

**ZESZYTY
NAUKOWE
POLITECHNIKI
ŚLĄSKIEJ**

EDWARD TOMASIAK

**ANALIZA DYNAMIKI UKŁADU
Z PROPORCJONALNYM ZAWOREM
PRZELEWOWYM**



MECHANIKA

**Z. 94
GLIWICE
1989**

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 1029

EDWARD TOMASIAK



P. 3361 / 89

ANALIZA DYNAMIKI UKŁADU
Z PROPORCJONALNYM ZAWOREM
PRZELEWOWYM

GLIWICE

1989

08/1029

OPINIODAWCY
Prof. dr Stefan Stryczek
Doc. dr hab. Andrzej Ławniczak

KOLEGIUM REDAKCYJNE

REDAKTOR NACZELNY — Prof. dr hab. inż. Jan Węgrzyn
REDAKTOR DZIAŁU — Prof. dr hab. inż. Józef Wojnarowski
SEKRETARZ REDAKCJI — Mgr Elżbieta Leško

OPRACOWANIE REDAKCYJNE

Mgr Roma Łoś

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0434-0817

Dział Wydawnictw Politechniki Śląskiej
ul. Kujawska 3, 44-100 Gliwice

Nakł. 150+85 Ark. wyd. 6,3 Ark. druk. 5.875 Papier offset. kl. III 70x100. 70g
Oddano do druku 18.04.89 Podpis. do druku 8.05.89 Druk ukończ. w maju 1989
Zam. 309/89 R-16 Cena zł 126.—

Skład, fotokopie, druk i oprawę
wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach

SPIS TREŚCI

OZNACZENIA	9
1. WSTĘP	13
1.1. Cel pracy	16
1.2. Zakres pracy	16
2. ELEMENTY STEROWANIA PROPORCJONALNEGO	19
2.1. Istota sterowania proporcjonalnego	19
2.2. Szczelina przepływowa w układzie sterowania z zastosowaniem elektromagnesu o proporcjonalnej sile	20
2.3. Szczelina przepływowa w układzie sterowania z zastosowaniem elektromagnesu o proporcjonalnym skoku	23
2.4. Szczelina przepływowa w układzie sterowania z włączeniem zaworu różnicowego	28
2.5. Szczelina przepływowa w układzie regulacji - serwozawory	33
2.6. Dobór elementów sterowania proporcjonalnego do układu napędowego	35
2.7. Moc dyspozycyjna na wyjściu pompy, moc użyteczna i straty w układzie napędowym wykorzystującym element sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu	37
2.8. Analiza obecnych rozwiązań	39
3. STEROWANIE PROPORCJONALNE NATĘŻENIEM PRZEPŁYWU Z NASTAWNYM ZAWOREM PRZELEWOWYM	41
3.1. Istota nowego sposobu	41
3.2. Układ proporcjonalny natężenia przepływu	41
3.3. Proporcjonalny zawór przelewowy	43
3.4. Moc dyspozycyjna na wyjściu pompy i strukturalne straty w układzie z proporcjonalnym zaworem przelewowym	46
4. ANALIZA MATEMATYCZNA UKŁADU NAPEĐOWEGO STEROWANIA PROPORCJONALNEGO Z NASTAWNYM ZAWOREM PRZELEWOWYM	48
4.1. Istota badań modelowych	48
4.2. Schemat układu	48
4.3. Założenia do modelu układu	49
4.4. Model matematyczny układu	52
4.5. Równania wyjściowe do symulacji komputerowej	53
4.6. Zagadnienie stabilności układu	55
4.7. Wzmocnienie i dobór strefy stabilnej pracy regulatora	56
4.8. Rozwiązanie teoretyczne modelu układu	59

P221/89

5. BADANIA LABORATORYJNE UKŁADU PROPORCJONALNEGO Z NASTAWNYM ZAWOREM PRZELEWOWYM	65
5.1. Układ badawczy	65
5.2. Przebiegi układu laboratoryjnego	65
5.3. Porównanie wyników badań modelu analitycznego z układem laboratoryjnym	69
5.4. Zalety nowego sposobu sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu	70
5.5. Próby przemysłowe zastosowania nowego układu proporcjonalnego z nastawnym zaworem przelewowym	70
5.5.1. Sterowanie wtryskarki typu FORMO-plast 45	71
5.5.2. Sterowanie proporcjonalne pompy o zmiennej wydajności	75
6. UWAGI KOŃCOWE	78
DODATEK	
A. WSPÓŁCZYNNIKI RÓWNAŃ MODELU ORAZ WYPROWADZENIE RÓWNAŃ STANU	80
A.1. Wykorzystywane wielkości fizyczne oleju	80
A.2. Zależności natężeń przepływów w układzie	80
A.3. Siły występujące w zaworze	83
A.4. Równania układu	86
A.5. Warunki początkowe	87
LITERATURA	89
STRESZCZENIA	91

Str.

СОДЕРЖАНИЕ

ОБОЗНАЧЕНИЯ	9
1. ВСТУПЛЕНИЕ	13
1.1. Цель работы	16
1.2. Пределы работы	16
2. ЭЛЕМЕНТЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ	19
2.1. Сущность пропорционального управления	19
2.2. Проточная щель в системе управления с применением электромагнита с пропорциональной силой	20
2.3. Проточная щель в системе управления с применением электромагнита с пропорциональным ходом	23
2.4. Проточная щель в системе управления со включенным дифференциальным клапаном	28
2.5. Проточная щель в системе регулирования - сервоклапаны	33
2.6. Подбор элементов управления для приводной системы	35
2.7. Диспозиционная мощность на выходе насоса, полезная мощность и потери в приводной системе, использующей элементы пропорционального управления расходом	37
2.8. Анализ имеющихся решений	39
3. ПРОПОРЦИОНАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ РАСХОДОМ С РЕГУЛИРОВАННЫМ ПРОТОЧНЫМ КЛАПАНОМ	41
3.1. Сущность нового метода	41
3.2. Пропорциональная система расхода	41
3.3. Пропорциональный переливной клапан	43
3.4. Диспозиционная мощность на выходе насоса и структурные потери в системе с контролируемым переливанием	46
4. МАТЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРИВОДНОЙ СИСТЕМЫ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ С УСТАВНЫМ ПЕРЕЛИВНЫМ КЛАПАНОМ	48
4.1. Сущность модельных испытаний	48
4.2. Схема системы	48
4.3. Предположения для модели системы	49
4.4. Математическая модель системы	52
4.5. Исходные уравнения для машинной симуляции	53
4.6. Вопросы стабильности системы	55
4.7. Усиление и подбор зоны стабильной работы регулятора	56
4.8. Теоретическое решение модели системы	59

Стр.

	Стр.
5. ЛАБОРАТОРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ПРОПОРЦИОНАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ	65
5.1. Система исследований	65
5.2. Характеристики лабораторной системы	65
5.3. Сравнение результатов исследований аналитической модели с лабораторной моделью	69
5.4. Достопримечательности нового способа пропорционального управления расходом	70
5.5. Попытки промышленного испытания новой пропорциональной системы с уставляемым переливным клапаном	70
5.5.1. Управление впрыскивающим устройством ФОРМР-пласт 45 ..	71
5.5.2. Пропорциональное управление насосом с изменяющейся производительностью	75
6. ПОДВЕДЕНИЕ ИТОГОВ	78
ДОБАВЛЕНИЕ	
А. КОЭФФИЦИЕНТЫ УРАВНЕНИЙ МОДЕЛИ И ВЫВОД УРАВНЕНИЙ СОСТОЯНИЯ	80
А.1. Используемые физические величины масла	80
А.2. Зависимости расходов в системе	80
А.3. Силы действующие в клапане	83
А.4. Уравнения системы	86
А.5. Начальные условия	87
ЛИТЕРАТУРА	89
РЕЗЬБЫЕ	91

	Page
DESIGNATIONS	9
1. INTRODUCTION	13
1.1. Aim of the work	16
1.2. Scope of the work	16
2. ELEMENTS OF PROPORTIONAL CONTROL	19
2.1. The essence of proportional control	19
2.2. Flow gap in a control system with the use of electromagnet with proportional force	20
2.3. Flow gap in a control system with the use of electromagnet with proportional armature travel	23
2.4. Flow gap in a control system with switching the control valve on	28
2.5. Flow gap in a control system - servovalves	33
2.6. Matching control elements with a power transmission system ..	35
2.7. Disposable power at the pump outlet, effective power and power losses in the power transmission system using flow rate proportional control elements	37
2.8. Analysis of the existing solutions	39
3. FLOW RATE PROPORTIONAL CONTROL WITH ADJUSTABLE OVERFLOW VALVE	41
3.1. The essence of the new method	41
3.2. Flow rate proportional system	41
3.3. Proportional overflow valve	43
3.4. Disposable power at the pump outlet and structural losses in the system with controlled overflow	46
4. MATHEMATICAL ANALYSIS OF THE POWER TRANSMISSION SYSTEM OF PROPORTIONAL CONTROL WITH ADJUSTABLE OVERFLOW VALVE	48
4.1. The essence of model testing	48
4.2. System diagram	48
4.3. For design for the system model	49
4.4. Mathematical model of the system	52
4.5. Output equations for computer simulation	53
4.6. Problem of system stability	55
4.7. Amplification and selection of stable operation zone of the control	56
4.8. Theoretical solution of the system model	59

	Page
5. LABORATORY TESTS OF PROPORTIONAL SYSTEM WITH ADJUSTABLE OVERFLOW VALVE	65
5.1. Testing equipment	65
5.2. Laboratory system runs	65
5.3. Comparison of the results of testing analytical and laboratory models	69
5.4. Advantages of the new method of flow rate proportional control	70
5.5. Industrial tests of applying the new proportional system with adjustable overflow valve	70
5.5.1. Formo-plast 45 Injection Moulding Machine control	71
5.5.2. Proportional control of the pump with adjustable delivery	75
6. CONCLUSIONS	78
SUPPLEMENT	
A. MODEL EQUATIONS, COEFFICIENTS AND DERIVATION OF THE EQUATIONS OF STATE	80
A.1. Oil physical quantities used	80
A.2. Dependences between flow rates in the system	80
A.3. Forces occurring in the valve	83
A.4. System equations	86
A.5. Initial conditions	87
BIBLIOGRAPHY	89
SUMMARY	91

OZNACZENIA

Indeksy x lub y odnoszą się: do stopnia głównego (x) lub sterującego (y), natomiast do stanu ustalonego.

- a_1, a_4, a_{DG} - stałe kapilar (dysz),
- A, Ax, Ay - powierzchnie czołowe elementu ruchomego,
- A_d - powierzchnia szczeliny dławiącej,
- A_{xp} - zastępcza powierzchnia pomiaru ciśnienia,
- A_{st}, A_{stx}, A_{sty} - powierzchnie styku elementów współpracujących,
- A_{yp} - całkowita powierzchnia przysłony,
- b, b_y - współczynniki równań: k_{vx}, k_{vy} ,
- B - moduł ściśliwości oleju,
- c - sztywność sprężyny,
- d_{k1}, d_{k4}, d_{DG} - średnice kapilar,
- e - uchyb regulacji,
- e_o - uchyb regulacji całkowany z małym wzmocnieniem,
- F_d, F_{dx}, F_{dy} - siły dynamiczne,
- F_{Gx}, F_{Gy} - siły grawitacyjne,
- F_m - siła magnetyczna elektromagnesu,
- F_{mb} - siła magnetyczna cewki biernej,
- F_{mc} - siła magnetyczna cewki czynnej,
- F_{opy} - siła oporu poruszającej się przysłony,
- F_{rx}, F_{ry} - siły hydrodynamiczne,
- $F_s, F_{s1x}, F_{s2x}, F_{sy}$ - siły hydrostatyczne,
- F_{szx} - siła sprężyny
- F_{tl}, F_{tlx}, F_{tly} - siły tarcia lepkiego,
- F_{tsy} - siła tarcia suchego,
- F_z - siła zewnętrzna zwory elektromagnesu,
- g - przyspieszenie,

i	- natężenie prądu zasilającego elektromagnes,
I	- dobroć regulacji,
k, k_x, k_y	- długości szczelin dławiających z uwzględnieniem geometrii gniazda,
k_v, k_{vx}, k_{vy}	- współczynnik strat przepływu przez zawór,
K_{p1}, K_{p2}	- wzmocnienie regulatora,
K_M	- wzmocnienie wzmacniacza mocy,
K_Q	- wzmocnienie pomiaru natężenia przepływu,
K_v	- wzmocnienie pętli regulacji,
K_{vx}	- wzmocnienie układu trzeciego rzędu,
K_{vxopt}	- optymalne wzmocnienie układu trzeciego rzędu,
K_{vopt}	- optymalne wzmocnienie pętli regulacji,
l_{k1}, l_{k4}, l_{DG}	- długości kapilar,
L_o	- średni luz promieniowy elementów współpracujących,
m	- masa,
N_p	- moc dyspozycyjna na wyjściu pompy,
N_u	- moc użyteczna,
ΔN_{vh}	- strukturalna strata objętościowa mocy,
ΔN_{hr}	- strukturalna strata hydrauliczna mocy,
p	- ciśnienie w układzie,
p_1, p_2, p_p, p_s, p_y	- ciśnienie na drodze strumienia sterującego,
p_o	- ciśnienie na wylocie,
Δp	- spadek ciśnienia na elemencie oporowym,
Q_1, Q_{1x}, Q_{1y}	- natężenia przepływów spowodowane ściśliwością oleju,
Q_{D1}, Q_{D4}, Q_{DG}	- natężenia przepływów przez kapilary,
Q_p	- wydajność pompy,
Q_{po}	- teoretyczna wydajność pompy,
Q_{odb}	- chłonność odbiornika,
Q_t, Q_{tx}, Q_{ty}	- natężenia przepływów spowodowane zmianą objętości,
Q_{zQ}	- natężenie przepływu strumienia,
Q_{zQx}, Q_{zQy}	- natężenia przepływów strumienia przez stopnie zaworu,
t	- czas,
T_m	- stała czasowa elektromagnesu proporcjonalnego,
U	- napięcie doprowadzone do elektromagnesu proporcjonalnego,

U_p	- napięcie pomiarowe,
U_z	- napięcie zadane (wymuszane skokowe),
V, V_x	- objętość oleju w układzie,
V_y	- objętość oleju w stopniu sterującym,
x	- przemieszczenie suwaka,
x_E	- przebieg pozycjonowania drogi tłoka,
x_A	- wymagana wartość drogi tłoka,
y	- przemieszczenie przysłony,
x_o	- napięcie wstępne sprężyny,
λ	- współczynnik kształtu pary element ruchomy - gniazdo,
θ	- kąt wypływającej strugi,
μ	- lepkość dynamiczna oleju,
μ_t	- współczynnik tarcia,
ρ	- gęstość oleju,
Δ, Δ_y	- wyróżnik równania kwadratowego,
ω_L	- częstość drgań własnych układu,
ω_{kryt}	- krytyczna częstość drgań układu regulacji,
ω_v	- częstość drgań własnych serwowozworu.

1. WSTĘP

Obecnie produkowanym obrabiarkom i maszynom technologicznym stawia się coraz większe wymagania z zakresu:

- dokładności i wydajności,
- zdalnego nastawiania i kontroli parametrów technologicznych,
- optymalnych obciążeń roboczych bez przeregulowań ciśnienia,
- minimalnych strat energetycznych i minimalnych mocy instalowanych,
- minimalnych strat surowcowych przy doborze parametrów technologicznych i w samym procesie produkcji,
- uproszczenia hydraulicznych układów napędowych,
- przystosowania hydraulicznych układów napędowych do pracy w systemie sterowania automatycznego.

Procesy technologiczne przeprowadzane na tych maszynach wymagają:

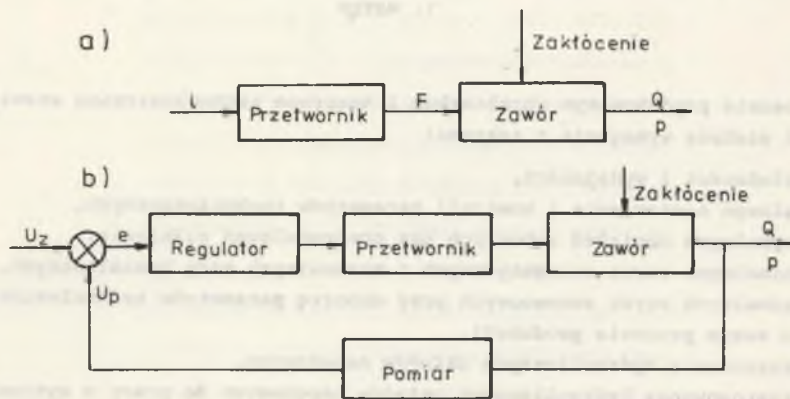
- ciągłego dopasowania sił i prędkości roboczych w celu utrzymania optymalnych warunków technologicznych i technicznych,
- utrzymywania sił i prędkości roboczych zgodnie z cyklogramem procesu,
- zdalnego sterowania wartościami ciśnień i natężeń przepływów,
- kształtowania przebiegów ciśnienia lub natężenia przepływu [22], [27], [29] i [42] stosownie do wymagania procesu technologicznego,
- wprowadzenia sterowania numerycznego do zmian wartości ciśnień i natężeń przepływów [30].

Powyższe wymagania w dużym stopniu spełniają elementy hydrauliczne przystosowane do sterowania proporcjonalnego. Podstawową własnością tego sterowania jest utrzymywanie proporcjonalności pomiędzy elektrycznym sygnałem wejściowym (prąd lub napięcie) o małej mocy a hydraulicznym sygnałem wyjściowym (ciśnienie lub natężenie przepływu) o znacznie większej mocy.

Właściwość ta jest realizowana przez zawory proporcjonalne i serwozawory. Zawór proporcjonalny pracuje w układzie otwartym, czyli w układzie sterowania (rys. 1a), (za serwozawór w układzie regulacji automatycznej (rys. 1b)). Zawory proporcjonalne wypełniają lukę pomiędzy konwencjonalnymi zaworami, utrzymującymi zadane wartości ciśnień lub natężeń przepływów, a serwozaworami. Stąd też zawory proporcjonalne realizują mniejsze dokładności i mniejsze szybkości odpowiedzi, są prostsze w budowie, a przede wszystkim tańsze w stosunku do serwozaworów.

Wejściowy sygnał elektryczny w sterowaniu proporcjonalnym jest doprowadzony do przetwornika elektromechanicznego. W zaworach proporcjonalnych stosuje się typowe przetworniki w postaci elektromagnesów o proporcjonalnie

zmiennej do natężenia prądu sterującego sile lub położeniu, a w serwowo-
rach silniki momentowe i cewki zanurzeniowe [5].



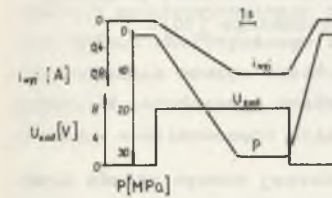
Rys. 1. Schemat blokowy sterowania proporcjonalnego
a) układ sterowania, b) układ regulacji
Fig. 1. Block diagram of proportional control
a) control system, b) system of adjustment

Realizowanie w układach sterowania zmiany ciśnienia lub natężenia prze-
pływu uzależnione jest od cech konstrukcyjnych elementu hydraulicznego. Za-
wory proporcjonalne do sterowania ciśnieniem budowane są na bazie konstruk-
cji zaworów przelewowych lub redukcyjnych, zawory proporcjonalne zaś do ste-
rowania natężeniem przepływu, np. rozdzielacze proporcjonalne wykorzystują
konstrukcje rozdzielaczy suwakowych.

