modeli matematycznych są zbliżone z wynikami pomiarów doświadczalnych, aczkolwiek uwidaczniają się większe różnice w odpowiedzi skokowej i opóźnieniu fazowym. Porównanie otrzymanych wyników zamieszczono w tab. 6.2.

8. Na podstawie wyników podanych w tab. 6.2 oraz wyników charakterystyki skokowej napędu (rys. 5.4) można stwierdzić, że wprowadzenie korekcji do układu regulacji silnika mogłoby polepszyć parametry dynamiczne modelu serwozaworu.
9. Charakterystyki skokowe i częstotliwościowe serwo-siłownika wyznaczone za pomocą modelu matematycznego są zbliżone z wynikami pomiarów na obiekcie rzeczywistym. Porównanie otrzymanych wyników zamieszczono w tab. 6.3.
10. W przebadanym zakresie sygnałów wymuszających serwo-siłownik Yasa odznaczał się najmniejszym spadkiem amplitudy sygnału wyjściowego względem sygnału wejściowego, a także najmniejszym opóźnieniem fazowym w odniesieniu do podobnych siłowników mających zastosowanie w pośrednich systemach sterowania współczesnych statków komunikacyjnych (rys. 6.20).

Na podstawie przeprowadzonych badań i analiz można stwierdzić, że cel pracy został osiągnięty, a teza potwierdzona. W dalszych badaniach autor zamierza kontynuować prace nad poziomami występowania błędów lub uszkodzeń w systemach wewnętrznych siłownika FBW firmy Yasa i ich wpływowi na zmiany parametrów dynamicznych siłownika. W trakcie eksploatacji może również dojść do utraty synchronizacji pomiędzy dwoma systemami hydraulicznymi, co może powodować np. szybsze zużycie części ze względu na występowanie dodatkowych sił wewnętrznych. Zagadnienia te mogą być przedmiotem przyszłych prac badawczo-rozwojowych nad układami serwo-siłowników wykonywanymi w technologii przyrostowej.

Dodatek A

Dane liczbowe

Dane liczbowe wykorzystywane przez oprogramowanie Matlab/Simulink zapisano w pliku dane.m. Wczytanie pliku powoduje załadowanie zmiennych do pamięci podręcznej by następnie mogły być przetwarzane przez modele symulacyjne stworzone w podsystemie Simulinka.

Tab. A.1. Dane liczbowe przyjęte do obliczeń napędu elektrycznego serwozaworu

Parametr	Jednostka	Zmienna w Matlabie	Wartość liczbową
J	kg · m ²	J	0.90527e-6
B _m	Nm · s	b	0.35e-3
K _e	V/rad/s	Ke	0.057
K _t	Nm/A	Kt	0.057
R _{LL}	Ohm	RLL	4.58
L	V/rad/s	L	0.057
N _p	-	Np	8

Tab. A.2. Dane liczbowe przyjęte do obliczeń serwozaworu

Parametr	Jednostka	Zmienna w Matlabie	Wartość liczbową
P_s	Pa	Psup	21e6
P_t	Pa	Ptank	0
Q_{nom}	m ³ /s	Qnom	0.001
d_s	m	ds	0.008
ρ	kg/m ³	ro	875
C_d	-	Cd	0.44
C_v	-	Cv	6.13e-7
e_s	m	es	0.00098
f_s	m	fs	0.00084
l_f	m	lf	0.0291
m_s	kg	ms	0.007
B_s	N · m/s	Bs	1.5
c	m	c	1.5e-5
μ	Pa · s	mu	0.044
l'	m	lprim	1e-5
ϵ	m	epsilon	1.75e-7

Tab. A.3. Nastawy regulatora prędkościowo-pozycyjnego napędu suwaka serwozaworu

Parametr	Jednostka	Zmienna w Matlabie	Wartość liczbową
K_{pp}	-	Kpp	640
K_{ip}	-	Kip	95
K_{dp}	-	Kdp	0.02
K_{pv}	-	Kpv	18
K_{iv}	-	Kiv	8
K_{dv}	-	Kdv	0.07

Tab. A.4. Dane liczbowe przyjęte do obliczeń serwośiłownika

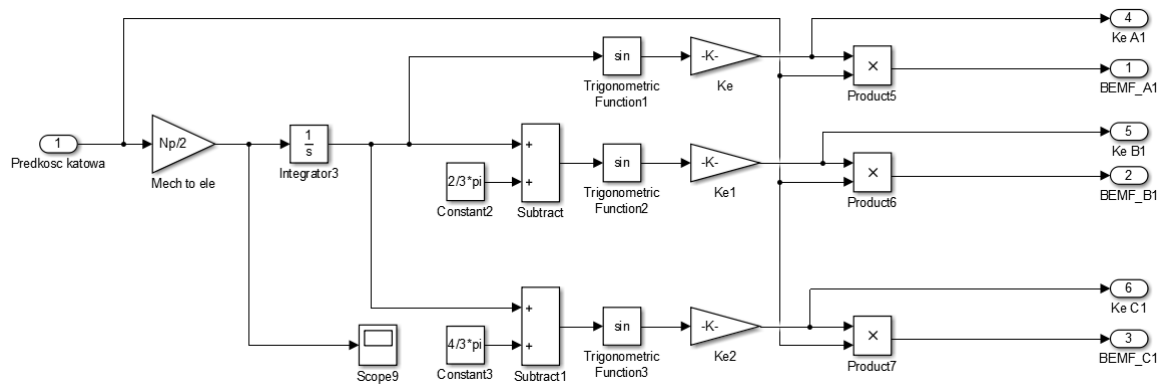
Parametr	Jednostka	Zmienna w Matlabie	Wartość liczbową
A_1	m^2	A1	0.00103
A_2	m^2	A2	0.00103
A_3	m^2	A3	0.00103
A_4	m^2	A4	0.00121
M_t	kg	Mt	1.16
B_p	V/rad/s	Bp	1000
F_{co}	N	Fco	100
F_{so}	N	Fso	100
C_s	m/s	Cs	0.02
L_{max}	m	Lmax	0.14
L_0	m	Lo	0.07
V_1	m^3	VL11	9.82e-6
V_2	m^3	VL12	3.99e-7
V_3	m^3	VL12	3.99e-7
V_4	m^3	VL11	9.82e-6
β_e	$\frac{m \cdot s^2}{kg}$	Be	1800e6