Obecnie stosowane sterowanie proporcjonalne natężeniem przepływu sprowa-
dza się w układach sterowania i regulacji do zasady dławienia strugi na lini-
ni zasilania od pompy do odbiornika, poprzez wprowadzenie szczeliny dła-
wiającej przepływ.

Całościowo układ sterowania lub regulacji jest połączeniem części hydrau-
licznej (zawór proporcjonalny lub serwowawór) i części elektronicznej (wzmac-
niacz prądowy lub wzmacniacz z regulatorem). Połączenie elektroniki z ele-
mentem hydraulicznym umożliwia formowanie przebiegu w czasie lub wyelimin-
owania niekorzystnych efektów zakłóceń w układzie napędowym podczas
przełączania zmiany kierunku zasilania odbiornika.

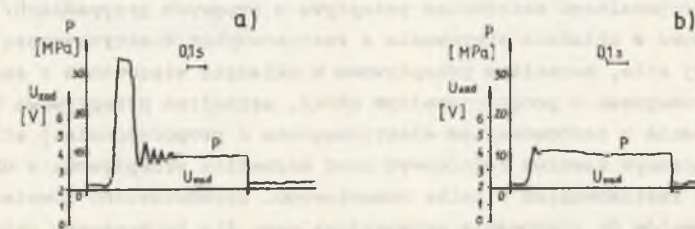
Elektromagnes jest zasilany prądem, którego maksymalna szybkość narasta-
nia lub opadania jest ustawiana za pomocą potencjometru. Zależnie od jego
nastawy narastanie (lub opadanie) natężenia prądu od minimum do maksimum
może wynosić od 0,05 s do 5 s [27]. Odpowiedzią zaworu jest zmiana ciśnie-
nia widoczna na rys. 2. Należy zaznaczyć, że opisana zmiana narastania lub
opadania ciśnienia jest wykorzystywana w procesie technologicznym na wtrys-
karkach.



Rys. 2. Przebiegi ciśnienia na za-
worze proporcjonalnym w odpowiedzi
na skok napięcia sterującego przy
wykorzystaniu układu ograniczające-
go szybkość narastania i opadania
sygnału

Fig. 2. Pressure transients in the
proportional valve as a response
to the control voltage flare when
using the system limiting the speed
of signal increasing and decreasing

Wtryskarki z wieloetapowym wtrys-
kiem wymagają zastosowania w proce-
sie technologicznym wyższych dokład-
ności przy realizowaniu proporcjonal-
nej zmiany wartości ciśnień. Stosowa-
ny jest więc układ regulacji ciśnie-
nia. Zadana w układzie stała wartość
ciśnienia przy włączeniu zasilania
innego odbiornika jest odebrana przez
wzmacniacz elektroniczny jako spadek
ciśnienia. Wzrost sygnału uchybu re-
gulacji [27] powoduje zamknięcie za-
woru i gwałtowny wzrost ciśnienia
(rys. 3a). Wprowadzając ograniczenie
w regulatorze wzmacniacza uzyskano
przebieg ciśnienia przedstawiony na
rys. 3b.



Rys. 3. Przebieg ciśnień w układzie regulacji w momencie przełączania rozdziel-
lacza

a) przebieg bez ograniczenia, b) przebieg z ograniczeniem wprowadzonym do
regulatora

Fig. 3. Pressure transient in the system of adjustment at the moment of con-
necting distributor

a) transient without limitation, b) transient with limitation introduced in-
to the controller

Zastosowanie sterowania proporcjonalnego w hydraulicznych układach napędo-
wych stwarza możliwości ilościowej i jakościowej zmiany odpowiedzi poprzez
zdalne elektryczne wprowadzenie sygnału wyjściowego zgodnie z cyklogramem
pracy obrabiarki lub maszyny technologicznej.

Syntetyczny przegląd produkowanych i stosowanych na skalę przemysłową
elementów do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu jest podsta-
wą do opracowania nowego sposobu realizacji, który odchodzi od zasady typowego
szeregowo włączonego dławienia. Proponowany układ do sterowania proporcjo-
nalnego natężeniem przepływu jest realizowany na zaworze przelewowym, który
steruje upustem do zbiornika.

Tak więc zawór przelewowy realizuje sterowanie proporcjonalne natężeniem przepływu lub ciśnieniem. Wybór wielkości wyjściowej sterowanej proporcjonalnie zależy od zastosowanego wzmacniacza elektronicznego [30].

1.1. Cel pracy

Celem pracy jest przeprowadzenie analizy dynamicznej nowego układu napędowego do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu realizowanym na nastawnym zaworze przelewowym. Zaproponowany układ sterowania proporcjonalnego różni się od obecnie stosowanych sposobów sterowania, wykorzystujących proporcjonalne rozdzielacze, zawory dławiące i regulatory przepływu.

1.2. Zakres pracy

Pracę ujęto w czterech głównych rozdziałach: 2, 3, 4 i 5. W celu uzyskania zwartości tekstu część zagadnień opisano w dodatku A.

W rozdziale 2 zawarto przegląd obecnie produkowanych elementów do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu w typowych przypadkach: szczelina przepływowa w układzie sterowania z zastosowaniem elektromagnesu o proporcjonalnej sile, szczelina przepływowa w układzie sterowania z zastosowaniem elektromagnesu o proporcjonalnym skoku, szczelina przepływowa w układzie sterowania z zastosowaniem elektromagnesu o proporcjonalnej sile lub skoku i włączonym zaworem różnicowym oraz szczelina przepływowa w układzie regulacji z zastosowaniem silnika momentowego. Przedstawiono również sposób doboru elementów do sterowania proporcjonalnego dla konkretnego układu hydraulicznego oraz wzmocnienia, optymalnego i krytycznego, pętli sprzężenia zwrotnego. W podsumowaniu tego rozdziału zawarto analizę istniejących elementów do sterowania proporcjonalnego.

W rozdziale 3 opisano nowy układ do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu z nastawnym zaworem przelewowym. Opisano tu również tor sterowania w pętli sprzężenia zwrotnego oraz sposób nadążania ciśnienia za obciążeniem odbiornika przy utrzymywaniu zadanej wartości przepływu.

Rozdział 4 zawiera analizę dynamiki układu do sterowania proporcjonalnego z nastawnym zaworem przelewowym. Szczegółowe sprecyzowanie założeń do modelu analitycznego oraz ilościowe i jakościowe ujęcie zjawisk zachodzących podczas przepływu medium w układzie stanowią punkt wyjścia do określenia równań stanu. Omówiono również analizę stabilności stosowaną w hydraulicznych elementach i układach napędowych. Ze względu na skomplikowaną formę równań stanu w analizie stabilności wykorzystano przebiegi zaworu na płaszczyźnie fazowej i na ich podstawie określono graniczne wzmocnienie pętli. W dodatku A określono współczynniki zdeterminowane równań i wyprowadzono równania stanu analizowanego układu.

W rozdziale 5 zawarto wyniki badań laboratoryjnych nowego układu do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu. Porównano również wyniki badań modelu analitycznego z rzeczywistym oraz omówiono korzyści wynikające z zastosowania nowego układu do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu. W zakończeniu rozdziału omówiono również próby przemysłowego zastosowania analizowanego układu na wtryskarce typu "FORMO-plast 45".



2. ELEMENTY DO STEROWANIA PROPORCJONALNEGO

2.1. Istota sterowania proporcjonalnego

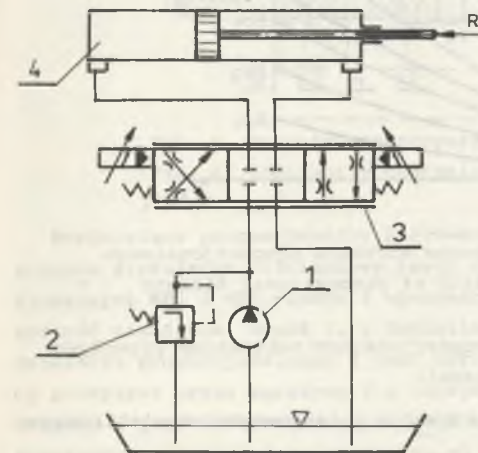
W obecnie stosowanym na skalę przemysłową sterowaniu proporcjonalnym natężeniem przepływu wykorzystuje się powszechnie zasadę dławienia strugi na linii pompa-odbiornik. Przedstawiony na rys. 4 układ zawiera element dławiaczy włączony szeregowo w linii zasilania. Dławienie odbywa się w hydraulicznym elemencie do sterowania proporcjonalnego, np. rozdzielaczu proporcjonalnym 3, w którym najogólniej sygnał sterujący (natężenie prądu) zostaje zamieniony na wartość szczeliny przepływowej: $A_d = f(i)$.

Czyli ogólnie biorąc:

$$Q = C_i i, \quad (1)$$

a C_i jest współczynnikiem proporcjonalności uzależniającym zmianę wartości natężenia prądu sterującego "i" na proporcjonalną do niego wartość natężenia przepływu.

Wytworzona w elemencie proporcjonalnym szczelina dławiąca powoduje zmianę natężenia przepływu według zależności:



Rys. 4. Schemat układu sterowania z rozdzielaczem proporcjonalnym

1 - pompa, 2 - zawór przelewowy, 3 - rozdzielacz proporcjonalny, 4 - odbiornik

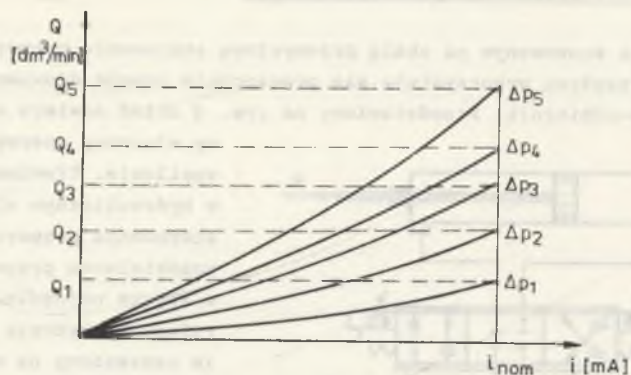
Fig. 4. Diagram of the control system with proportional distributor

1 - pump, 2 - overflow valve, 3 - proportional distributor, 4 - receiver

$$Q = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot k_v \cdot A_d \sqrt{\Delta p}. \quad (1a)$$

Aby uzyskać proporcjonalność pomiędzy prądem sterującym a natężeniem przepływu, należy zachować stały spadek ciśnienia Δp na szczelinie dławiącej (rys. 5). Proporcjonalność zależności przedstawionej na rys. 5 jest rozumiana jako uzależnienie wartości natężenia przepływu od wartości natężenia prądu sterującego. Niespełnienie warunku zachowania stałego spadku ciśnienia

na szczelinie dławiącej zmienia charakterystykę proporcjonalną w charakterystykę typową dla zaworów dławiaczych (natężenie przepływu zależy od wartości nastawy pola powierzchni szczeliny przepływowej i występującego na niej spadku ciśnienia). W sterowaniu proporcjonalnym natężeniem przepływu, wraz ze zmianą przyjmowanych stałych spadków ciśnienia na szczelinie przepływowej, uzyskuje się odpowiadające im zakresy natężeń przepływów od Q_1 ÷ Q_5 , będące wartościami natężeń przepływów nominalnych.



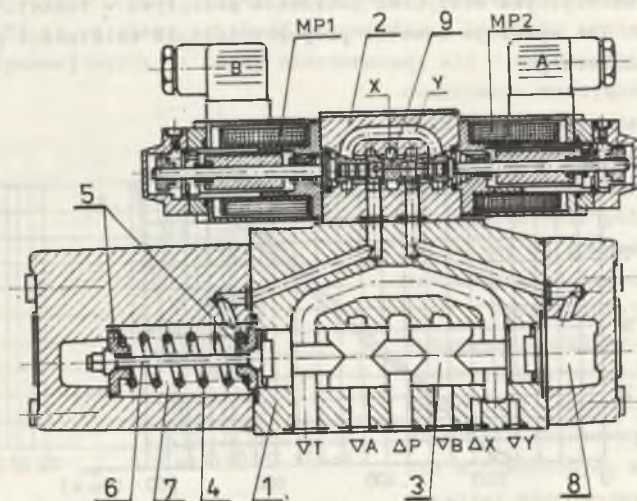
Rys. 5. Charakterystyka statyczna elementu proporcjonalnego
Fig. 5. Static characteristic of proportional element

W obecnie stosowanym sterowaniu proporcjonalnym natężeniem przepływu można wyszczególnić następujące przypadki:

- szczelina przepływowa w układzie sterowania z zastosowaniem elektromagnesu o proporcjonalnej sile,
- szczelina przepływowa w układzie sterowania z zastosowaniem elektromagnesu o proporcjonalnym skoku,
- szczelina przepływowa w układzie sterowania z zastosowaniem elektromagnesu o proporcjonalnej sile lub skoku z włączeniem zaworu różnicowego,
- szczelina przepływowa w układzie regulacji z zastosowaniem silnika momentowego.

2.2. Szczelina przepływowa w układzie sterowania z zastosowaniem elektromagnesu o proporcjonalnej sile

Jest to najprostszy sposób sterowania proporcjonalnego stosowany w rozdzielaczach proporcjonalnych sterowanych bezpośrednio i pośrednio [5], [11]. W rozdzielaczach sterowanych bezpośrednio siła wytworzona przez elektromagnes jest przyłożona do suwaka i równoważona przez sprężynę o ściśle dobranej charakterystyce, warunkującej odpowiednio przesunięcie suwaka, a tym samym odpowiednią szczelinę przepływową.

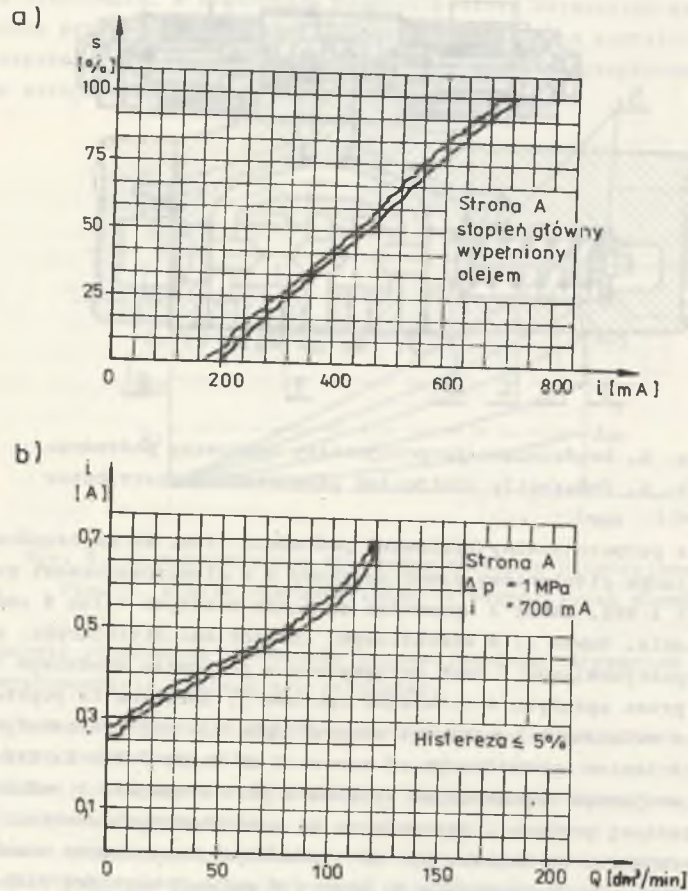


Rys. 6. Rozdzielacz proporcjonalny sterowany pośrednio
Fig. 6. Indirectly controlled proportional distributor

Rozdzielacz proporcjonalny sterowany pośrednio (rys. 6) ma zabudowany w stopniu sterującym ciśnieniowy zawór suwakowy 2 z elektromagnesami proporcjonalnymi MP1 i MP2. Zawór 2 wprowadza do komór bocznych 7 lub 8 zadana wartość ciśnienia. Suwak 3, z kształtowymi krawędziami sterującymi, rozdzielacza proporcjonalnego 1 jest utrzymywany w położeniu środkowym (odcięty przepływ) przez sprężynę 4 i tulejki oporowe 5. Sprężyna ta poprzez trzpień 6 jest związana z suwakiem i stanowi opór dla sił hydrostatycznych, wywołanych ciśnieniem wprowadzonym od zaworu 2 do komór 7 lub 8. Ciśnienie strumienia sterującego doprowadzone kanałem X jest w zaworze 2 redukowane do wartości zadanej prądowo i wprowadzone do komór bocznych suwaka. Włączenie prądu sterującego na magnes, np. MP1, powoduje przesunięcie suwaka 9 zaworu suwakowego i wprowadzenie do komory 8 zadanej wartości ciśnienia. Wzrost ciśnienia w tej komorze do wartości większej od zadanej wykorzystuje wewnętrzne ciśnieniowe sprzężenie zwrotne ciśnieniowego zaworu suwakowego i przesunąć suwak 9 w kierunku zmniejszenia na nim szczeliny. Przy całkowitym zamknięciu szczeliny w tym zaworze komora 7 zostaje połączona z odpływem Y tak długo, aż ciśnienie nie zmniejszy się do wartości zadanej prądem sterującym. Wytworzona w komorze 8 siła hydrostatyczna przemieszcza suwak 3 do chwili uzyskania stanu równowagi z siłą sprężyny, tzn. uzyskania zadanej szczeliny przepływowej.

Na rys. 7 i 8 przedstawiono typowe charakterystyki statyczne oraz stan przejściowy drogi suwaka [34]. Zależność przemieszczenia suwaka rozdzielacza proporcjonalnego w funkcji prądu sterującego (rys. 7a) uwiadamia proporcjonalną i liniową jej zmienność przy występującej około 5% wartości hi-

sterozy. Charakterystyka statyczna natężenia przepływu w funkcji prądu sterującego (rys. 7b) wykazuje również proporcjonalność zależności przy około 5% wartości histerezy.