Tab. A.5. Nastawy regulatora prędkościowo-pozycyjnego siłownika FBW

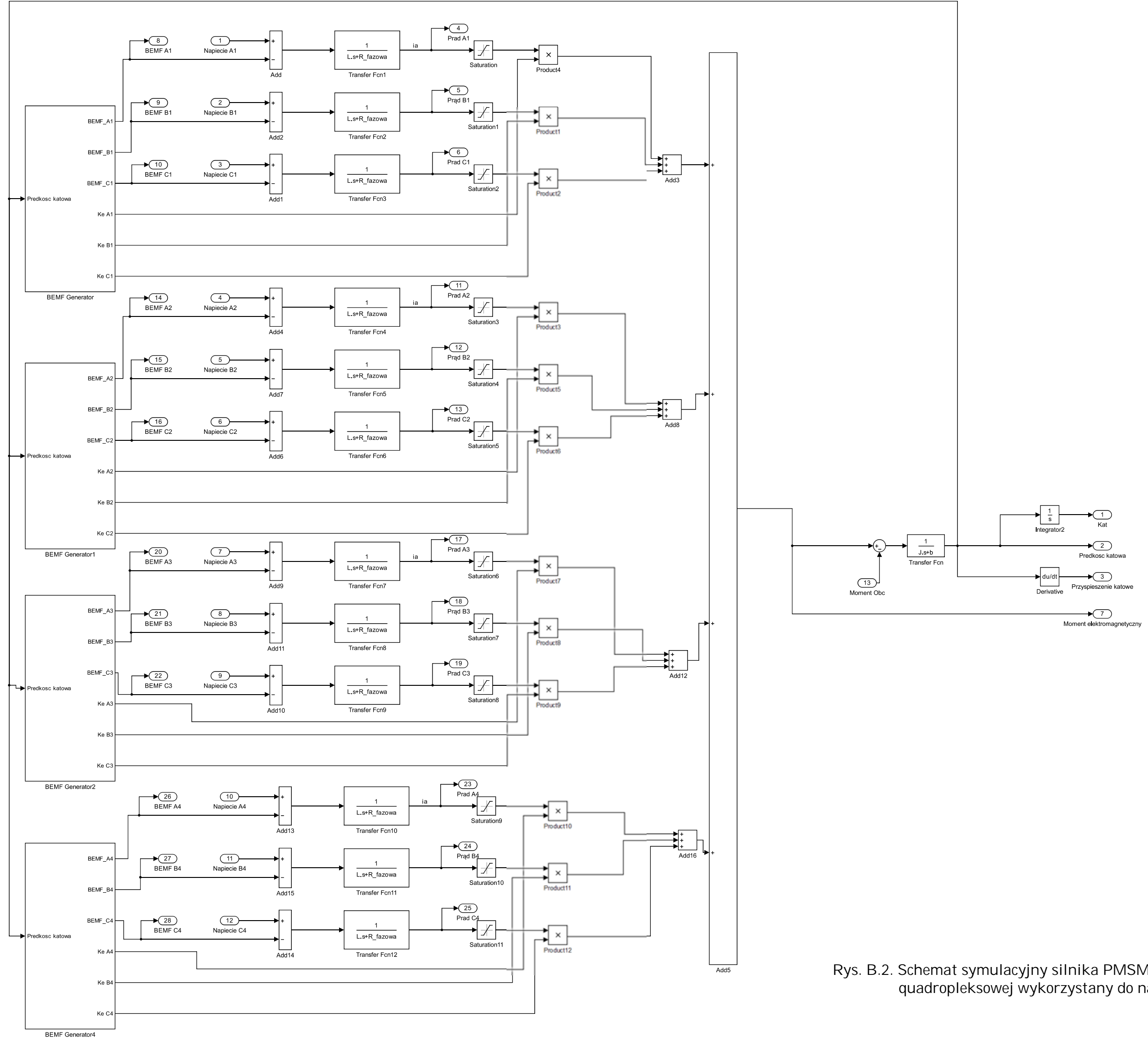
Parametr	Jednostka	Zmienna w Matlabie	Wartość liczbową
K_{pp}	-	Kpp	20
K_{ip}	-	Kip	0.001
K_{dp}	-	Kdp	0.01
K_{pv}	-	Kpv	7
K_{iv}	-	Kiv	2
K_{dv}	-	Kdv	0.002

Dodatek B

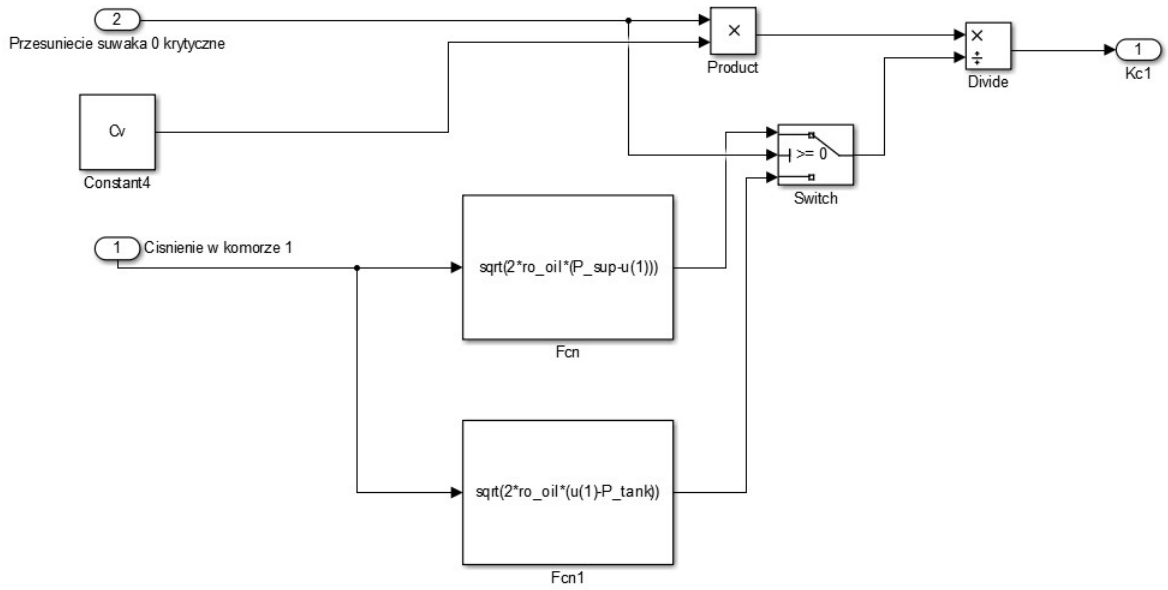
Wybrane modele zrealizowane w programie Matlab/Simulink



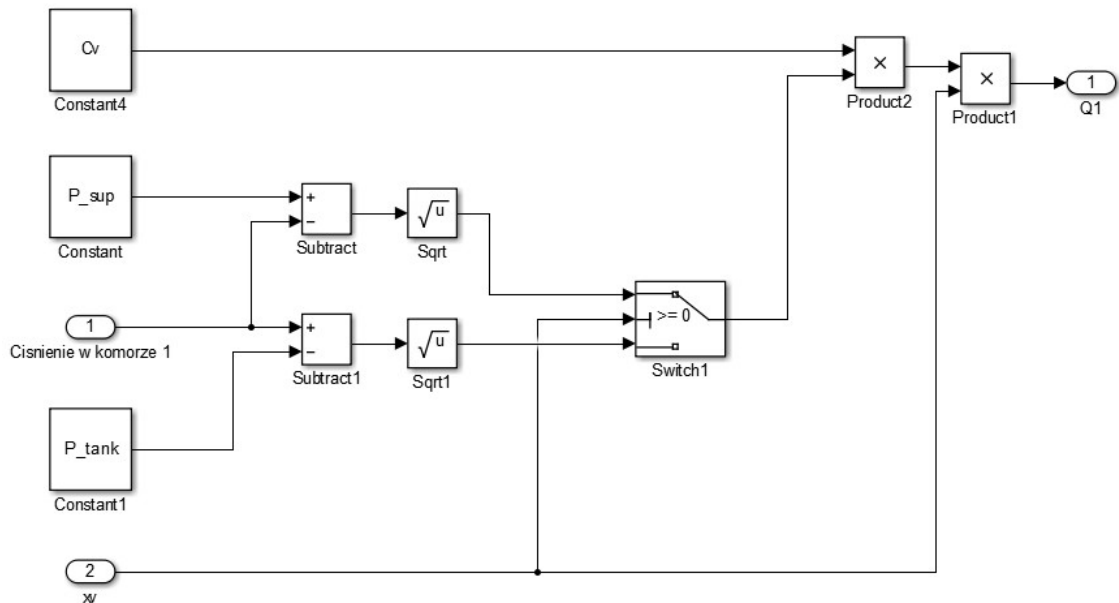
Rys. B.1. Generator wstecznej siły elektromotorycznej