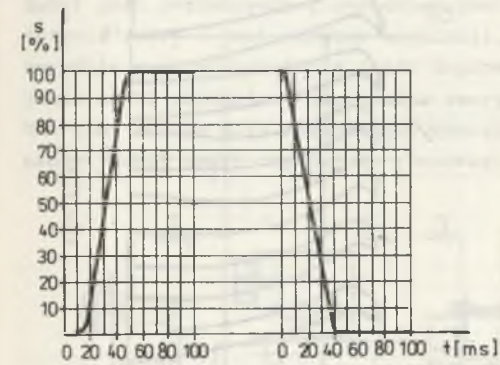
Rys. 7. Charakterystyki statyczne rozdzielacza proporcjonalnego typu WRZ-16

a) zależność skoku suwaka w funkcji natężenia prądu sterującego, b) zależność natężenia przepływu w funkcji natężenia prądu sterującego

Fig. 7. Static characteristics of the WR2-16 Proportional Distributor a) slide valve stroke as a function of control current intensity, b) flow rate as a function of control current intensity

Nieliniowość tej zależności jest spowodowana nieliniowym przyrostem pola powierzchni szczeliny w stosunku do liniowej zmiany położenia suwaka oraz nieliniową zmiennością współczynnika strat przepływu. Stan przejściowy drogi suwaka przy wymuszeniu skokowym natężenia prądu sterującego (rys. 8) uwiadcza przebieg typowy dla elementów inercyjnych, a czas całkowitego prze-

mieszczenia suwaka, czyli uzyskania założonej szczeliny przepływowej, nie przekracza 50 ms. Większa szybkość odpowiedzi w kierunku zmniejszenia szczeliny przepływowej wynika z dużej nierównowagi sił - sztywności sprężyny i



Rys. 8. Stan przejściowy drogi suwaka przy wymuszeniu skokowym natężenia prądu sterującego $i = 0 \rightarrow i_{nom} \rightarrow 0$
Fig. 8. Transient state of the slide valve travel at step function of the control current intensity $i = 0 \rightarrow i_{rated} \rightarrow 0$

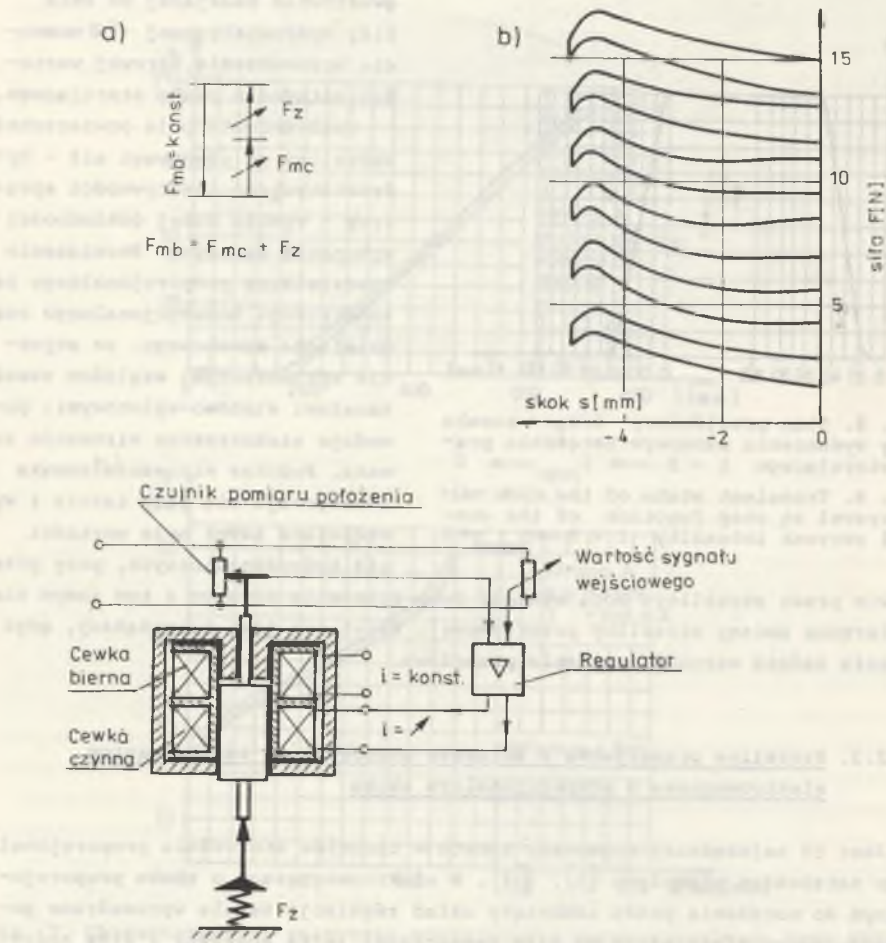
gwałtownie malejącej do zera siły hydrostatycznej - w momencie wprowadzenia zerowej wartości natężenia prądu sterującego.

Uzależnienie pola powierzchni szczeliny od równowagi sił - hydrostatycznej i sztywności sprężyny - wymaga dużej dokładności wykonania sprężyny. Rozwiązanie rozdzielacza proporcjonalnego na konstrukcji konwencjonalnego rozdzielacza suwakowego, ze stycznymi wprowadzonymi względem suwaka kanałami wlotowo-wylotowymi, powoduje niekorzystne wirowanie suwaka. Podczas wirowania suwaka zmniejszają się siły tarcia i występujące nawet małe wartości sił hydrodynamicznych, przy prze-

przepływie przez szczeliny, mogą wymusić nowe położenie suwaka, a tym samym niezamierzone zmiany szczeliny przepływowej. Efekt ten jest niepożądany, gdyż zmienia zadaną wartość natężenia przepływu.

2.3. Szczelina przepływowa w układzie sterowania z zastosowaniem elektromagnesu o proporcjonalnym skoku

Jest to najczęściej stosowany sposób w technice sterowania proporcjonalnym natężeniem przepływu [5], [11]. W elektromagnesach o skoku proporcjonalnym do natężenia prądu zamknięty układ regulacji ustala wprowadzane położenie zwory niezależnie od siły zewnętrznej (siła sprężyny i siła hydrodynamiczna przepływu przez szczelinę), o ile ta siła mieści się w dopuszczalnym zakresie roboczym elektromagnesu [11]. W przeciwieństwie do elektromagnesu o proporcjonalnej sile, który przy stałej wartości natężenia prądu wejściowego wytwarza stałą siłę [22], w elektromagnesie o proporcjonalnym skoku zwory, jeśli wystąpi odchylenie położenia w stosunku do zadanego, to zmienia się również wartość siły, naprowadzająca zworę do zadanego położenia. Charakterystykę omawianego magnesu ilustruje rys. 9a. Przebieg siły w zakresie skoku roboczego, przy parametrycznej zmianie prądu wejściowego, wykazuje większe zmiany i większe wartości histerezy w przeciwieństwie do elektromagnesu o proporcjonalnej sile [22] i [11]. Zmiana siły na zworze elektromagnesu o proporcjonalnym skoku jest spowodowana zmianą sił zewnętrznych



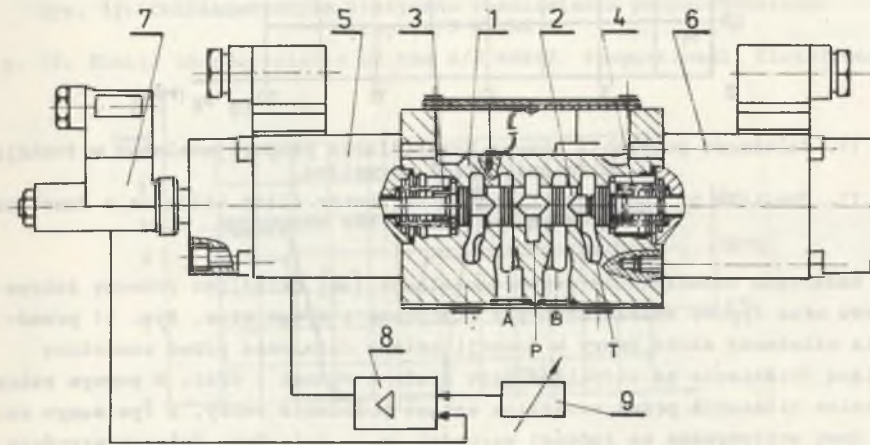
Rys. 9. Schemat elektromagnesu o proporcjonalnym skoku zwory

a) charakterystyka statyczna siły elektromagnesu w funkcji skoku zwory przy parametrycznie zmiennym natężeniu prądu (skok równy 0 odpowiada całkowitemu wysunięciu zwory), b) diagram sił na zworze

Fig. 9. Diagram of the electromagnet with proportional armature travel

a) static characteristic of the electromagnet force as a function of the armature travel at parametrically variable current intensity (travel equal to 0 corresponds with a full advancement of the armature), b) armature force diagram

obciążających zworę (rys. 9b). Cewka bierna zasilana jest stałą wartością natężenia prądu i decyduje o zakresie roboczym elektromagnesu. W równowadze z siłą magnetyczną cewki biernej F_{mb} pozostają: siła magnetyczna cewki czynnej F_{mc} oraz siła zewnętrzna F_z . Napięcie sterujące (sygnał zadany) jest porównywane z napięciem pomiarowym, mierzonym przez czujnik położenia zwory i jest uchybem regulacji, który po przejściu przez regulator koryguje wartość natężenia prądu doprowadzonego do elektromagnesu (w uzwojenie cewki czynnej) i naprowadza zworę do zadanego położenia [5]. Tak więc zmiana siły zewnętrznej obciążającej zworę powoduje zmianę siły magnetycznej cewki czynnej do równowagi z siłą magnetyczną cewki biernej.



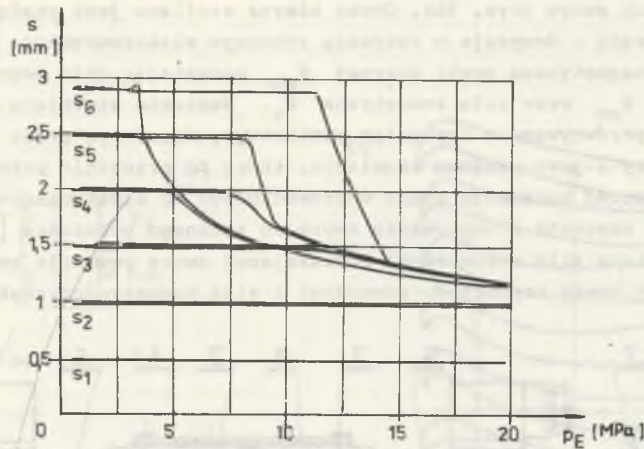
Rys. 10. Rozdzielacz proporcjonalny typu 4/3 WRE6E zasilany elektromagnesami o proporcjonalnym skoku

Fig. 10. Proportional distributor of the 4/3 WRE6E type supplied by the electromagnets with proportional travel of the armature

Zbudowany według omawianej zasady zawór proporcjonalny przedstawiono na rys. 10. Opór dla przemieszczających się zwor elektromagnesów o proporcjonalnym skoku 5 i 6 stanowią sprężyny 3 i 4 osadzone na czołach suwaka 2 zbudowanego w korpusie 1.

Zadane przez napięcie sterujące na potencjometrze 9 położenie suwaka jest porównywane z rzeczywistym, mierzonym przez czujnik drogi 7, a następnie korygowane z regulatora 8 tak długo, aż suwak nie osiągnie zadanego położenia. Elektryczne sprzężenie zwrotne w sposób ciągły utrzymuje zadane położenie suwaka, a tym samym zadaną szczelinę przepływową. Istnienie krótkiej pętli sprzężenia zwrotnego nie jest nadzorowaniem prowadzonym od odbiornika i omawiany rozdzielacz proporcjonalny należy uważać za typowy element w układzie sterowania.

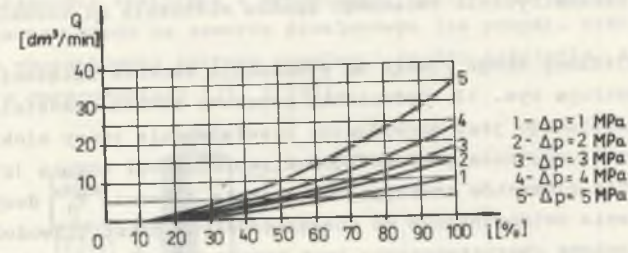
Opisany sposób sterowania jest powszechnie stosowany w budowie proporcjonalnych rozdzielaczy sterowanych bezpośrednio i pośrednio, rozdzielaczy zaworowych, zaworów dławicowych i regulatorów przepływu [1], [5], [10], [11].



Rys. 11. Zależność położenia suwaka rozdzielacza proporcjonalnego w funkcji ciśnienia przed szczeliną
 Fig. 11. Position of the proportional distributor slide valve as a function of pressure before the gap

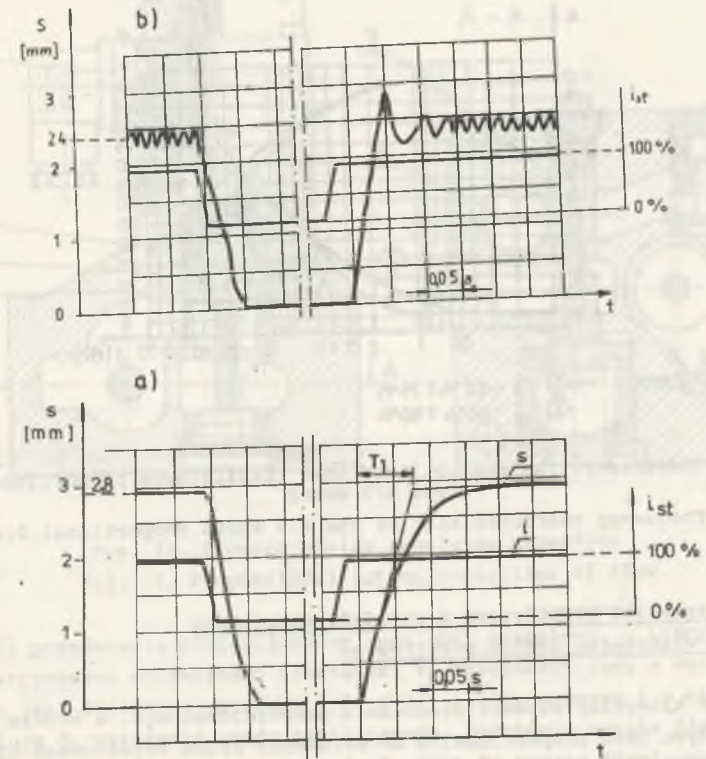
W badaniach rozdzielacza proporcjonalnego [36] określono roboczy zakres magnesu oraz typowe charakterystyki statyczne i dynamiczne. Rys. 11 przedstawia zależność skoku zwory w funkcji zmiany ciśnienia przed szczeliną dławiacą (ciśnienie za szczeliną jest stałe i wynosi 1 MPa). W pewnym zakresie zmian ciśnienia przed szczeliną zadane położenie zwory, a tym samym suwaka jest utrzymywane na żądanej wartości ($s_2 - s_6$). Przy dalszym wzroście ciśnienia elektromagnes nie utrzymuje już zadanego skoku; siły zewnętrzne zwory przekroczyły zakres roboczy elektromagnesu (nadmierny wzrost siły hydrodynamicznej na szczelinie suwaka). Punkt załamania charakterystyki uważany jest za granicę maksymalnego przepływu, a tym samym maksymalnego spadku ciśnienia. Dla badanego zaworu dopuszczalny spadek ciśnienia na szczelinie dławiającej wynosi 10,5 MPa. Wzrost sił hydrodynamicznych uwidacznia się na rys. 13b, przedstawiającym stan przejściowy przebiegu zamykania i otwierania szczeliny przepływowej. Przy nominalnej wartości natężenia prądu sterującego oraz natężeniu przepływu cieczy o wartości $60 \text{ dm}^3/\text{min}$ i występującym spadku ciśnienia na szczelinie 11 MPa suwak nie osiąga pełnego skoku 2,8 mm, a jedynie 2,4 mm. Efekt ten jest spowodowany zmianą sił zewnętrznych obciążających zworę elektromagnesu. Pomimo zmniejszającej się wartości siły spowodowanej mniejszym ugięciem wzrasta na tyle siła hydrodynamiczna, że wytworzona w cewce czynnej siła magnetyczna F_{mc} nie doprowadza zwory do wymaganego położenia (jak na rys. 13a). Wzrost sił hydrodynamicznych na suwaku uwidacznia się również na przebiegu występowaniem drgań położenia suwaka wokół położenia równowagi [36].

Typową charakterystykę statyczną rozdzielacza proporcjonalnego typu 4/3 WRE6E przedstawiono na rys. 12. Przedstawiona proporcjonalność natężenia



Rys. 12. Charakterystyka statyczna rozdzielacza proporcjonalnego typu 4/3 WRE6E

Fig. 12. Static characteristic of the 4/3 WRE6E Proportional Distributor



Rys. 13. Stan przejściowy drogi suwaka rozdzielacza proporcjonalnego typu 4/3 WRE6E przy wymuszeniu skokowym natężenia prądu sterującego dla:

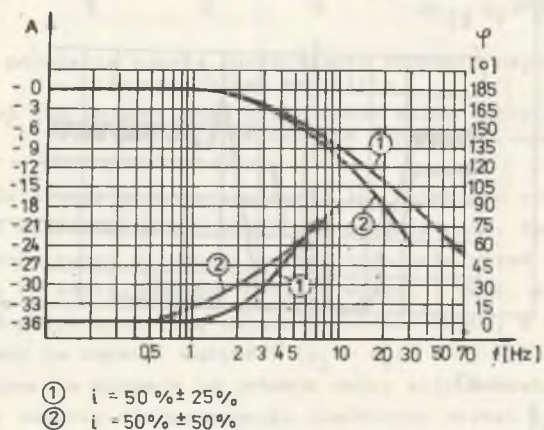
- a) natężenie przepływu $Q = 35 \text{ dm}^3/\text{min}$ i spadek ciśnienia $\Delta p = 10 \text{ MPa}$,
- b) natężenie przepływu $Q = 60 \text{ dm}^3/\text{min}$ i spadek ciśnienia $\Delta p = 11 \text{ MPa}$

Fig. 13. Transient state of the 4/3 WRE6E Proportional Distributor slide valve travel at the step function of the control current intensity for:

- a) the flow rate $Q = 35 \text{ dm}^3/\text{min}$ and the pressure drop $\Delta p = 10 \text{ MPa}$,
- b) the flow rate $Q = 60 \text{ dm}^3/\text{min}$ and the pressure drop $\Delta p = 11 \text{ MPa}$

przepływu przez rozdzielacz w funkcji natężenia prądu sterującego jest uzależniona od parametrycznie zmiennego spadku ciśnienia na szczelinie wławiącej.

Stan przejściowy drogi suwaka na wymuszenie skokowe natężenia prądu sterującego ilustruje rys. 13. Opóźnienie przesuwu suwaka rozdzielacza względem prądu sterującego jest spowodowane bezwładnością zwory elektromagnesu, suwaka i rdzenia czujnika pomiarowego. Przebieg drogi suwaka (rys. 13b) jest typowy dla elementów inercyjnych, a stała czasowa T_1 decyduje o paśmie przenoszenia uwidocznionym na charakterystyce częstotliwościowej (rys. 14). Przedstawiona charakterystyka jest typowa dla elementów hydraulicznych, które zmniejszają częstość drgań własnych i krytycznych wraz ze wzrostem wzmocnienia statycznego.



Rys. 14. Charakterystyka częstotliwościowa rozdzielacza proporcjonalnego typu 4/3 WRE6E

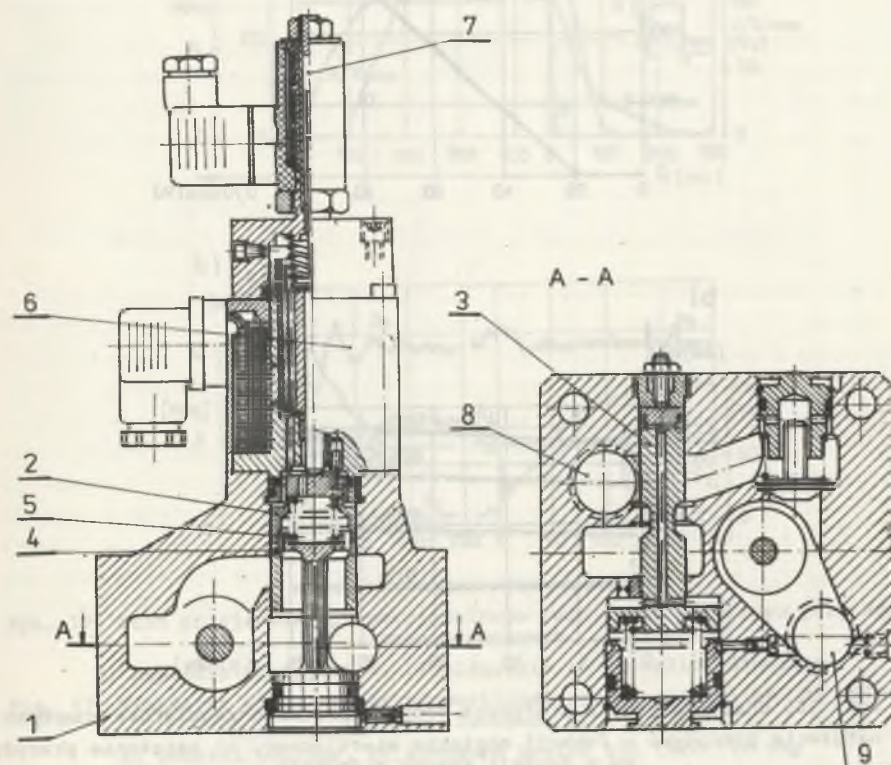
Fig. 14. Frequency characteristic of the 4/3 WRE6E Proportional Distributor

2.4. Szczelina przepływowa w układzie sterowania z włączeniem zaworu różnicowego

Jest to klasyczny element sterowania proporcjonalnego, w którym natężenie przepływu jest proporcjonalne do natężenia prądu wejściowego niezależnie od obciążenia odbiornika. Obciążenie odbiornika kompensuje zawór różnicowy, który utrzymuje stały spadek ciśnienia na szczelinie dławiącej. Jest to więc typowa zasada regulatora przepływu [12].

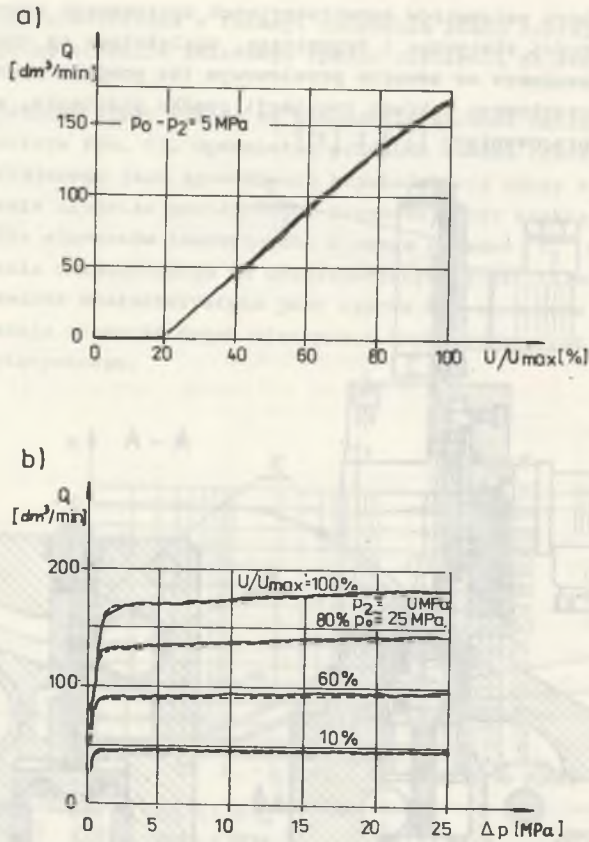
Omawiany sposób sterowania proporcjonalnym natężeniem przepływu jest obecnie stosowany przy: rozdzielaczach sterowanych bezpośrednio i pośrednio, rozdzielaczach zaworowych, zaworach dławiących i regulatorach przepływu [1], [10], [11].

Zagadnienia: doboru parametrów konstrukcyjnych opisywanego zaworu różnicowego, jego własności statyczne i dynamiczne, uzależnione od obciążenia odbiornika i nastawionego na zaworze przelewowym (za pompą), ciśnienia wejściowego oraz początkowego zakresu regulacji spadku ciśnienia, są wyczerpująco podane w opracowaniach [35] i [37].



Rys. 15. Proporcjonalny regulator przepływu
Fig. 15. Proportional action controller of flow

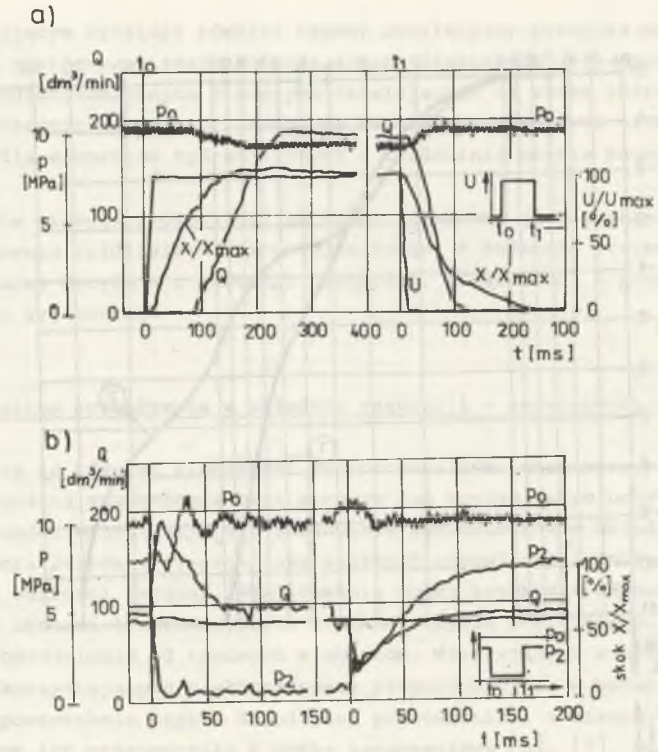
Rys. 15 przedstawia proporcjonalny regulator przepływu, w którym suwak 2, z symetrycznymi szczelinami dławiącymi 4, zabudowany jest w korpusie 1. Suwak ten jest dociskany sprężyną 5 do zwory elektromagnesu 6 o skoku proporcjonalnym do natężenia prądu zasilającego. Położenie suwaka dławiącego jest kontrolowane czujnikiem położenia 7. Wlot do suwaka dławiącego przechodzi od kanału 8 poprzez zawór różnicowy 3. Zmiany obciążenia układu, odbierane z kanału wylotowego 8, są przekazywane do zaworu różnicowego (do komory sprężynowej), w którym hydrauliczne ujemne sprężenie zwrotne utrzymuje stałą różnicę ciśnień na zaworze dławiącym, zmniejszające lub zwiększające otwarcie zaworu różnicowego.



Rys. 16. Charakterystyka statyczna proporcjonalnego regulatora przepływu:
a) natężenie przepływu w funkcji napięcia sterującego, b) natężenie przepływu w funkcji spadku ciśnienia

Fig. 16. Static characteristic of the proportional action controller of flow
a) flow rate as a function of control voltage, b) flow rate as a function of pressure drop

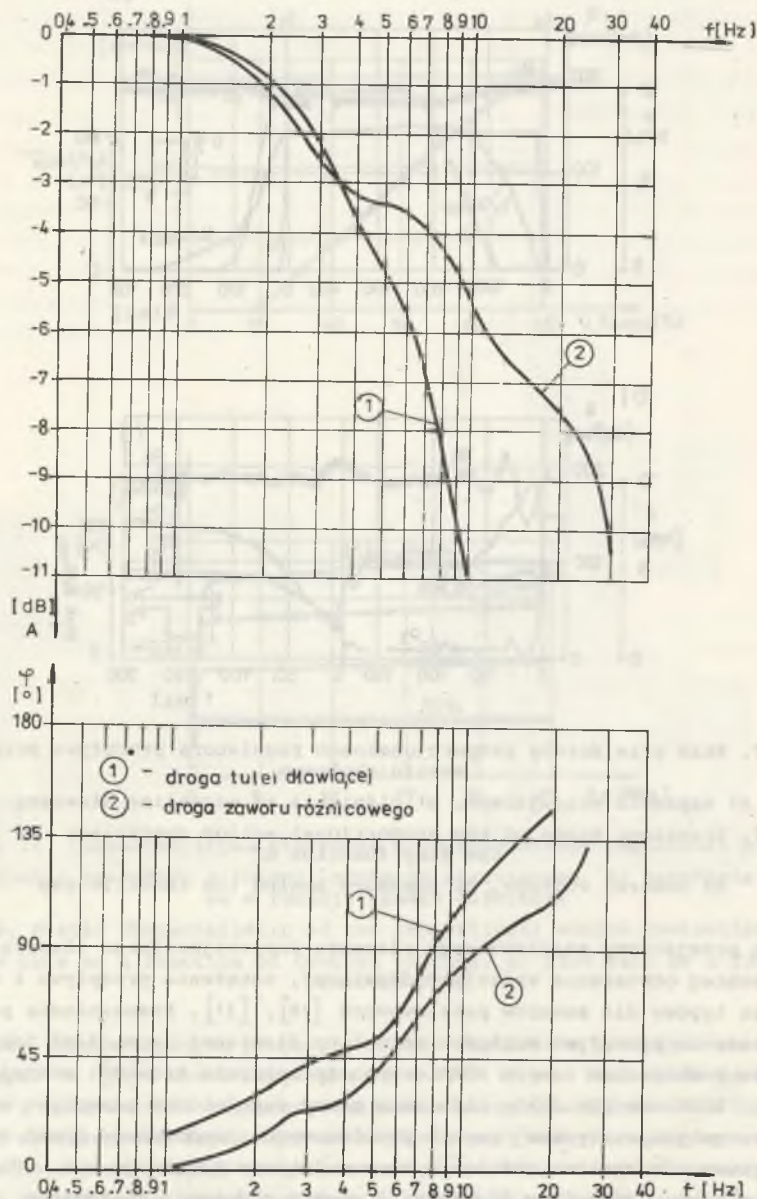
Typową charakterystykę proporcjonalnego regulatora przepływu przedstawiono na rys. 16 [10]. Charakterystyka $Q = f(u)$ (rys. 16a) wykazuje dobrą liniowość i małą wartość histerezy natężenia przepływu (około 1%). Charakterystykę obciążeniową (rys. 16b) szczególnie przy małych napięciach sterujących cechuje duża stałość natężenia przepływu. Większa nierównomierność natężenia przepływu, w zakresie wyższych napięć sterujących, jest niewłaściwie interpretowana w opracowaniu [10]. Według autora "Przyczyną tego jest z całą pewnością to, że siła hydrodynamiczna jest zbyt silnie skompensowana". Przyczyną nierównomierności przepływu w funkcji obciążenia wynika ze zmienności spadku ciśnienia w zaworze różnicowym, spowodowanej sztywnością sprężyny [35].



Rys. 17. Stan przejściowy proporcjonalnego regulatora przepływu przy wymuszeniu skokowym

Fig. 17. Transient state of the proportional action controller of flow at the step function of
a) control voltage, b) pressure behind the throttle gap

Stan przejściowy analizowanego elementu proporcjonalnego ilustruje rys. 17. Przebieg otwierania szczeliny dławiącej, natężenia przepływu i ciśnienia jest typowy dla zaworów przelewowych [28], [31]. Przesunięcie przebiegów natężenia przepływu względem szczeliny dławiącej (rys. 17a) jest spowodowane zamknięciem zaworu różnicowego (przekrycie krawędzi sterującej ok. 2,5 mm). Widoczne obniżenie ciśnienia przed regulatorem przepływu wynika z charakterystyki statycznej zaworu przelewowego zabudowanego przed regulatorem. Wymuszenie skokowe ciśnienia za regulatorem ilustruje rys. 17b. Przy stałym otwarciu szczeliny dławiącej i stałym ciśnieniu statycznym p_0 przed regulatorem spadek ciśnienia p_2 za regulatorem wprowadza znaczne przeregulowanie przepływu. Następstwem tego jest typowy oscylacyjny przebieg ciśnienia p_0 . Przebiegi ciśnienia p_0 i przepływu Q wykazują dobre tłumienie drgań swobodnych przez zawór różnicowy. Wymuszenie skokowe obciążenia w kie-



Rys. 18. Charakterystyka częstotliwościowa regulatora przepływu
Fig. 18. Frequency characteristic of the flow controller

runku wzrastającym wykazuje również typowy oscylacyjny przebieg przepływu. Krótkotrwała chwilowa zmiana położenia suwaka dławiącego jest spowodowana zmianą sił hydrodynamicznych przepływu działających na suwak podtrzymywany zworą. Charakterystyka częstotliwościowa regulatora przepływu (rys. 18) jest typowa dla elementów hydraulicznych i uwidacznia niskie pasmo przeniesienia [37].

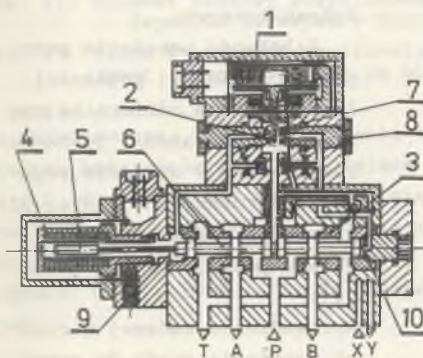
Usytuowanie szczeliny dławiącej na tulei suwakowej (a w poprzednich przypadkach na suwaku rozdzielacza proporcjonalnego) z dodatnim przekryciem krawędzi sterującej decyduje o wartości histerezy, nieczułości i przeregulowaniu wielkości wyjściowej.

2.5. Szczelina przepływowa w układzie regulacji - serwowawory

Serwowawory są również elementami proporcjonalnymi charakteryzującymi się dużą wartością wzmocnienia oraz zerowym lub bardzo małym uchybem przy zmiennej wartości wejściowej [4]. Stosowanie serwowaworów w układach napędowych zapewnia przede wszystkim dużą szybkość odpowiedzi i dokładność utrzymywania wartości zadanej. Realizowanie dużej szybkości odpowiedzi jest uwarunkowane cechami konstrukcyjnymi zarówno stopnia sterującego, jak i głównego. W odróżnieniu od typowych elementów, działających w układzie sterowania i wykorzystujących elektromagnesesy proporcjonalne, w serwowaworach stosuje się powszechnie szybko działające przetworniki, a mianowicie: silniki momentowe lub przetworniki z cewką zanurzeniową [5], [7]. Dużą dokładność utrzymywania wielkości zadanej zapewnia pętla sprzężenia zwrotnego.

Tak więc elementy te w sterowaniu proporcjonalnym działają w układzie regulacji automatycznej [7], [4].

Rysunek 19 przedstawia przykładowy serwowawór z elektrycznym sprzężeniem zwrotnym. W stopniu sterującym zabudowano silnik momentowy 1, na którego kotwicy znajduje się przysłona 7 przemieszczająca się między dwoma dyszami 2, zabudowanymi w elemencie 8. Przysłona z dyszami stanowi wzmacniacz hydrauliczny sterujący ciśnieniami w komorach 9 i 10 suwaka 6, przemieszczającego się w tulei 3. Z suwakiem serwowaworu związany jest rdzeń 5 czujnika 4 do pomiaru drogi.



Rys. 19. Serwowawór z elektrycznym sprzężeniem zwrotnym

Fig. 19. Servovalve with electric feedback

Stan przejściowy zadanego położenia suwaka przy wymuszeniu skokowym napięcia wejściowego ilustruje rys. 20 [37]. Odpowiedź serwowaworu jest oscy-

lacyjna z nieznacznym przeregulowaniem i dobrym tłumieniem drgań swobodnych. Widoczne na przebiegach pulsacji położenia suwaka są spowodowane siłami hydrodynamicznymi przepływu;

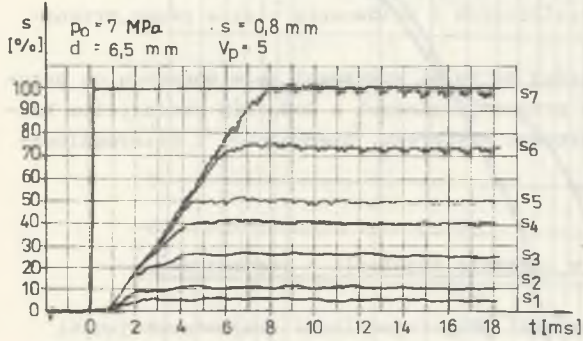
jest to zresztą zasadniczy problem występujący w serwozaworach.

Natężenie przepływu przez serwozawór jest również uzależnione od spadku ciśnienia na szczelinie dławiącej (rys. 21) [7]. Nominalna wartość natężenia przepływu jest odnieszona do spadku ciśnienia na szczelinie dławiącej 7 MPa.

Charakterystykę częstotliwościową serwozaworu przedstawiono na rys. 22 [37]. Uwidacznia ona wpływ warunków początkowych na częstość drgań własnych oraz pasmo przenoszenia. Im mniejsze wzmocnienie statyczne serwozaworu, tym większa częstość drgań własnych i większe pasmo przenoszenia. Zjawisko to jest typowe dla elementów hydraulicznych.

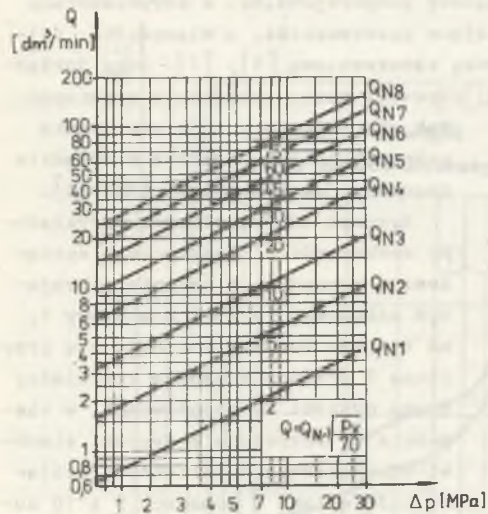
Zależność natężenia przepływu od zadanej prędkości lub położenia odbiornika przy zmiennym obciążeniu jest więc realizowana w układzie regulacji automatycznej. Rys. 23 ilustruje schemat blokowy układu pozycjonowania tłoka [6].