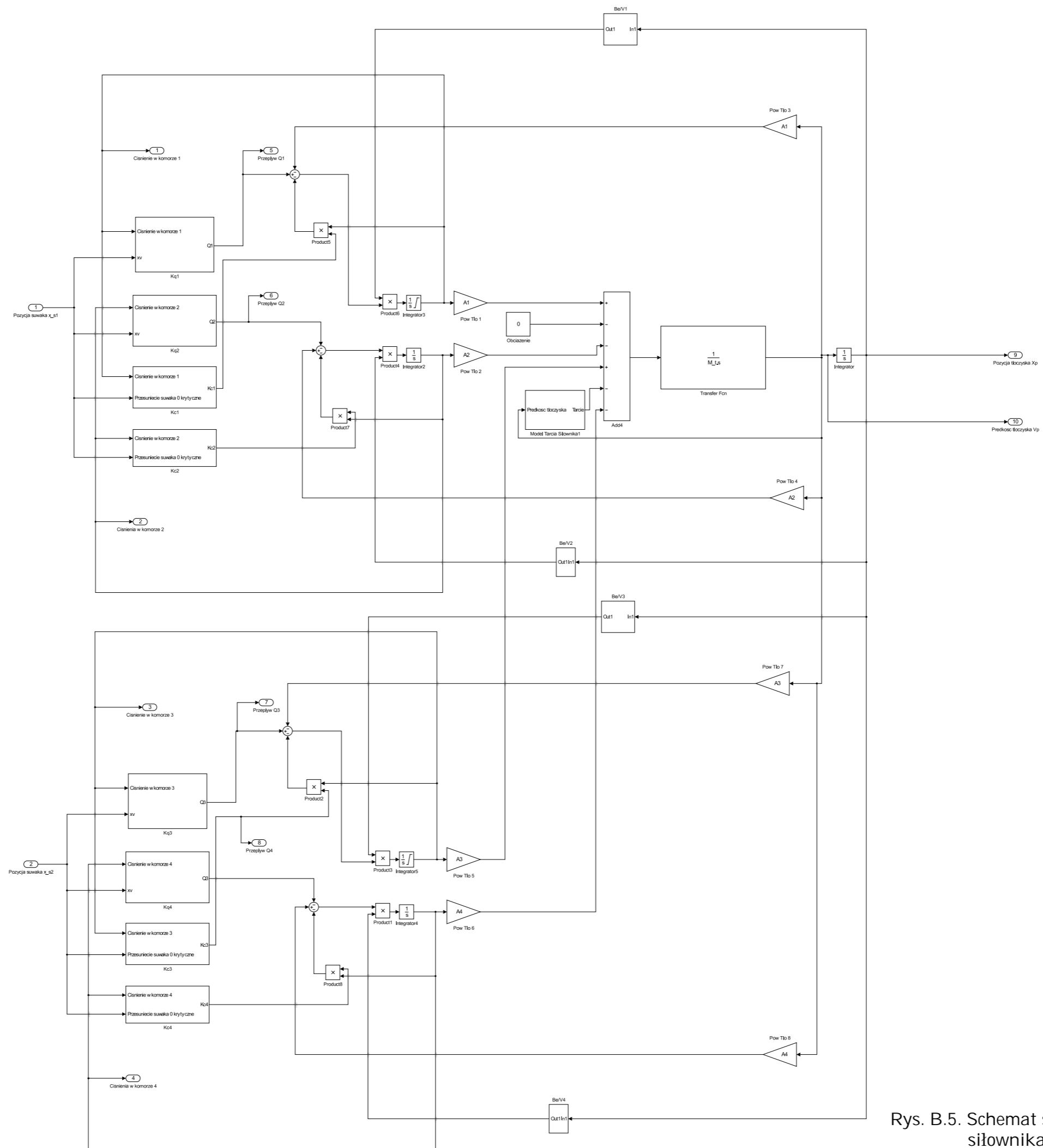
Rys. B.2. Schemat symulacyjny silnika PMSM o architekturze quadropleksowej wykorzystany do napędu suwaka



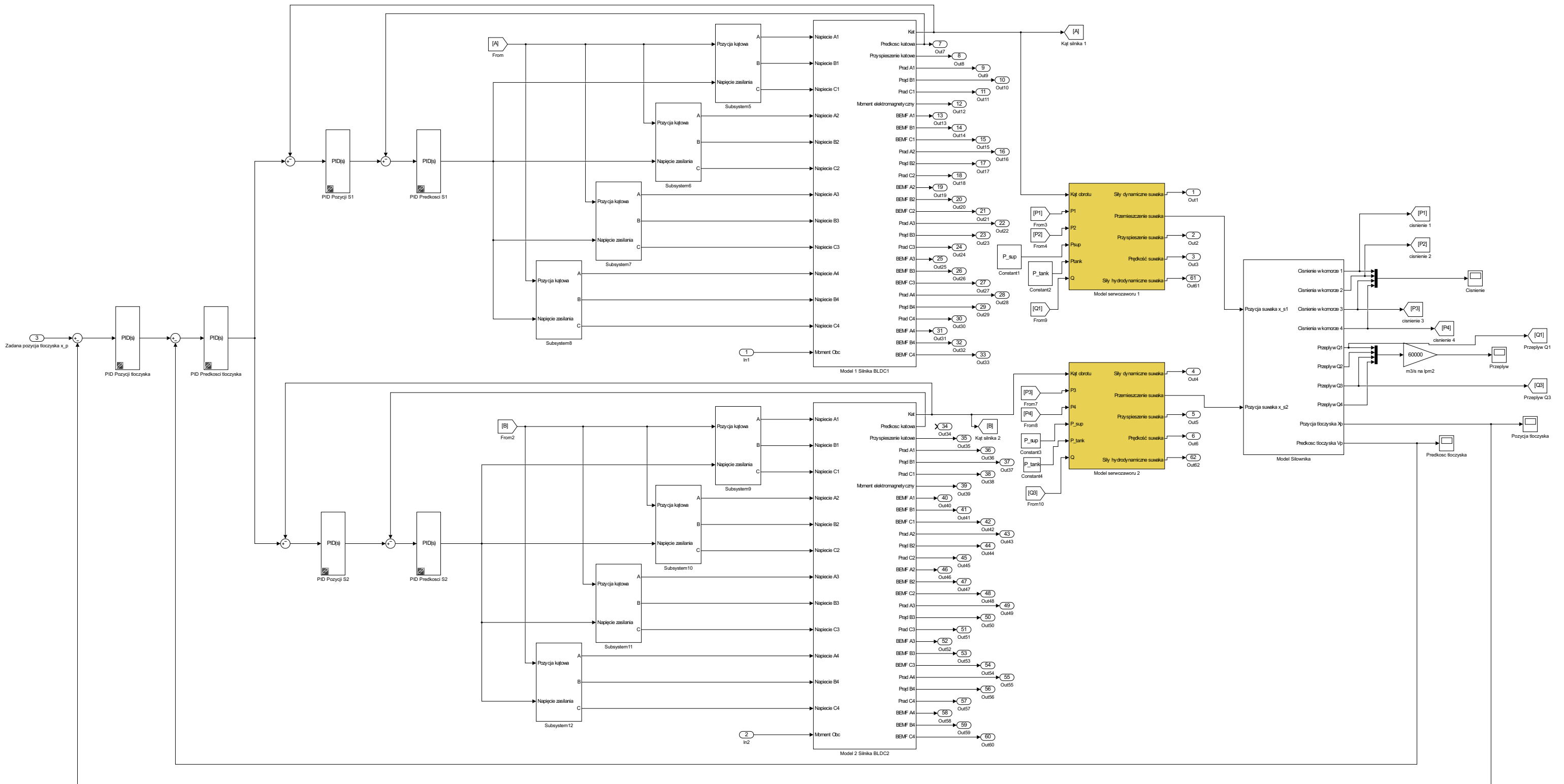
Rys. B.3. Blok obliczający stałą ciśnienia-przepływu



Rys. B.4. Blok obliczający stałą przepływu



Rys. B.5. Schemat symulacyjny mechaniczno-hydrauliczny siłownika w konfiguracji tandemowej



Rys. B.6. Schemat symulacyjny kompletnego serwośiłownika

Bibliografia

- [1] *18 Percent Nickel Maraging Steels*, Engineering properties, Publication No. 4419, Nickel Development Institute 1976.
- [2] Agrawal B.N., Platzer M.F.: *Standard Handbook for Aerospace Engineers*, McGraw Hill, 2018.
- [3] Andersen T.O.: *Fluid Power Systems Modelling and Analysis*, Institute of Energy Technology, Aalborg University, Denmark 2003.
- [4] *Aerospace Information Report: AIR4253B, Description of Actuation Systems for Aircraft With Fly-By-Wire Flight Control Systems*, SAE Aerospace 2012.
- [5] Airbus S.A.S. *A320 Flight crew operating manual*, 2010.
- [6] Anderson J.D., Jr: *Aircraft Performance and Design*, McGraw-Hill 2010
- [7] *ARP1281C Actuators: Aircraft Flight Controls, Power Operated, Hydraulic, General Specification For*, SAE Aerospace 2002.
- [8] *ARP4754A Guidelines for Development of Civil Aircraft and Systems*, SAE Aerospace 2010.
- [9] Assegu W., Roozbahani H., Handroos H.: *An integrator backstepping position control of electro-hydraulic servo system based on particle swarm optimization*, Proceedings of the 8th FPNI Ph.D Symposium on Fluid Power, Lappeenranta, Finland 2014
- [10] Atkinson D.J., Green S., Mecrow B.G., Jack A.G., Coles J.R.: *Fault Tolerant fuel pump drives for the all electric aircraft*, IEE Colloquium on All Electric Aircraft, London, UK 1998

- [11] Bildstein M.: *EHA for Flight Testing on Airbus A321 – Power losses of fix pump EHA versus variable pump EHA*, Recent Advances in Aerospace Hydraulics, Toulouse, France, 1998.
- [12] Bilron M.: *A practical guide to plastics sustainability. Concept, solutions and implementation*, Elsevier, 2020.
- [13] Blackman L.D.: *Integrated hydraulic system simulation: a new modular approach with Simulink*, Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, France, 2001
- [14] Bociek S., Gruszecki J.: *Układy sterowania automatycznego samolotu*, Rzeszów 1999
- [15] Botten S.L., Whitley C.R., King A.D.: *Flight Control Actuation Technology for Next-Generation All-Electric Aircraft*, Technology Review Journal 2000
- [16] Branco R., Costa J.D., Martins Ferreira J.A., Capela C., Antunes F.V., Macek W.: *Multiaxial fatigue behaviour of maraging steel produced by selective laser melting*, Materials and Design 2021
- [17] Budinger M., Liscouet J., Hospital F., Mare J.: *Estimation models for the preliminary design of electromechanical actuators*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2012.
- [18] Budynas R.G., Nisbett J.K.: *Shigley's Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill 2015.
- [19] Chudy P., Rzucidło P.: *Real-time simulations of environmentally friendly flight control system*, Archive of Mechanical Engineering, 2011.
- [20] Chudy P., Rzucidło P.: *Simulators for Pilot Assisting Module of Advanced Light Aircraft Concept*, th IEEE International Symposium on Applied Machine Intelligence and Informatics, Smolenice, Slovakia, 2011.
- [21] Chudy P., Rzucidło P.: *TECS/THCS based flight control system for general aviation*, AIAA Modeling and Simulation Technologies Conference, 2009.

-
- [22] Chudy P., Tomczyk A., Rzucidło P.: *Safety enhanced digital flight control system*, Aircraft Engineering Aerospace Technology 2009.
- [23] Cook M.V.: *Flight dynamics principles*, EButterworth-Heinemann, 2007.
- [24] Churn P.M, Maxwell C.J., Schofield N., Howe D., Powell D.J.: *Electro-hydraulic Actuation of Primary Flight Control Surfaces*, IEE Colloquium on All Electric Aircraft, London, UK 1998.
- [25] Cooper M.A.: *Simulating Actuator Energy Demands of an Aircraft in Flight*, Cranfield University, Department of Aerospace Engineering, UK 2014.
- [26] Davis M.A.: *High Performance Electromechanical Servoactuation using Brushless DC Motors*, Moog Technical Bulletin, Tech. Rep., USA, 1984.
- [27] Doddannavar R., Barnard A., Mackay S.: *Practical Hydraulic Systems*, Newnes, 2005.
- [28] Dolega B., Rzucidło P.: *Fault Tolerant Actuators for Safety Enhanced Flight Control System*, Polish Journal of Environmental Studies, 2010
- [29] Downer J.: *When Failure is an Option: Redundancy, reliability and regulation in complex technical systems*, Discussion paper no: 53, Centre for Analysis of Risk and Regulation at the London School of Economics and Political Science, UK 2009.
- [30] Dubrova E.: *Fault Tolerant Design: An Introduction*, Kluwer Academic Publishers 2008
- [31] Edwards C., Lombaerts T., Smali H.: *Fault Tolerant Flight Control*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010.
- [32] Esen Z.I., Sahin M., Cakiroglu S., Kulunk Z.: *Increasing Energy Efficiency of Electric Motors by Post-integration Parameter Calibration*, Roketsan Co., Mechatronic Design Department, Ankara, Turkey 2017
- [33] Fielding C.: *The design of Fly-By-Wire flight control systems*, BAE Systems, Aerodynamics (W427D), Warton Aerodrome, Preston, UK