Wprowadzenie zadanej wartości natężenia prądu do serwozaworu z elektrycznym sprzężeniem zwrotnym realizuje zadaną wartość szczeliny dławiącej, przez którą przepływnie natężenie przepływu Q zależy od spadku ciśnienia



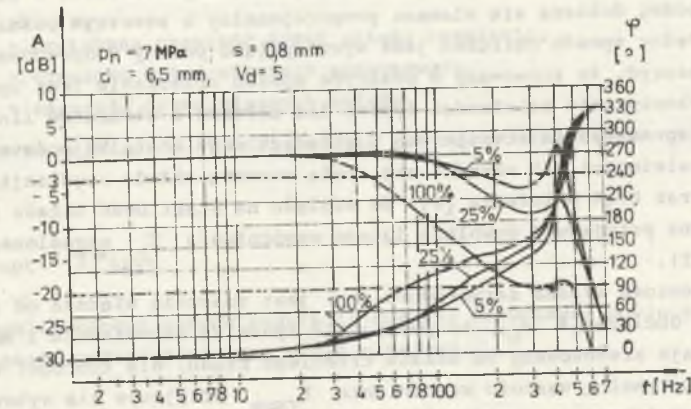
Rys. 20. Stan przejściowy skoku suwaka serwozaworu typu 4WS2EE10-40 30B2ET70 przy wymuszeniu skokowym napięcia sterującego

Fig. 20. Transient state of the 4WS2EE10-4030B2ET70 Servo valve slide travel at the step function of control voltage



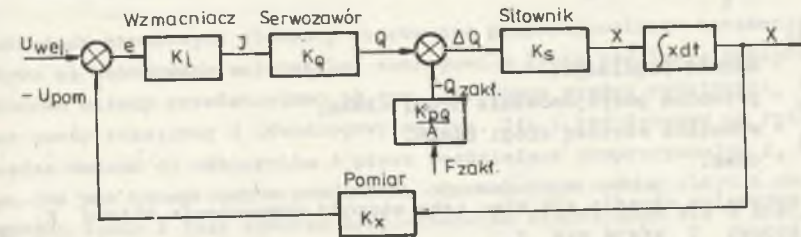
Rys. 21. Charakterystyka statyczna serwozaworu typu 4WS2EE-4030B2ET70 przy parametrycznie zmiennym przepływie nominalnym Q_N

Fig. 21. Static characteristic of the 4WS2EE-4030B2ET70 Servo valve at the parametrically variable nominal flow Q_N



Rys. 22. Charakterystyka częstotliwościowa serwozaworu typu 4WS2EE10-4030B2ET70

Fig. 22. Frequency characteristic of the 4WS2EE10-4030B2ET70 Servo valve



Rys. 23. Schemat blokowy pozycjonowania drogi tłoka w układzie regulacji (symbole literowe w blokach są ich wzmocnieniami)

Fig. 23. Block diagram of positioning piston travel in the system of adjustment (letter symbols in blocks are their amplifications)

na serwozaworze. Zmiana obciążenia tłoka oraz występujące przecieki w cylindrze będą wielkością zakłócającą (F_{zak}) rzeczywiste natężenie przepływu ΔQ do siłownika; zmieni się więc prędkość tłoka i droga. Droga tłoka jest mierzona czujnikiem położenia i wprowadzona do węzła sumującego. Z porównania drogi zadanej i zmierzonej wynika uchyb regulacji, który koryguje prędkość oraz położenie tłoka. Wzmocnienie pętli regulacji określa zależność:

$$K_V = K_I \cdot K_Q \cdot K_S \cdot K_X \left[\frac{1}{s} \right] \quad (2)$$

2.6. Dobór elementów sterowania proporcjonalnego do układu napędowego

Typowy układ sterowania w zależności od typu odbiornika (siłownik, silnik hydrauliczny obrotowy lub wahliwy) zawiera w sobie medium robocze o zmieniającej się objętości. Objętość ta podczas pracy wpływa na podatność,

która decyduje o nietłumionej częstotliwości drgań własnych układu. W zależności od jej wartości dobiera się element proporcjonalny o szerszym paśmie przenoszenia. Pełny sposób obliczeń jest wyczerpująco podany w opracowaniu [3]. Należy zaznaczyć, że stosowany w praktyce sposób obliczania jest uproszczony, gdyż wykorzystuje zależności typowe dla układów i elementów liniowych.

Podobne uproszczenia stosuje się w układach regulacji. Na podstawie wyznaczonej zależności (2) określa się stałą czasową układu regulacji, jego sztywność oraz błąd położenia [6]. Ze względu na stabilność układu regulacji nie można przyjmować dowolnie dużego wzmocnienia K_v określonego zależnością (2).

Jeśli częstość własna serwowaworu ω_v jest znacznie większa od częstości własnej obciążenia ω_L , to pomija się dynamikę serwowaworu i model układu zostaje zredukowany do układu trzeciego rzędu, dla którego: $K_{vx} < K_{vkryt}$. Optymalną wartość wzmocnienia K_{vxopt} przyjmuje się wykorzystując kryterium dobroci regulacji:

$$I = \int_0^{\infty} t |x_E - x_A| dt, \quad (3)$$

gdzie:

- I - dobroć regulacji,
- x_E - przebieg pozycjonowania drogi tłoka,
- x_A - wymagana wartość drogi tłoka,
- t - czas.

Jako optymalną określa się więc taką wartość wzmocnienia układu K_{vxopt} przy której I staje się I_{min} .

$$I_{min} = \frac{K_{vx}}{\omega_L} = 0,25 \pm 0,35 \quad (3a)$$

i optymalną wartość wzmocnienia:

$$K_{vxopt} = \frac{1}{3} \omega_L \quad (4)$$

Wzmocnienie określone zależnością (4), nazywane wzmocnieniem prędkościowym, jest iloczynem wzmocnienia w układzie hydraulicznym i sterowania elektronicznego.

Uwzględniając natomiast obie częstości własne (serwowaworu i układu), mamy układ piątego rzędu, dla którego częstość krytyczna jest określana zależnością:

$$\omega_{kryt} = \frac{\omega_v \cdot \omega_L}{\omega_v + \omega_L}, \quad (5)$$

gdzie:

- ω_{kryt} - krytyczna częstość drgań układu regulacji,
- ω_v - częstość drgań własnych serwowaworu,
- ω_L - częstość drgań własnych układu.

Na podstawie zależności (5) oblicza się optymalne wzmocnienia układu według zależności:

$$K_{vopt} = \frac{1}{3} \omega_{kryt} \quad (6)$$

Dla analizowanego układu regulacji dobrany serwowawór powinien mieć szersze pasmo przenoszenia niż układ napędowy.

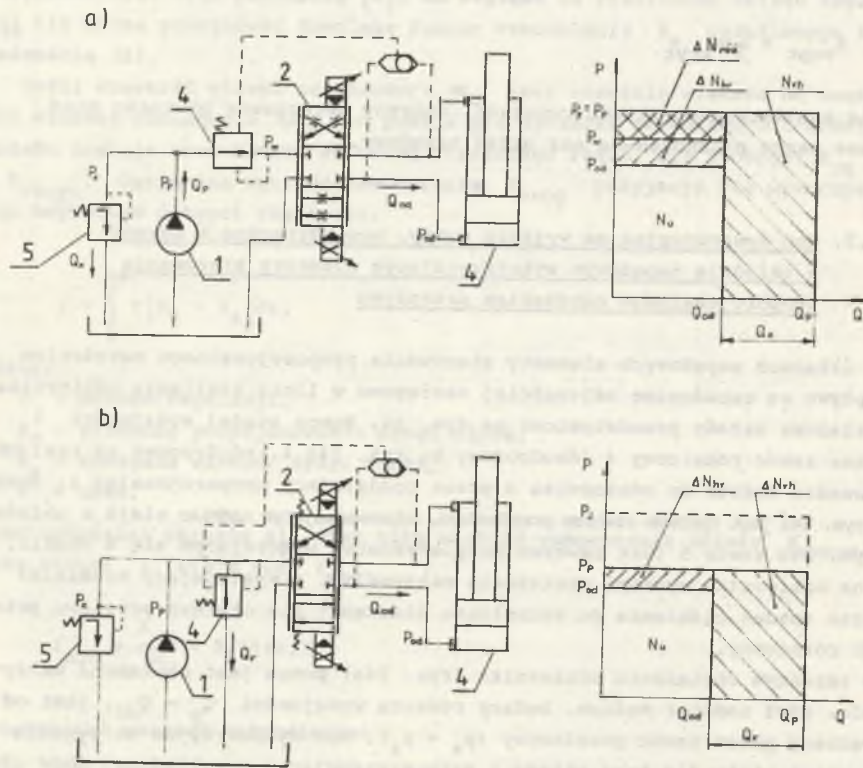
2.7. Moc dyspozycyjna na wyjściu pompy, moc użyteczna i straty w układzie napędowym wykorzystującym elementy sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu

W układach napędowych elementy sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu są zabudowane najczęściej szeregowo w linii zasilania odbiornika. Przykładowe układy przedstawiono na rys. 24. Pompa stałej wydajności 1 poprzez zawór różnicowy 4 (dwudrogowy na rys. 24a i trójdrogowy na rys. 24b) doprowadza medium do odbiornika 4 przez rozdzielacz proporcjonalny 2. Zawór 5 na rys. 24a jest typowym zaworem przelewowym, odprowadzającym nadmiar oleju z układu. Na rys. 24b zawór 5 jest zaworem bezpieczeństwa włączającym się w chwili, gdy na odbiorniku wystąpi obciążenie maksymalne, a występujący niewielki jeszcze spadek ciśnienia na szczelinie dławiącej nie otwiera przelewu przez zawór różnicowy.

Przy zmiennym obciążeniu odbiornika (rys. 24a) pompa jest obciążona maksymalnie, gdyż nadmiar medium, będący różnicą wydajności $Q_p - Q_{od}$, jest odprowadzany przez zawór przelewowy ($p_z = p_s$). Moc dyspozycyjna na wyjściu pompy jest stała dla tego układu i przy występującej przykładowej mocy użytecznej $N_u = Q_{od} P_{od}$ widoczne są straty mocy: strukturalna strata objętościowa ΔN_{vh} , strukturalna strata hydrauliczna ΔN_{hr} , związana ze spadkiem ciśnienia na szczelinie dławiącej i strukturalna strata na zaworze różnicowym $\Delta N_{róż}$. Suma strat $\Delta N_{hr} + \Delta N_{róż} = \Delta N_{reg}$ stanowi strukturalną stratę regulacji. Im mniejsze będzie obciążenie odbiornika oraz jego prędkość, tym większa będzie sumaryczna strata mocy. Dla większej przejrzystości pominięto straty hydrauliczne w przewodach oraz straty występujące w elementach składających się na układ.

Pod względem energetycznym korzystniejszy jest układ przedstawiony na rys. 24b. Zawór różnicowy 4 utrzymuje stałą różnicę ciśnień na szczelinie dławiącej, odprowadzając do zbiornika strumień Q_r . Stąd też przy dowolnym obciążeniu odbiornika (mniejszym od maksymalnego) ciśnienie robocze pompy wy-

nosi $P_p = P_{od} + \Delta P_{d\dot{z}}$, a jej moc dyspozycyjna na wyjściu wynosi $N_p = P_p Q_p$.
 Obok mocy użytecznej N_u występują: strukturalna strata objętościowa $\Delta N_{vh} = (Q_p - Q_{od})P_p$ i strukturalna strata hydrauliczna $\Delta N_{hr} = \Delta P_{d\dot{z}} \cdot Q_{od}$.
 Tak więc poza maksymalnym obciążeniem odbiornika w układzie występuje niewielka strata hydrauliczna i strukturalna strata objętościowa, a robocze ciśnienie pompy jest równe $p_p = p_{od} + \Delta p_{d\dot{z}}$ ($p_p < p_2$).



Rys. 24. Układy napędowe sterowania dławieniowego z zaworem różnicowym
 a) dwudrogowym, b) trójdrogowym

Fig. 24. Power transmission systems of throttle control with
 a) two-way, b) three-way control

Inne przykłady układów napędowych z zastosowaniem sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu wraz z analizą energetyczną wyczerpująco omówiono w opracowaniu [12].

2.3. Analiza obecnych rozwiązań

Zasadniczą korzyścią rozwiązania rozdzielacza proporcjonalnego na podstawie konstrukcji konwencjonalnego rozdzielacza suwakowego jest skupienie w jednym elemencie funkcji sterowania natężenia przepływu oraz zmiany kierunku dopływu medium do odbiornika.

Elementy proporcjonalne posiadają jednak pewne wady, a mianowicie:

- wykorzystanie zasady dławienia na linii pompa-odbiornik podnosi wartość ciśnienia roboczego pompy względem ciśnienia efektywnego w odbiorniku o wymaganą wartość spadku ciśnienia na szczelinie dławiącej,
- ze względu na realizowanie proporcjonalności $Q = C_i$ i wymagane jest utrzymywanie stałego spadku ciśnienia na szczelinie przepływowej przy różnych obciążeniach odbiornika. Warunek ten wymaga zabudowania zaworu różnicowego sterowanego od ciśnień przed i za szczeliną przepływową,
- wprowadzenie do sterowania przetworników elektromechanicznych w postaci elektromagnesów o proporcjonalnej sile lub skoku - zasilanych od wzmacniaczy prądowych z podkładem częstotliwościowym - nie zapewnia dużej dokładności sterowania; wartość histerezy przepływu przy prądzie nominalnym wynosi 3-5%,
- dodatkowo przekrycie krawędzi sterującej suwaka poprawia szczelność elementu, ale wprowadza znaczne przeregulowanie w przebiegu natężenia przepływu,
- niezależnie od ciśnienia panującego w odbiorniku pompa tłoczy medium o wartości ciśnienia nastawionego na zaworze przelewowym zabudowanym przed elementem proporcjonalnym, szeregowe dławienie realizowane w sterowaniu proporcjonalnym wprowadza strukturalną stratę objętościową i hydrauliczną mocy. Straty te w odniesieniu do mocy użytecznej są tym większe, im mniejsze jest obciążenie odbiornika oraz jego prędkość,
- korelacja pomiędzy położeniem suwaka a wartością szczeliny przepływowej wymaga dużej dokładności wykonania zarysu szczeliny dławiącej (koszty produkcji rosną),
- uzależnienie zadanego położenia suwaka od równowagi sił - hydrostatycznej i sztywności sprężyny - wymaga dużej dokładności wykonania sprężyny,
- występujące w suwakach siły tarcia powiększają nieczułość zaworu i wartość histerezy,
- rozwiązanie rozdzielacza proporcjonalnego na konstrukcji konwencjonalnego rozdzielacza suwakowego, ze styczniowo wprowadzonymi względem suwaka kanałami wlotowo-wylotowymi, powoduje niekorzystne wirowanie suwaka. Podczas wirowania suwaka zmniejszają się siły tarcia i występujące nawet małe wartości sił hydrodynamicznych, przy przepływie przez szczelinę, mogą wymusić nowe położenie suwaka, a tym samym niezamierzone zmiany szczeliny. Efekt ten jest niepożądany, gdyż zmienia natężenie przepływu,
- siły hydrodynamiczne występujące w rozdzielaczach, zaworach dławiących i serwozaworach są czynnikiem zakłócającym proporcjonalność przepływu oraz ograniczają wartości przepływów nominalnych,

- stosowanie typowych serwozaworów w układzie regulacji automatycznej wymaga wyższych nakładów inwestycyjnych,
- w stosunku do konwencjonalnych napędów hydraulicznych wprowadzenie elementów proporcjonalnych w układach sterowania wymaga filtracji oleju poniżej $20 \mu\text{m}$, w układach regulacji poniżej $10 \mu\text{m}$. Niezawodność współczesnych maszyn i linii technologicznych wymaga filtracji oleju na poziomie $5-10 \mu\text{m}$, stąd też ta wada jest dyskusyjna.

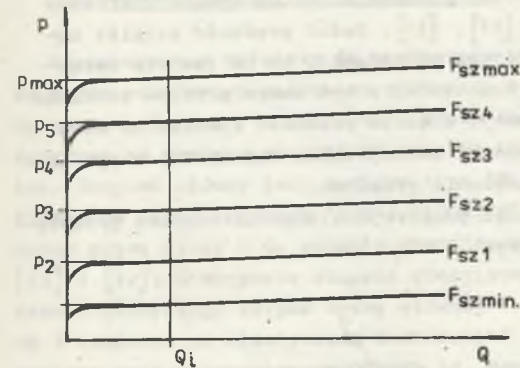
Powyższa analiza obecnie stosowanych sterowań proporcjonalnych natężeniem przepływu była podstawą do opracowania nowego układu sterowania, w którym nastawa przelewu odbywa się na proporcjonalnym zaworze przelewowym.

3. STEROWANIE PROPORCJONALNE NATĘŻENIEM PRZEPŁYWU Z NASTAWNYM ZAWOREM PRZELEWOWYM

3.1. Istota nowego sposobu

Opisane w rozdziale 2 elementy do sterowania proporcjonalnym natężeniem przepływu wykorzystują powszechnie działanie strugi, czyli wprowadzają na linii pompa - odbiornik zadaną, poprzez wartość natężenia prądu, szczelinę przepływową.

Istota nowego sposobu sterowania proporcjonalnym natężeniem przepływu wykorzystuje funkcjonalną właściwość zaworu przelewowego, który odprowadza z układu nadmiar czynnika roboczego. W tym sposobie nadmiar czynnika roboczego jest rozumiany jako nadwyżka wydajności pompy w stosunku do żądanego zasilania odbiornika przy jego rzeczywistym obciążeniu. Rys. 25 przedstawia rodzinę charakterystyk statycznych zaworu przelewowego, na której wymagany przelew przez zawór określa natężenie przepływu, np. Q_i . Jeśli z obciążenia odbiornika wynika dowolne ciśnienie w układzie, w przedziale od p_{\min} do p_{\max} , np. p_4 , to na zaworze przelewowym zostanie zadane to ciśnienie i wymusi ono przelew o wartości natężenia przepływu Q_i .



Rys. 25. Charakterystyka statyczna zaworu przelewowego

Fig. 25. Static characteristic of the overflow valve

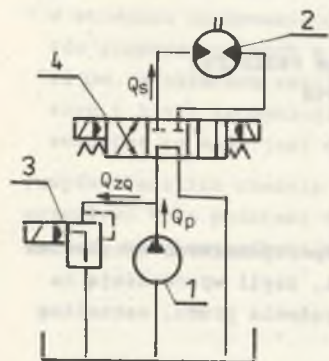
Nowa zasada sterowania proporcjonalnym natężeniem przepływu na zaworze przelewowym sprowadza się do zadania na nim ciśnienia wynikającego z obciążenia odbiornika, które wymusi wymagany przelew. Jest to więc zasada sterowania proporcjonalnym natężeniem przepływu, realizowana na zaworze przelewowym przez nastawę upustu.

3.2. Układ proporcjonalny natężenia przepływu

Układ napędowy z zaworze przelewowym, realizującym zasadę sterowania proporcjonalnym natężeniem przepływu z regulowanym przelewem, przedstawiono

na rys. 26. Zawór przelewowy proporcjonalny 3 jest zabudowany na odgałęzieniu przewodu tłocznego olej od pompy 1. Pomiedzy pompą a silnikiem hydraulicznym 2 znajduje się rozdzielacz 4. Jeśli prędkość silnika wymaga wprowadzenia do niego chłoności Q_B , a pompa doprowadza do układu wydajność Q_P , to zgodnie z równaniem bilansu:

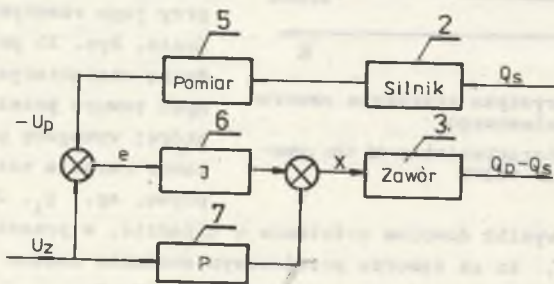
$$Q_{zQ} = Q_P - Q_S \quad (7)$$



Rys. 26. Schemat układu napędowego do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu

Fig. 26. Diagram of the power transmission system for flow rate proportional control

Schemat blokowy układu do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu przez nastawny przelew ilustruje rys. 27.