- [34] Fu J.: *Incremental Virtual Prototyping of Electromechanical Actuators for Position Synchronisation*, INSA de Toulouse, France 2016.
- [35] Garcia A., Cusido J., Rosero J.A., Ortega J.A., Romeral L.: *Reliable electro-mechanical actuators in aircraft*, IEEE Aerospace and Electronic Systems Magazine, vol. 23, no. 8, 2008
- [36] Gerada C., Bradley K.J., Whitley C., Towers G.: *Integrated machine design for electro mechanical actuation*, IEEE International Symposium on Industrial Electronics, 2007.
- [37] Garza P., Perinpanayagam S., Aslam S., Wileman A.: *Qualitative Validation Approach Using Digital Model for the Health Management of Electro-mechanical Actuators*, Applied Science 2020.
- [38] Gieras F.J, Wang R.J, Kamper M.J.: *Axial Flux Permanent Magnet Brushless Machines*, Springer 2008.
- [39] Gribble J.J, Kjaer P.C, Cossar C., Kelly L., Brremner J.J, Miller T.J.E, Maxwell C.J., Capewell R., Moorhouse D.G.: *Feasibility study of a large switched reluctance spoiler actuator system*, IEE Colloquium (Digest), no. 260, 1998.
- [40] Gruszecki J., Grzybowski J., Rzucidło P.: *Electro-mechanical actuators for general aviation fly-by-wire aircraft*, Aviation, Riga, Latvia, 2005
- [41] Han C., Kim K.: *A Study on the Reliability and Maintainability Analysis Process for Aircraft Hydraulic System*, J. Korea Soc. Syst. Eng. 2016
- [42] Hanselman D.: *Brushless permanent magnet motor design*, Magna Physics Publishing, USA 2006.
- [43] Hospodka J., Binova H., Pleninger S.: *Assessment of All-Electric General Aviation Aircraft*, Energies 2020.
- [44] Huang L., Yu T., Jiao Z., Li Y.: *Active Load-Sensitive Electro-Hydrostatic Actuator for More Electric Aircraft*, Applied Science 2020.

-
- [45] Hueber Ch., Horejsi K., Schladejewski R.: *Review of cost estimation: methods and models for aerospace composite manufacturing*, Advanced Manufacturing: Polymer&Composite Science, 2016
- [46] Hull D.: *Fundamentals of airplane flight mechanics*, Advanced Manufacturing: Springer, 2007.
- [47] Isturiz A., Vinals J., Fernandez S.: *Development of an aeronautical electromechanical actuator with real time health monitoring capability*, Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, France, 2010.
- [48] ISO 10770-1: *Hydraulic fluid power — Electrically modulated hydraulic control valves, Part 1: Test methods for four-port directional flow-control valves*, 2009.
- [49] ISO 4411: *Hydraulic fluid power — Valves — Determination of pressure differential/flow characteristics*, 2008.
- [50] Jacazio G., Gastaldi L.: *Robust pressure control improves the performance of redundant fly-by-wire hydraulic actuators*, Int. J. Appl. Eng. Res. 2016
- [51] Jani D.B., Ashish S., Aditya S., Yash S., Bishambhar S., Nikhil S., Manmohan S.: *An overview on aircraft hydraulic system*, Renew. Sustain. Energy Rev. 2019.
- [52] Jensen S.C., Jenney G.D., Dawson D.: *Flight test experience with an electromechanical actuator on the F-18 Systems Research Aircraft*, 19th Digital Avionics Systems Conference, 2000
- [53] Ji Y., Qiu L., Wang Z., Qi X.: *Research on pump and valve combined scheme of EHA*, Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, France, 2007.
- [54] Kleemann E., Dey D., Recksiek M.: *DaimlerChrysler Aerospace. The development of a civilian fly by wire flight control system*, Proceedings of ICAS Congress ICAS, Harrogate International Conference Centre, Harrogate, UK 2000.

- [55] Kluczyk M.: *Analiza kinematyki i dynamiki układu korbowo-tłokowego jednocylindrowego czterosuwowego silnika zs*, Zeszyty Naukowe Akademii Marynarki Wojennej 2014,
- [56] Kopecki G.: *Sterowanie samolotem w sytuacji niepełnej informacji pomiarowej*, Rzeszów 2010
- [57] Kwak S.W, Shim J.K, Mo Y.K.: *Kinematic Conceptual Design of In-Line Four-Cylinder Variable Compression Ratio Engine Mechanisms Considering Vertical Second Harmonic Acceleration*, Applied Science 2020
- [58] Kulshreshtha A.: *Remote actuation control system: aircraft flight control for hydraulic servo and electric actuation*, Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, France, 2007
- [59] L'Afflitto A.: *A Mathematical Perspective on Flight Dynamics and Control*, Springer 2017
- [60] Lee Y.B., Park J.W., Lee G.C.: *A Study on Failure Analysis and High Performance of Hydraulic Servo Actuator*, Applied Science 2020.
- [61] Li X., Jiao Z., Li Y., Cao Y.: *Adaptive Repetitive Control of a Linear Oscillating Motor under Periodic Hydraulic Step Load*, China 2020
- [62] Mare J.: *Friction modelling and simulation at system level: a practical view for the designer*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 2012.
- [63] Mathworks (2012): *6DoF (Euler Angles)*, dostępny w Internecie: [http : //www.mathworks.co.uk/help/aeroblks/6dofeulerangles.html](http://www.mathworks.co.uk/help/aeroblks/6dofeulerangles.html)
- [64] Mautin J.: *Hydraulic system definition and simulation*, Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, France, 2001.
- [65] McCullough K.R.: *Design and Characterization of a Dual Electro-Hydrostatic Actuator*, McMaster University, Hamilton Canada 2011
- [66] McGough J.: *Digital Flight Control System Redundancy Study*, Prepared for: Air Force Flight Dynamic Laboratory, USA 1974.

-
- [67] Moir I., Seabridge A.: *Aircraft Systems-Mechanical, electrical and avionics subsystem integration*, Wiley 2008
- [68] Mondal S., Mitra A., Chattopadhyay M.: *Mathematical modeling and simulation of Brushless DC motor with ideal Back EMF for a precision speed control*, 2015 IEEE International Conference on Electrical, Computer and Communication Technologies (ICECCT), Coimbatore, India
- [69] MOOG: *Electrohydraulic Valves... A Technical Look*, biuletyn techniczny firmy Moog, dostępny w Internecie: [http : //www.moog.com/literature/ICD/Valves – Introduction.pdf](http://www.moog.com/literature/ICD/Valves%20-%20Introduction.pdf)
- [70] Murray W.E., Feiner L.J., Flores R.R.: *Evaluation of All-Electric Secondary Power for Transport Aircraft*, NASA Contractor Report 189077, USA 1992
- [71] Muruganantham N., Palani S.: *State space modeling and simulation of sensorless permanent magnet BLDC motor*, 2010 International Journal of Engineering Science and Technology.
- [72] Nguyen T., Chevasneri A.D.L., Sandler S.: *Direct drive servo valve*, Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, France, 2004.
- [73] Oczóś K.E., Kawalec A.: *Kształtowanie metali lekkich*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, 2012.
- [74] Pallett E.H.J., Coyle S.: *Automatic Flight Control*, Blackwell Science 2005.
- [75] Parr A.: *Hydraulics and Pneumatics: A Technician's and Engineer's Guide*, Butterworth-Heinemann, USA 2011.
- [76] Perni F., Pizzoni L., Borgarelli N: *Ballscrews for the More Electric Aircraft*, Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, France, 2004
- [77] Praca zbiorowa pod redakcją Kollęka W.: *Podstawy projektowania, modelowania, eksploatacji elementów i układów mikrohydraulicznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2011.

- [78] Pratt R.W.: *Flight Control Systems - Practical Issues in Design and Implementation*, Institution of Engineering and Technology, 2000
- [79] Pointon J.M.: *Thermal management of electromechanical actuation on an all-electric aircraft*, Ph.D. dissertation, Cranfield University 2007
- [80] Qiao G., Liu G., Shi Z., Wang Y., Ma S., Lim T.C.: *A review of electromechanical actuators for More/All Electric aircraft Systems*, Journal of Mechanical Engineering Science 2018
- [81] Rabie M.: *Fluid Power Engineering*, McGraw-Hill, 2009.
- [82] Rammer R., Konstanzer P., Luth T.C., Janker P.: *Potential of piezo hydraulic actuators for aerospace*, Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components, Toulouse, France, 2007
- [83] Rauw M.: *FDC 1.2 - A Simulink Toolbox for Flight Dynamics and Control Analysis*, 2001
- [84] Raymond E.T., Chenoweth C.C.: *Aircraft Flight Control Actuation System Design*, Society of Automotive Engineers, Inc., USA 1993
- [85] Rubertus D.P., Hunter L.D., Cecere G.J.: *Electromechanical Actuation Technology for the All Electric Aircraft*, IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 1984
- [86] Rydberg K.E: *Hydraulic Servo Systems Dynamic Properties and Control*, Linköping University, Sweden 2016.
- [87] Rzucidło P.: *Oscylacje indukowane przez pilota w układzie pośredniego sterowania samolotem*, Rzeszów 2007
- [88] Saracyakupoglu T.: *The Qualification of the Additively Manufactured Parts in the Aviation Industry*, American Journal of Aerospace Engineering, 2019.
- [89] Sghairi M., de Bonneval A., Crouzet Y., Aubert J.J., Brot P.: *Architecture Optimization based on Incremental Approach for Airplane Digital Distri-*

-
- buted Flight Control System*, Advances in Electrical and Electronics Engineering, 2008.
- [90] Skydrol Overview - Eastman Chemicals: dostępny w Internecie: https://www.eastman.com/Literature_Center/A/AF9.pdf.
- [91] Soler M.: *Fundamentals of Aerospace Engineering. An introductory course to aeronautical engineering*, Create Space, Madrid, Spain 2014.
- [92] Spitzer C.R.: *Avionics: development and implementation*, AvioniCon, Inc., Williamsburg, Virginia, USA 2007.
- [93] Sun X., Wang X., Lin S.: *Multi-Fault Diagnosis Approach Based on Updated Interacting Multiple Model for Aviation Hydraulic Actuator*, Information 2020.
- [94] Thapa N., Ram S., Kumar S., Mehta J.: *All electric aircraft: A reality on its way*, Mater. Today Proc. 2021
- [95] Tewari A.: *Atmospheric and Space Flight Dynamics - Modeling and Simulation with MATLAB and Simulink*, Birkhauser Boston 2007
- [96] Tyczyński P., Siemiątkowski Z., Bąk P., Warzocha K., Rucki M., Szumiata T.: *Performance of Maraging Steel Sleeves Produced by SLM with Subsequent Age Hardening*, Materials 2020.
- [97] Waldo M.F.: *Servo Hydraulic Technology in Flight Control*, Workshop on Innovative Engineering for Fluid Power and Vehicular Systems ABIMAQ - Sao Paulo, Brazil 2012.
- [98] van den Bossche D.: *The A380 Flight Control Electrohydrostatic Actuators: Achievements and Lessons Learnt*, 25th International Congress of the Aeronautical Sciences, Hamburg, Germany, 2006.
- [99] Warzocha K., Bąk P.: *Method for Manufacturing the Aircraft Valve Block*, Poland Patent PL227484, 2017