Rys. 27. Schemat blokowy układu do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu

Fig. 27. Block diagram of the system for flow rate proportional control

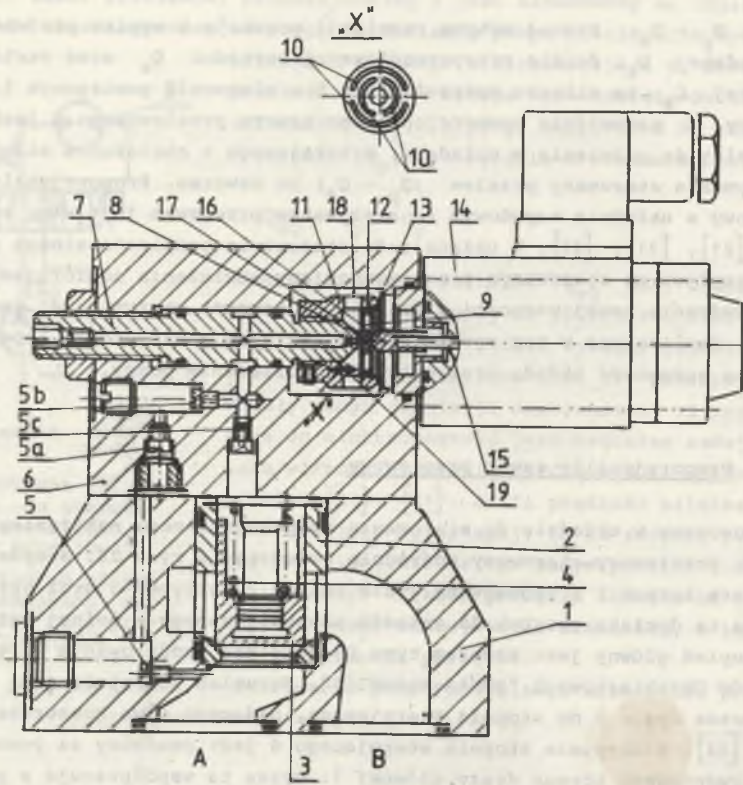
Na wejściu proporcjonalnego zaworu przelewowego sumują się dwa tory: jeden podający sygnał proporcjonalny do wartości zadanej przez regulator 7, ze wzmocnieniem tak dobranym do charakterystyki układu, aby jego reakcja odpowiadała w przybliżeniu żądanej wartości ($Q_P - Q_S$) oraz drugi sygnał z regulatora 6, całkującego sygnał błędu, który naprowadza zawór na dokładną

wartość $Q_P - Q_S$. Sygnał uchybu regulacji powstaje w wyniku porównania wartości zadanej U_z , ściśle przyporządkowanej wartości Q_S oraz wartości zmierzonej Q_S na silniku hydraulicznym 2 w elemencie pomiarowym 5. Sygnał sterujący x na wejściu proporcjonalnego zaworu przelewowego 3 jest proporcjonalny do ciśnienia w układzie, wynikającego z obciążenia silnika, które wymusza sterowany przelew ($Q_P - Q_S$) na zaworze. Proporcjonalny zawór przelewowy w układzie napędowym ze sterowanym przelewem jest więc zmiennym oporem [21], [31], [41]. W układzie do sterowania proporcjonalnym natężeniem przepływu ze sterowanym przelewem zmiany obciążenia odbiornika powodują wprowadzenie nowej wartości ciśnienia na zaworze utrzymującej zadany przelew. Realizowane w ten sposób zmiany obciążenia odbiornika zapewniają optymalną sprawność układu oraz optymalne obciążenie pompy.

3.3. Proporcjonalny zawór przelewowy

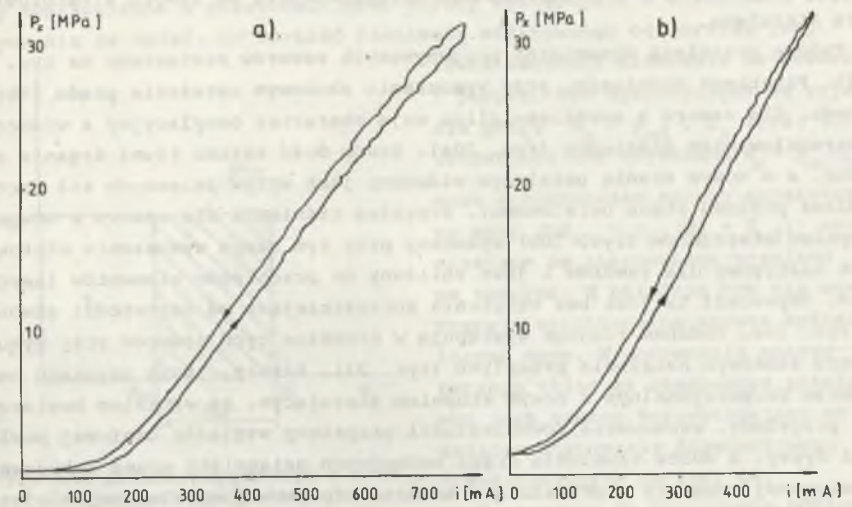
Zastosowany w układzie do sterowania proporcjonalnym natężeniem przepływu zawór przelewowy sterowany pośrednio przedstawia rys. 28. Stopień główny zawiera korpus 1 z zabudowaną w nim tuleją 2, grzybek 3 oraz sprężynę 4. Sprężyna ta dociska grzybek do gniazda ukształtowanego w dolnej części tulei. Stopień główny jest zaworem typu DB seryjnie produkowanym w Fabryce Elementów Obrabiarkowych "PONAR-WADOWICE". Strumień sterujący jest doprowadzony przez dyszę 5 do stopnia sterującego, będącego nową konstrukcją [17], [20] i [22]. W korpusie stopnia sterującego 6 jest osadzony za pomocą połączenia gwintowego korpus dyszy głównej 7. Dysza ta współpracuje z przysłoną 8 osadzoną na elastycznej membranie 9. Elastyczną membranę uzyskano przez symetrycznie ukształtowane otwory 10. Membranę osadzono za pomocą pierścieni dystansowych 12 i pierścienia osadczego sprężynującego 13 w tulei 11, którą połączono gwintowo z korpusem dyszy głównej. Połączenie to umożliwia ustawienie szczeliny wyjściowej pomiędzy dyszą główną i przysłoną. Wytworzona w elektromagnesie 14 siła magnetyczna jest wprowadzona od zwory 15, na której osadzono tulejkę 16, na płytce oporową 17 związaną z membraną. Siła ta zostaje zamieniona w parze sterującej dysza - przysłona na wartość ciśnienia sterującego, które poprzez dysze 5b, 5a i 5 ustala ciśnienie na wlocie do zaworu. Zabudowana pomiędzy komorą sterującą stopnia głównego a stopniem sterującym dysza 5c zabezpiecza zawór przed drganiem. Przepływający olej przez dyszę główną i przysłonę wypełnia komorę odpływową 18 i otworem 19 jest odprowadzony do zbiornika. W celu zapewnienia prawidłowej pracy zaworu elementy pośrednie, tj. tulejka 16 i membrana 9, zostały wykonane z materiałów paramagnetycznych, co stanowi zabezpieczenie przed osadzaniem się na dyszy głównej i przysłonie zanieczyszczeń metalicznych przechodzących przez zabudowany filtr ($< 20 \mu m$).

Powyższa konstrukcja zapewnia: beztarciową pracę pary sterującej, zachowanie równoległości przysłony względem czołowej płaszczyzny dyszy oraz tłumienie drgań przysłony.



Rys. 28. Proporcjonalny zawór przelewowy
Fig. 28. Proportional overflow valve

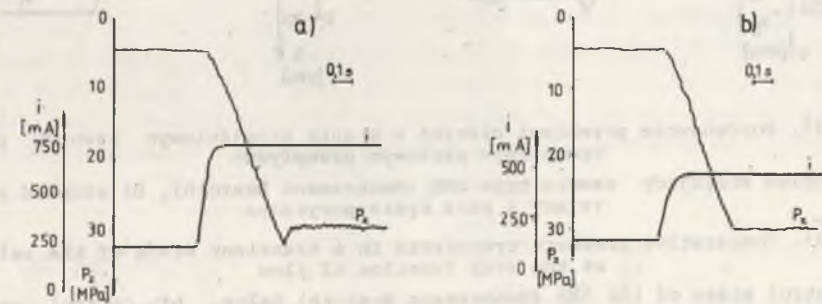
Zbudowany według opisanej konstrukcji zawór porównano w badaniach z zaworem o identycznej typowości, produkowanym przez firmę Mannesmann Rexroth [24]. Konstrukcja tego zaworu jest wyczerpująco opisana w opracowaniu [11]. Elementem ruchomym w stopniu sterującym jest suwak zakończony iglicą współpracującą z gniazdem. Suwak ten jest prowadzony ślizgowo w korpusie pilota. Rys. 29 przedstawia porównawcze charakterystyki statyczne wykonane w tych samych warunkach na stanowisku laboratoryjnym. Charakterystyki te uwidaczniają różnice w nieciągłości narastania ciśnienia i przebiegu histerezy. Dla zaworu z suwakiem zakończonym iglicą (rys. 29a) występują wyraźne nieciągłości charakterystyki oraz powiększająca się wartość histerezy ciśnienia w miarę wzrostu natężenia prądu sterującego. Nieciągłość jest następstwem zmiany sił tarcia na elemencie ruchomym, wzrost tych sił powoduje wzrost wartości histerezy ciśnienia. Charakterystyka zaworu z nowym stopniem sterującym (rys. 29b) jest pod względem: ciągłości, wartości histerezy ciśnienia, jej przebiegu oraz czułości szczególnie przy małych wartościach



Rys. 29. Porównawcze charakterystyki statyczne proporcjonalnych zaworów przelewowych:

a) stopień sterujący zaworu typu DBE (Mannesmann Rexroth), b) stopień sterujący z parą dysza-przysłona

Fig. 29. Comparative static characteristics of proportional overflow valves
a) Control stage of the DBE (Mannesmann Rexroth) Valve, b) control stage with the pair: nozzle-diaphragm



Rys. 30. Porównawcze przebiegi ciśnień w stanie przejściowym zaworów przy wymuszeniu skokowym natężenia prądu sterującego:

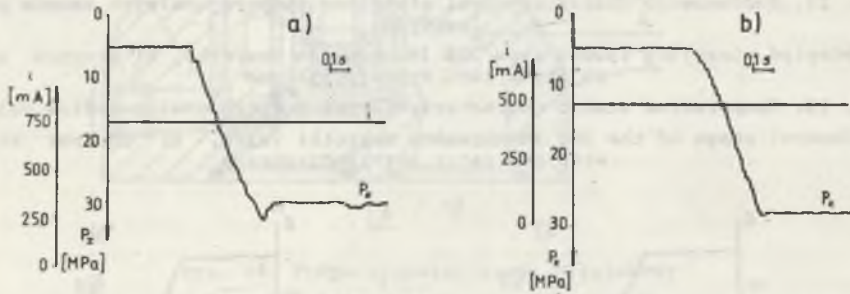
a) stopień sterujący zaworu typu DBE (Mannesmann Rexroth), b) stopień sterujący z parą dysza-przysłona

Fig. 30. Comparative pressure transients in a transient state of the valves at the step function of control current intensity

a) control stage of the DBE (Mannesmann Rexroth) Valve, b) Control stage with the pair: nozzle-diaphragm

nateżenia prądu sterującego znacznie korzystniejsza od zaworu z tarciovą parą sterującą.

Typowe przebiegi dynamiczne porównywanych zaworów zestawiono na rys. 30 i 31. Przebiegi ciśnienia, przy wymuszeniu skokowym nateżenia prądu sterującego, dla zaworu z suwakiem-iglicą mają charakter oscylacyjny z widocznym przeregulowaniem ciśnienia (rys. 30a). Zawór dość szybko tłumí drgania swobodne, a w nowym stanie ustalonym widoczny jest wpływ zmiennych sił tarcia (zmiana poziomu stanu ustalonego). Przebieg ciśnienia dla zaworu z nowym stopniem sterującym (rys. 30b) wykonany przy tym samym wymuszeniu skokowym jest nietypowy dla zaworów i jest zbliżony do przebiegów elementów inercyjnych. Odpowiedź ta jest bez wątpienia korzystniejsza od odpowiedzi zaworu na rys. 30a. Podobne różnice występują w dynamice tych zaworów przy wymuszeniu skokowym nateżenia przepływu (rys. 31). Efekty, jakie uzyskano na zaworze proporcjonalnym z nowym stopniem sterującym, są wynikiem beztarciowej przysłony, zachowania równoległości przysłony względem czołowej powierzchni dyszy, a dobre tłumienie drgań swobodnych osiągnięto przez zabudowę elastycznej membrany z przysłoną w komorze odpływowej wypełnionej olejem.



Rys. 31. Porównawcze przebiegi ciśnień w stanie przejściowym zaworów przy wymuszeniu skokowym przepływu:

a) stopień sterujący zaworu typu DBE (Mannesmann Rexroth), b) stopień sterujący z parą dysza-przysłona

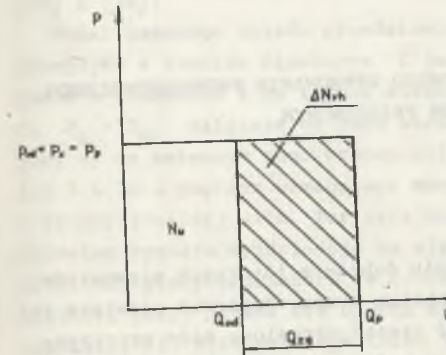
Fig. 31. Comparative pressure transients in a transient state of the valves at the step function of flow

a) control stage of the DBE (Mannesmann Rexroth) Valve, b) Control stage wit the pair: nozzle-throttle

3.4. Moc dyspozycyjna na wyjściu pompy i strukturalne straty w układzie z proporcjonalnym zaworem przelewowym

Przedstawiony na rys. 26 schemat układu sterowania proporcjonalnego nateżeniem przepływu jest przykładem dławienia równoległego realizowanego na zaworze przelewowym. W sterowaniu tym zawór przelewowý jest oporem zmiennym dostosowującym się do obciążenia odbiornika stąd też, jeśli pominię się

straty hydrauliczne w przewodach oraz straty występujące w elementach skłádających się na układ, to wartość ciśnienia efektywnego odbiornika jest



Rys. 32. Moc układu napędowego z równoległym dławieniem

Fig. 32. Power of the power transmission system with parallel throttling

równa wartości ciśnienia na zaworze i pompy. Moc dyspozycyjna na wyjściu pompy $N_p = P_{od} \cdot Q_p$ (rys. 32) uwidacznia moc użyteczną $N_u = P_{od} \cdot Q_{od}$ oraz strukturalne straty objętościowe mocy $\Delta N_{vh} = P_{od}(Q_p - Q_{od})$, wynikające ze sterowanego przelewu na zaworze. W układzie tym nie występuje strukturalna strata hydrauliczna mocy. W porównaniu energetycznym układ ze sterowanym przelewem jest zawsze korzystniejszy od układów sterowania dławieniowego przedstawionych na rys. 24.

W stosunku do obciążenia odbiornika układ napędowy ze sterowanym przelewem zapewnia optymalne obciążenie pompy.



[15], [16]. Dla stopnia głównego zaworu wykorzystano wyniki przedstawione w opracowaniu [16] i badania uzupełniające wychodzące poza zakres określony w [16]. Ponieważ rzeczywisty przebieg współczynnika k_v [16] ma przebieg zbliżony do rozwiązania równania różniczkowego drugiego rzędu ze zmiennym współczynnikiem tłumienia, stąd też zależność tę opisano w postaci:

dla $\Delta < 0$:

$$k_{vx} = 0,82 \left[1 - \exp(-b \cdot 10^3 \cdot \frac{x}{2}) \cos(10^3 \sqrt{-\Delta}) \right]$$

gdzie:

$$b = 5 + \frac{5 \cdot 10^7}{p}$$

$$\Delta = b^2 - 100\pi^2$$

(10)

dla: $\Delta > 0$:

$$k_{vx} = 0,82 \left[1 - \exp(-b \sqrt{\Delta}) 10^3 \frac{x}{2} \right]$$

Analogicznie dla stopnia sterującego wykorzystano przebieg przedstawiony w [14]. Na podstawie badań przyjęto zależność w postaci:

dla $\Delta y < 0$:

$$k_{vy} = 0,75 \left[1 - \exp(-b_y \cdot 10^3 \frac{y}{2}) \cos(10^3 y \sqrt{-\Delta y}) \right]$$

dla $\Delta y > 0$:

$$k_{vy} = 0,78 \left[1 - \exp(-b_y \sqrt{\Delta y}) 10^3 \cdot \frac{y}{2} \right],$$

(10a)

gdzie:

$$b_y = 40 + \frac{1,5 \cdot 10^8}{p_y + 10^5}$$

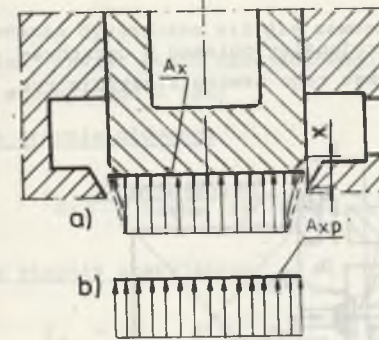
$$\Delta y = b_y^2 - (100\pi)^2.$$

5. Ze względu na ujęcie współczynnika strat k_{vy} w stopniu sterującym zaworu natężenia przepływu przez dyszę-przysłonę uzależniono od ciśnienia p_y (rys. 33).

6. Rozkład ciśnienia na powierzchni pomiarowej grzybka jest zmienny (rys. 34). Dla uproszczenia przyjęto liniową zmianę ciśnienia i zastępcza

powierzchnię pomiarową zależną od stopnia otwarcia zaworu. Na podstawie badań określono zastępczą powierzchnię pomiarową ciśnienia w postaci:

$$A_{xp} = A_x (1 - 10^3 x) \quad (11)$$



Rys. 34. Rozkład ciśnienia na powierzchni czołowej suwaka:

a) rzeczywisty, b) zastępczy

Fig. 34. Pressure distribution on the end face of the slide valve
a) real distribution, b) equivalent distribution

7. Opory przepływu za zaworem proporcjonalnym i zaworem działającym są małe ($\leq 0,1$ MPa) i dla ułatwienia rozwiązania przyjęto:

$$p_0 = 0.$$

8. Zastosowany w układzie olej hydrauliczny jest cieczą ściśliwą.

9. Ściśliwość strumienia sterującego zaworu proporcjonalnego powiązано z objętością strumienia wprowadzoną przed dyszę główną.

10. Zastosowany w zaworze przetwornik elektromechaniczny jest elementem inercyjnym. Na podstawie

danych katalogowych i opracowania [8] wielkość siły magnetycznej opisano w postaci:

$$F_m = 73,619631 (1 - 0,045)$$

(12)

$$di = \frac{1}{T_m} \left(\frac{U}{18} - i \right) dt$$

gdzie:

$$T_m = 15 \text{ ms dla } i \text{ rosnących } \left(\frac{U}{18} - i > 0 \right)$$

$$T_m = 7,5 \text{ ms dla } i \text{ malejących } \left(\frac{U}{18} - i < 0 \right)$$

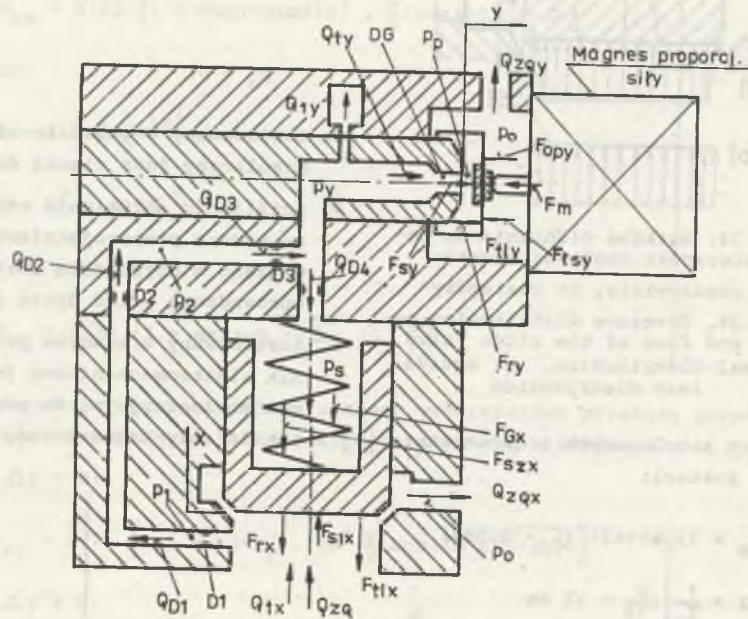
11. Na podstawie opracowania [15] pominięto siłę przyspieszającą medium na drodze "wlot - wylot" w zaworze, ponieważ wartość natężenia przepływu przez zawór przyjmuje wartości mniejsze niż $50 \text{ dm}^3/\text{min}$.

4.4. Model matematyczny układu

Z bilansu przepływu w układzie napędowym (rys. 33) wynika:

$$Q_p = Q_{zQ} + Q_1 + Q_{odb} \quad (13)$$

Zastosowany w badanym układzie zawór proporcjonalny opisano w opracowaniach: [17], [20], [22], [23] i [24]. Schemat tego zaworu ilustruje rys. 35.



Rys. 35. Schemat zaworu proporcjonalnego-
Fig. 35. Diagram of the proportional valve

Bilans przepływu przez stopień główny zaworu:

$$Q_{zQ} = Q_{zQx} + Q_{D1} + Q_{tx} \quad (14)$$

Przepływ przez dysze:

$$Q_{D1} = Q_{D2} = Q_{D3} \quad (15a)$$

$$Q_{DG} = Q_{zQy} + Q_{ty} \quad (15b)$$

Bilans przepływu przez stopień sterujący:

$$Q_{D3} = Q_{1y} + Q_{zQy} + Q_{ty} - Q_{tx} \quad (13a)$$

Równania dynamiczne sił dla zaworu proporcjonalnego zostają opisane w dowolnej chwili stanu przejściowego po wprowadzeniu wymuszenia skokowego prądu sterującego i tak:

dla stopnia głównego

$$F_{dx} = -F_{tlx} - F_{rx} - F_{szx} - F_{Gx} + F_{s1x} - F_{s2x} \quad (16)$$

dla stopnia sterującego

$$F_{dy} = -F_{tly} + F_{ry} + F_{sy} - T_{tsy} - F_{opy} - F_m \quad (17)$$

Równanie pętli sprzężenia zwrotnego

dla warunku: $U_z - U_p - e_o < 0$

$$\frac{dU}{dt} = K_M [K_{p1}(U_z - U_p) + K_{p2}(U_z - U_p - e_o)]$$

dla warunku: $U_z - U_p + e_o > 0$

$$\frac{dU}{dt} = K_M [K_{p1}(U_z - U_p) + K_{p2}(U_z - U_p + e_o)] \quad (18)$$

jeśli żaden z tych warunków nie jest spełniony, tzn.:

$$-e_o < U_z - U_p < e_o,$$

wtedy:

$$\frac{dU}{dt} = K_M K_{p1} (U_z - U_p).$$

4.5. Równania wyjściowe do symulacji komputerowej

Z równań od (8) do (18), po przekształceniach i określeniu współczynników zdeterminowanych, uzyskano równania wyjściowe. Pełny tok obliczeń zamieszczono w dodatku A.

Równania do symulacji komputerowej mają postać:

$$\frac{dx_1}{dt} = x_2$$

$$\frac{dx_2}{dt} = -14846,301x_2 - 801,2102 \cdot 10^{-3} (k_{vx}x_1)x_3 - 147224,3 \cdot x_1 - 1925,135 + 5,3792244 \cdot 10^{-3} [(1-10^3x_1)x_3 - x_6]$$

$$\frac{dx_3}{dt} = 0,2851216 \cdot 10^9 (1-1,32 \cdot 10^{-9}x_3) - 0,5279061 \cdot 10^9 (k_{vx}x_1)\sqrt{x_3} - 0,1226361 \cdot 10^9 x_2 - 7,658(x_3-x_6) - 0,3227777 \cdot 10^{12} Q_{odb}$$

$$\frac{dx_4}{dt} = x_5$$

$$\frac{dx_5}{dt} = -5,56888865 \cdot 10^3 x_5 - 0,840264 \cdot 10^6 x_5^2 \operatorname{sign} x_5 + 0,7123874 \cdot 10^{-4} x_7 + 418,87733 (k_{vy} \cdot x_4)^2 x_7 - 2,616 \operatorname{sign} x_5 - 33,33333 F_m$$

$$\frac{dx_6}{dt} = 0,276556 \cdot 10^5 (x_3-x_6) - 0,312234 \cdot 10^{12} (k_{vy}x_4)\sqrt{x_6} + 0,4432633 \cdot 10^{12} x_2 - 2,060625 \cdot 10^9 x_5$$

jeśli: $U_z - U_p - e_o > 0$

$$\frac{dU}{dt} = 2,1 [k_{p1}(U_z - U_p) + k_{p2}(U_z - U_p - e_o)]$$

jeśli: $U_z - U_p + e_o < 0$

$$\frac{dU}{dt} = 2,1 [k_{p1}(U_z - U_p) + k_{p2}(U_z - U_p + e_o)]$$

a dla: $-e_o < U_z - U_p < e_o$

$$\frac{dU}{dt} = 2,1 \cdot k_{p1}(U_z - U_p)$$

$$x_7 = x_6 - 0,2025169 \cdot 10^6 (k_{vy}x_4)\sqrt{x_6} - 1328,096 \frac{dy}{dt}$$

$$U_p = 0,498113 \cdot 10^4 Q_{odb}$$

(19)

4.6. Zagadnienie stabilności układu

Określenie stabilności modelu układu, a w następnej kolejności rzeczywistego układu jest podstawowym problemem dynamiki. Analizę stabilności można rozpatrywać w aspekcie stabilności elementu lub stabilności całego układu. Z punktu widzenia producenta i przyszłego użytkownika analiza stabilności powinna zawierać analityczne lub graficzne zależności wiążące, np. parametry użytkowe (ciśnienie i natężenie przepływu) z parametrami eksploatacyjnymi, np. wzmocnieniami regulatorów, pojemnością układu hydraulicznego i ruchomą masą.

Parametry eksploatacyjne będą wprowadzały opóźnienia, które przy zastosowanych nieodpowiednich wzmocnieniach pętli mogą powodować niestabilną pracę układu. Znalezienie związków opisujących wspomniane zależności, przy występujących w modelu silnych nieliniowościach, jest utrudnione przy układach wyższych rzędów.

Z występujących różnych kryteriów stabilności za najodpowiedniejsze, dla analizy dynamiki hydraulicznych elementów lub układów, należy uznać kryterium Lapunowa [32]. Istnieją trzy zasadnicze ukierunkowania spotykane w literaturze, a mianowicie:

- sprowadzenie nieliniowych równań różniczkowych do równowartych im równań zlinearyzowanym, np. [32],
- rozwiązanie zagadnień stabilności układu nieliniowego z ograniczeniem nieliniowości, np. [2],
- rozwiązanie zagadnień stabilności na podstawie układu opisanego nieliniowymi równaniami różniczkowymi, np. [33], [39], [18].

Przyjęcie układu zlinearyzowanego [32] w znacznym stopniu ułatwia rozwiązanie, jednak ogranicza analizę stabilności do wąskiego przedziału wokół punktu linearyzacji. Stosując linearyzację wynik rozwiązania uzależniony jest jedynie od cech dynamicznych układu lub elementu, natomiast w układzie nieliniowym odpowiedź zależy od własności dynamicznych oraz warunków początkowych [4].

Barbaszin E.A. [2] proponuje funkcje stabilności według kryterium Lapunowa dla pewnych typów nieliniowych równań różniczkowych, w których nieliniowości są ograniczone konkretnymi warunkami. Należy podkreślić, że w zastosowaniu do tego typu układów hydraulicznych wraz z ich nieliniowościami (np. równania 19) wykorzystanie proponowanych funkcji stabilności nie jest możliwe.

Analiza stabilności hydraulicznych elementów lub układów napędowych wykonana na podstawie kryterium Lapunowa podaje warunki stabilności globalnej. Najkorzystniejszym jej wynikiem jest podanie zależności wiążącej ograniczenia na parametry konstrukcyjne i eksploatacyjne. Wołkow J. [39] podaje warunki ograniczające parametry zaworu i układu, jednak nie doprowadza ich do prostej zależności analitycznej lub graficznej. Opracowanie to ogranicza się do układu z zaworem przelewowym sterowanym bezpośrednio, ogólnych warunków

ków stabilności i komputerowego rozwiązania przebiegu czasowego przy różnych zmiennych współczynnikach. Trifonow J.N. [33] generuje funkcje i przedstawia zależności funkcyjne pomiędzy parametrami konstrukcyjnymi i eksploatacyjnymi, ale wykorzystanie tej metody do analizowanego układu z pętlą sprzężenia zwrotnego jest utrudnione ze względu na postać równań wyjściowych (19). Generowanie funkcji Lapunowa dla zaworu przelewowego sterowanego bezpośrednio, pracującego w niskich zakresach ciśnień, przedstawiono w opracowaniu [18]. Zastosowanie tej metody do układu opisanego równaniami (19) jest mocno skomplikowane z uwagi na rząd równań.

Każda z przedstawionych metod badania stabilności elementu bądź układu wymaga weryfikacji w badaniach laboratoryjnych. Należy zaznaczyć, że stabilność według kryterium Lapunowa narzuca ostre ograniczenia na parametry konstrukcyjne i eksploatacyjne i może się tak zdarzyć, że rzeczywisty układ wykaże stabilną pracę w obszarze teoretycznej niestabilności. Fakt ten jest wynikiem małoprecyzyjnego przyjęcia funkcji stabilności i wynikającego z niej warunku wystarczającego, a nie koniecznego.

Analiza stabilności rozwiązywanego układu jest sprowadzona do oceny przebiegu zależności układu na płaszczyźnie fazowej. Jak wykazały badania [19], [22], [23], [24] i [43], zastosowany w układzie proporcjonalny zawór przelewowy jest stabilny w całym zakresie przepływów i ciśnień. Przy włączeniu tego zaworu do układu należy zapewnić stabilne warunki pracy badanemu układowi. Stąd też analiza stabilności sprowadza się do określenia wartości wzmoceń pętli sprzężenia zwrotnego [6].

W celu praktycznego wykorzystania przebiegu zależności na płaszczyźnie fazowej przyjęto powszechnie stosowany warunek zbliżności do punktu równowagi [4]. Jeśli przy krytycznej wartości wymuszenia skokowego (rozdział 4.7) zawór proporcjonalny ze sterowanym przelewem doprowadzi układ do punktu równowagi, a stosunek odległości dwóch kolejnych przecięć osi x od punktu równowagi będzie duży przy równocześnie dużej szybkości dochodzenia do niego, to wzmożenie regulatora będzie uważane za graniczne. Należy podkreślić, że tak dobrane wzmożenie pętli regulatora zależy również od parametrów obiektu, tzn. od jego wzmożenia hydraulicznego rozumianego jako $\frac{dQ_{odb}}{dp}$, a mówiąc ogólnie od funkcji przejścia obiektu.

4.7. Wzmocnienie i dobór strefy stabilnej pracy regulatora

Badania symulacyjne układu wykazały, że przejście z wymuszeniem skokowym do małej wartości zadanej, np. $U_z = 1$, przy równoczesnym największym wzmożeniu hydraulicznym obiektu jest wymuszeniem krytycznym. W miarę wzrostu U_z zmniejsza się wzmożenie hydrauliczne układu, a zatem układ staje się bardziej stabilny. W tym aspekcie przyjęcie mniejszego wzmożenia regulatora sprawiłoby, że układ do $U_z = 1$ dochodziłby przy mniejszej ilości wahań, a dla większych U_z dochodziłby znacznie dłużej. Przyjęte w bada-

niach wzmożenia regulatora jest więc kompromisem pomiędzy optymalnym wzmożeniem dla zadanych dużych i małych wartości natężeń przepływów.

Dla doboru wzmożenia wykorzystano warunek stabilności opisany w rozdziale 4.6 uzupełniony szybkością dochodzenia do punktu równowagi, uwzględniającą bezwzględna wielkość przeregulowania. Bezwzględna wielkość przeregulowania nie ogranicza stabilności, ale przy dużym otwarciu zaworu wprowadza długi czas narastania ciśnienia. Przeciwnie, zbyt długie zamknięcie zaworu powoduje duże przeregulowanie ciśnienia.

Dobranie wzmożenia regulatora jest więc wynikiem dwóch przeciwstawnych dążeń:

- realizowanie maksymalnej stabilności regulatora, a tym samym zmniejszenie jego wzmożenia,
- realizowanie maksymalnej szybkości, czyli powiększanie wzmożenia.

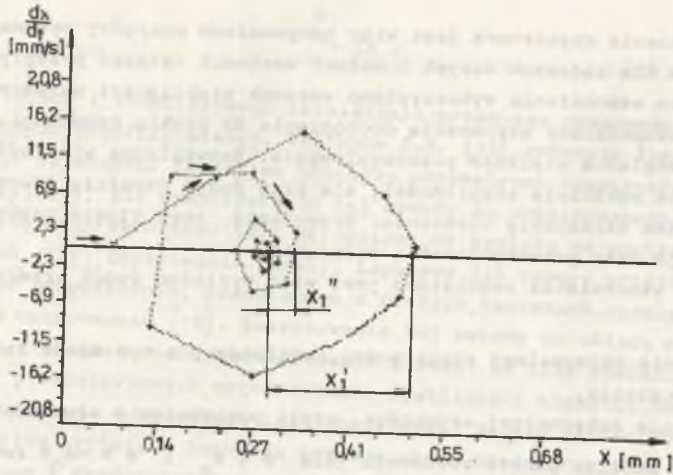
W efekcie w pobliżu punktu równowagi (dla $e < e_0$ i $e > -e_0$) regulator ma wzmożenie gwarantujące stabilność, poza tą strefą ma wzmożenie dające szybki powrót do strefy równowagi. Strefa równowagi rozumiana jest jako strefa stabilnej pracy regulatora ($\pm e_0$ od punktu równowagi). Dobór granicznych wzmożeń K_{p1} i K_{p2} oraz strefy e_0 stabilnej pracy regulatora realizowano w przedziałach oszacowanych na podstawie analizy układu otwartego zaworu i uproszczonej analizie układu z pętlą sprzężenia zwrotnego, i tak:

$$\begin{aligned} K_{p1} &= 5 \pm 10 \\ K_{p2} &= 1 \pm 10 \\ e_0 &= 0 \pm 0,5 \end{aligned}$$

Rozwiązania z dowolnie skojarzonymi wzmożeniami, które powodowały niestabilność przebiegów lub stabilność z małą szybkością dochodzenia do punktu równowagi, w ogóle nie rejestrowano (czas stabilizacji większy od 0,7 s).

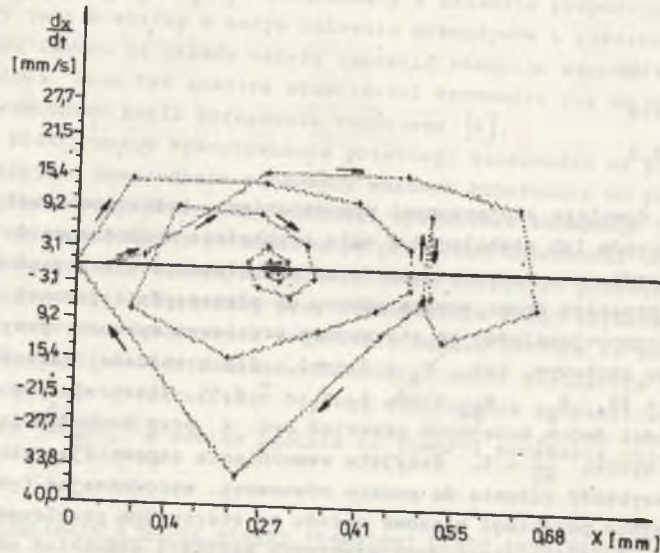
Optymalny przebieg drogi suwaka zaworu na płaszczyźnie fazowej dla badanego układu proporcjonalnego ze sterowanym przelewem wykonany przy krytycznym wymuszeniu skokowym, tzn. $U_z = 3 \rightarrow 1$, dla granicznej wartości wzmożenia: $K_{p1} = 20$, $K_{p1} \cdot K_{p2} = 50$ i $e_1 = \pm 0,35$ ilustruje rys. 36. Stosunek odległości dwóch kolejnych przecięć osi x przy dochodzeniu do punktu równowagi wynosi $\frac{x_1}{x_2} = 5$. Przyjęte wzmożenia zapewniają stabilność układu oraz szybkość dążenia do punktu równowagi, wprowadzając tym samym najkorzystniejsze przebiegi czasowe układu ze sterowanym przelewem.

Należy zaznaczyć, że dla innych większych wartości wzmożenia układ również może wykazać stabilność, ale nie będzie realizował odpowiedniej szybkości dążenia do punktu równowagi i optymalnych przeregulowań w stanie przejściowym.