- [100] Warzocha K., Szura J., Bąk P.: *Wielokanałowy bezszczotkowy silnik osiowo-strumieniowy, zwłaszcza do zastosowań lotniczych w systemach sterowania elektronicznego, oraz jego zastosowanie do napędu suwaka obrotowego w serwośiłownikach lub serwozaworach stosowanych w systemach sterowania elektronicznego*, Patent PL234702, 2019
- [101] Warzocha K., Szura J., Bąk P., Rzucidło P., Rogalski T.: *Transformative Use of Additive Technology in Design and Manufacture of Hydraulic Actuator for Fly-by-Wire System*, Applied Science 2021.
- [102] Warzocha K., Szura J., Bąk P., Rogalski T., Rzucidło P., Kopecki G., Budzik G.: *Transformative Use of Additive Technology in Design and Manufacture of Hydraulic Actuator for Fly-by-Wire System*, Research & Education in Aircraft Design, READ 2020, Rzeszów, October 21-23, 2020.
- [103] Wikander J., Eriksson B.: *Dynamics and Motion control: Modelling and analysis of dynamics as a basis for control design and simulation*, KTH, dostępny w Internecie: <https://www.kth.se/social/upload/4f14265df276543fdd000001/L2show.pdf>
- [104] Xu B., Shen J., Liu S., Su Q., Zhang J.: *Research and Development of Electro-hydraulic Control Valves Oriented to Industry 4.0: A Review*, Chinese Journal of Mechanical Engineering 2020.
- [105] Yeh (Bob) Y. C.: *Design Consideration in Boeing 777 Fly-By-Wire Computers*, Boeing Commercial Airplane Group, Flight Systems, Seattle, USA
- [106] Zhao Z., Yu X., Zhang Z., Shu W., Li J.: *Attempting AG-Doped Diamond-Like Carbon Film to Improve Seal Performance of Hydraulic Servo-Actuator*, Materials 2020.
- [107] Zhong L.: *Contribution to fault tolerant flight control under actuator failure*, INSA de Toulouse, France 2014.

Streszczenie pracy doktorskiej

Modelowanie i badania elektro-hydraulicznego siłownika do
zastosowań lotniczych wykonanego w technologii przyrostowej DMLS

Autor: mgr inż. Krzysztof Warzocha

Promotor: dr hab. inż. Paweł Rzucidło, prof. PRz

Słowa kluczowe: siłownik elektro-hydrauliczny, SLM, DMLS, stal 1.2709, modelowanie, redundancja, pośredni system sterowania, FBW

Streszczenie

Praca doktorska dotyczy możliwości zastosowania tzw. druku 3D do budowy złożonych układów hydraulicznych wykorzystywanych w pośrednim systemie sterowania lotem na przykładzie serwosiłownika wykonanego w technologii przyrostowej DMLS/SLM. Dzięki zastosowaniu technologii przyrostowych możliwe było wykonanie wewnętrznych kanałów przepływowych o zmiennych polach przekrojów i umieszczenie dwóch serwozaworów sterujących w centralnej obudowie pomiędzy tłoczkami o niespotykanym dotąd poziomie integracji. W pracy doktorskiej przeprowadzono badania wytrzymałościowe stali 1.2709 po spiekaniu laserowym wykorzystanej do budowy siłownika. Wykonano m.in.: badanie statycznej próby rozciągania, badania zmęczeniowe podczas jednostronnego rozciągania i badania zmęczeniowe ciśnieniowe.

Istotnym elementem pracy doktorskiej było opracowanie modelu matematycznego serwosiłownika w konfiguracji tandemowej z uwzględnieniem kompletnej redundancji wewnętrznych systemów elektrycznych, mechanicznych i hydraulicznych. W ramach realizacji tego zadania wykonano m.in.: analizę sił działających na mechanizm suwakowy zaworu sterującego, analizę przepływu cieczy przez zawór sterujący, model matematyczny bezpośredniego napędu (silnika) suwaka i analizę sił działających na tłoczyska siłownika. Ponadto, w celu weryfikacji zaproponowanych modeli matematycznych przeprowadzono badania doświadczalne na obiekcie rzeczywistym wyznaczając główne charakterystyki statyczne i dynamiczne dla serwozaworu sterującego i siłownika.

PhD thesis abstract

Modeling and testing of an electro-hydraulic actuator for aerospace applications made in the DMLS additive technology

Author: Krzysztof Warzocha, MSc., Eng.

Supervisor: Paweł Rzucidło, PhD, DSc, Eng., RUT Professor

Key words: electro-hydraulic actuator, SLM, DMLS, steel 1.2709, modeling, redundancy, fly-by-wire, FBW

Abstract:

The doctoral thesis deals with the possibility of applying the so-called 3D printing for the construction of complex hydraulic systems used in a Fly-By-Wire control system on the example of a servo actuator made in DMLS/SLM technology. Thanks to the use of additive technologies, it was possible to make internal flow channels with variable cross-sectional areas and to place two control servo valves in a central housing between the piston rods with an unprecedented level of integration. In the thesis, strength tests were carried out on steel 1.2709 after laser melting used for the manufacturing of the actuator. Among others, the following were performed: static tensile test, tension fatigue tests and pressure fatigue tests.

The doctoral thesis also deals with the development of a mathematical model of a servo actuator in a tandem configuration, taking into account complete internal redundancy of electrical, mechanical and hydraulic systems. As part of this task, the following were performed: analysis of the forces acting on the spool mechanism of the control valve, analysis of the fluid flow through the control valve, mathematical model of the spool's direct drive (motor) and analysis of the forces acting on the piston rods of the actuator. Moreover, in order to verify the proposed mathematical models, experimental tests were carried out on a real prototype, determining the main static and dynamic characteristics for the control servo valve and the actuator.