Rys. 36. Przebieg drogi suwaka zaworu z nastawnym przelewem na płaszczyźnie fazowej ze wzmocnieniami regulatora $K_{p1} = 20$, $K_{p1} \cdot K_{p2} = 50$ i strefą stabilnej pracy $e_o = \pm 0,35$

Fig. 36. Travel of the slide valve with adjustable weir on the phase plane with the controller amplifications $K_{p1} = 20$, $K_{p1} \cdot K_{p2} = 50$ and the stable operation zone $e_o = \pm 0,35$



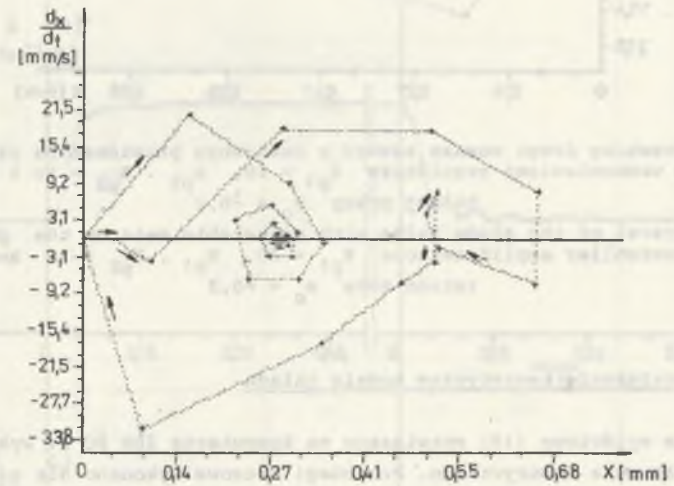
Rys. 37. Przebieg drogi suwaka zaworu z nastawnym przelewem na płaszczyźnie fazowej ze wzmocnieniami regulatora $K_{p1} = 50$, $K_{p1} \cdot K_{p2} = 50$ i strefą stabilnej pracy $e_o = \pm 0,35$

Fig. 37. Travel of the slide valve with adjustable weir on the phase plane with the controller amplifications $K_{p1} = 50$, $K_{p1} \cdot K_{p2} = 50$ and the stable operation zone $e_o = \pm 0,35$

Rys. 37 przedstawia przebieg drogi suwaka zaworu ze sterowanym przelewem na płaszczyźnie fazowej dla wzmocnień $K_{p1} = 50$, $K_{p1} \cdot K_{p2} = 50$ i $e_o = \pm 0,35$.

Stosunek odległości przecięć osi wynosi $\frac{x'_1}{x''_1} = 1,66$, a szybkość dążenia do punktu równowagi jest również mała.

Podobny przebieg drogi suwaka zaworu na płaszczyźnie fazowej (rys. 38) uzyskano dla: $K_{p1} = 20$, $K_{p1} \cdot K_{p2} = 100$ i $e_o = \pm 0,35$. Stosunek odległości przecięć osi wynosi tu $\frac{x'_1}{x''_1} = 1,33$ co powoduje małą szybkość dążenia do punktu równowagi.

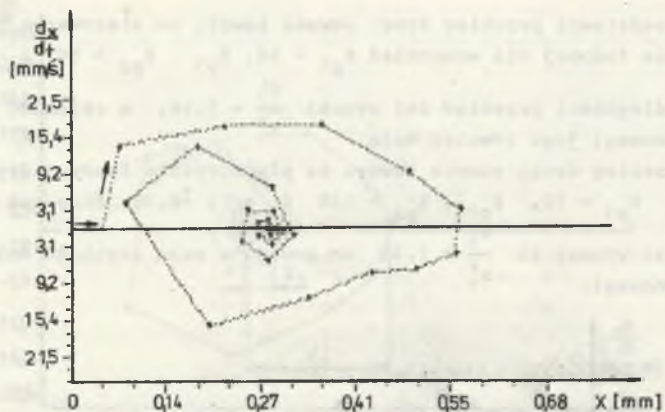


Rys. 38. Przebieg drogi suwaka zaworu z nastawnym przelewem na płaszczyźnie fazowej ze wzmocnieniem regulatora $K_{p1} = 20$, $K_{p1} \cdot K_{p2} = 100$ i strefą stabilnej pracy $e_o = \pm 0,35$

Fig. 38. Travel of the slide valve with adjustable weir on the phase plane with the controller amplifications $K_{p1} = 20$, $K_{p1} \cdot K_{p2} = 100$ and the stable operation valve $e_o = \pm 0,35$

Spełnienie warunku $\frac{x'_1}{x''_1}$ może nie zawsze zapewniać wystąpienie granicznego

wzmocnienia. Przykładem tego może być przebieg drogi suwaka zaworu na płaszczyźnie fazowej (rys. 39) wykonany dla następujących wzmocnień: $K_{p1} = 20$, $K_{p1} \cdot K_{p2} = 30$ i $e_o = \pm 0,2$. Przy nawet dużym stosunku $\frac{x'_1}{x''_1} = 8$ i dużej szybkości dążenia do punktu równowagi przebieg wychodzi ze strefy stabilnej pracy regulatora, a następnie powraca do niej. Następstwem tego jest większe przeregulowanie przebiegów ciśnienia i przepływu.



Rys. 39. Przebieg drogi suwaka zaworu z nastawnym przelewem na płaszczyźnie fazowej ze wzmocnieniami regulatora $K_{p1} = 20$, $K_{p1} \cdot K_{p2} = 50$ i strefą stabilnej pracy $e_o = -0,2$
 Fig. 39. Travel of the slide valve with adjustable weir on the phase plane with the controller amplifications $K_{p1} = 20$, $K_{p1} \cdot K_{p2} = 50$ and the operation zone $e_o = -0,2$

4.8. Rozwiązanie teoretyczne modelu układu

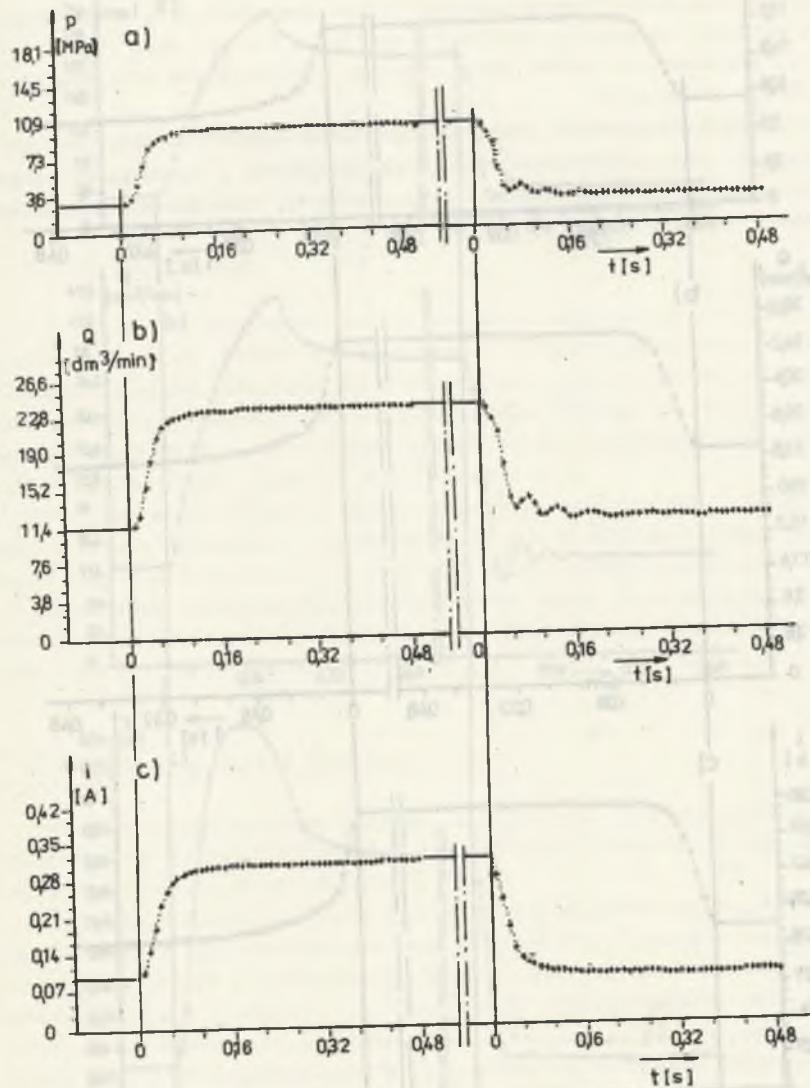
Równanie wyjściowe (19) rozwiązano na komputerze IBM PC XT wykorzystując metodę całkowania numerycznego. Przebiegi czasowe wykonano dla ostatecznie przyjętych wzmocnień według rys. 33:

- wzmocnienie regulatora dla małych sygnałów błęd, $K_{p1} = 20$,
- wzmocnienie regulatora dla dużych sygnałów błęd, $K_{p1} \cdot K_{p2} = 50$,
- strefa stabilnej pracy regulatora, $e_o = -0,35$.

Przykładowe przebiegi czasowe modelu układu proporcjonalnego ze sterowanym przelewem, wykonano przy różnych wartościach wymuszeń skokowych napięcia zadanego U_z , przedstawiają rys. 40, 41 i 42. Wymuszenie skokowe napięcia zadanego U_z zostało wprowadzone w chwili $t = 0$.

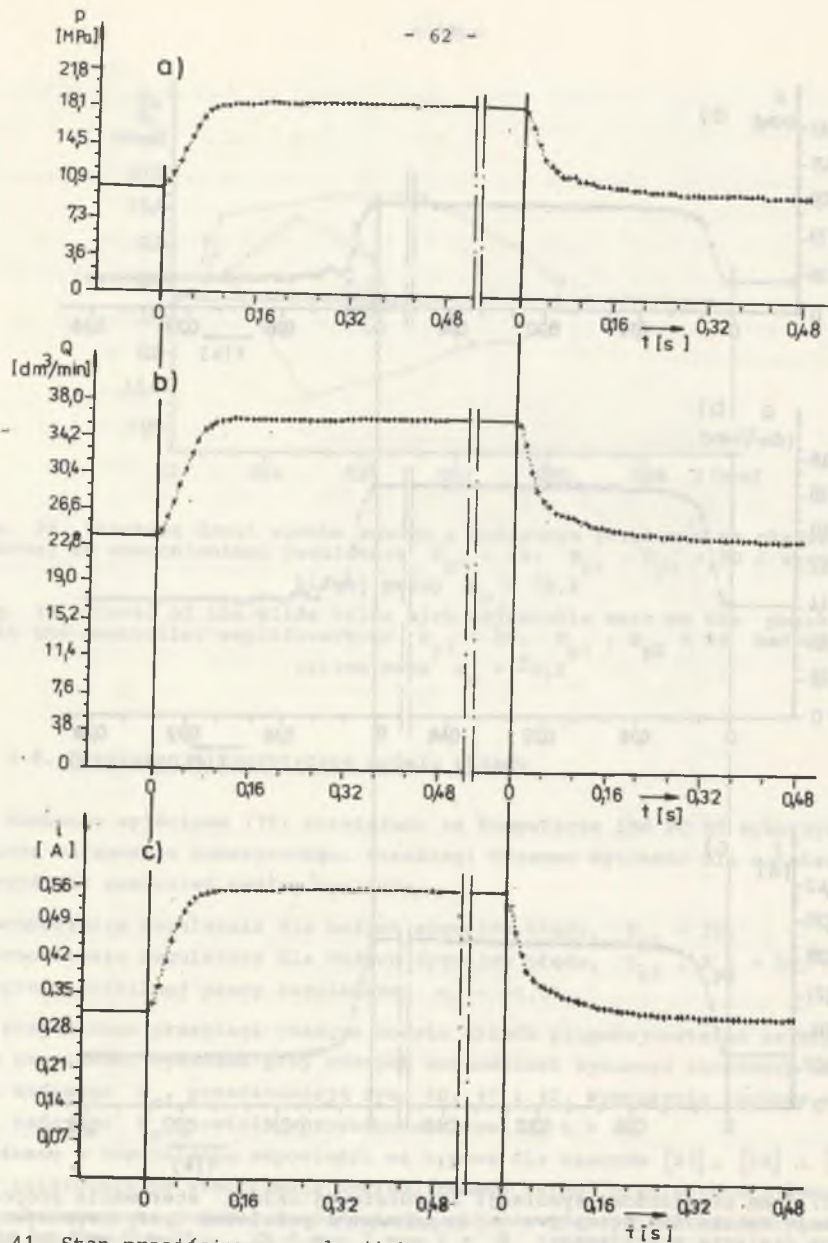
Uzyskane w rozwiązaniu odpowiedzi są typowe dla zaworów [23], [24] i [28] i w zależności od wzmocnienia hydraulicznego układu oraz wartości wymuszenia skokowego są podobne do odpowiedzi układów inercyjnych lub oscylacyjnych z silnym tłumieniem drgań swobodnych. Przy mniejszych wartościach skoku wymuszenia o małych różnicach wzmocnień hydraulicznych układu, np. $U_z = 1 \rightarrow 2$ (rys. 40) oraz $U_z = 2 \rightarrow 3$ (rys. 41) odpowiedzi są podobne jak w układach inercyjnych.

Przy malejącym wzmocnieniu hydraulicznym i malejącej wartości wymuszenia, np. $U_z = 3 \rightarrow 2$ (rys. 41) odpowiedź jest podobna jak w układzie oscylacyjnym z silnym tłumieniem.



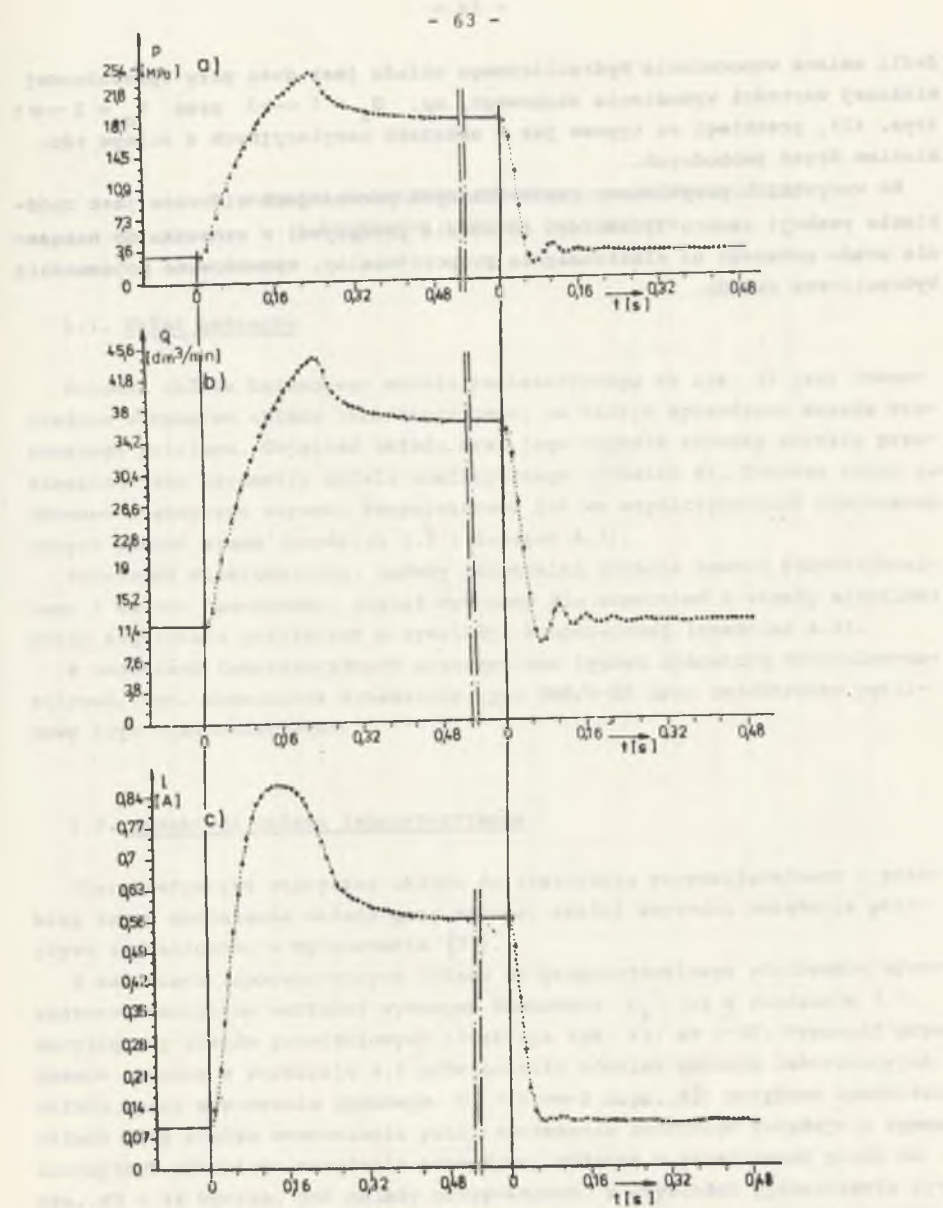
Rys. 40. Stan przejściowy symulacji komputerowej układu sterowania proporcjonalnym natężeniem przepływu z regulowanym przelewem przy wymuszeniu skokowym napięcia sterującego: $U_z = 1 \rightarrow 2 \rightarrow 1$ ($Q_{odb} = 12 \rightarrow 24 \rightarrow 12 \text{ dm}^3/\text{min}$)
 Przebiegi: a) ciśnienia, b) natężenia przepływu, c) natężenia prądu wprowadzonego do przetwornika

Fig. 40. Transient state of the computer simulation of the flow rate proportional control system with controlled overflow at the step function of control valve: $U_z = 1 \rightarrow 2 \rightarrow 1$ ($Q_{receiver} = 12 \rightarrow 24 \rightarrow 12 \text{ dm}^3/\text{min}$)
 Transient of a) pressure, b) flow rate, c) intensity of the current introduced into the transducer



Rys. 41. Stan przejściowy symulacji komputerowej układu sterowania proporcjonalnym natężeniem przepływu z regulowanym przelewem przy wymuszeniu skokowym napięcia sterującego: $U_z = 2 \rightarrow 3 \rightarrow 2$ ($Q_{odb} = 24 \rightarrow 36 \rightarrow 24$ dm³/min)
Przebiegi: a) ciśnienia, b) natężenia przepływu, c) natężenia prądu wprowadzonego do przetwornika

Fig. 41. Transient state of the computer simulation of the flow rate proportional control system with controlled overflow at the step function of control voltage: $U_z = 2 \rightarrow 3 \rightarrow 2$ ($Q_{receiver} = 24 \rightarrow 36 \rightarrow 24$ dm³/min)
Transients of: a) pressure, b) flow rate, c) intensity of the current introduced into the transducer



Rys. 42. Stan przejściowy symulacji komputerowej układu sterowania proporcjonalnym natężeniem przepływu z regulowanym przelewem przy wymuszeniu skokowym napięcia sterującego: $U_z = 1 \rightarrow 3 \rightarrow 1$ ($Q_{odb} = 12 \rightarrow 36 \rightarrow 12$ dm³/min)
Przebiegi: a) ciśnienia, b) natężenia przepływu, c) natężenia prądu wprowadzonego do przetwornika

Fig. 42. Transient state of the computer simulation of the flow rate proportional control system with controlled overflow at the step function of control voltage: $U_z = 1 \rightarrow 3 \rightarrow 1$ ($Q_{receiver} = 12 \rightarrow 36 \rightarrow 12$ dm³/min)
Transients of: a) pressure, b) flow rate, c) intensity of the current introduced into the transducer

Jeśli zmiana wzmocnienia hydraulicznego układu jest duża przy wprowadzonej większej wartości wymuszenia skokowego, np. $U_z = 1 \rightarrow 3$ oraz $U_z = 3 \rightarrow 1$ (rys. 42), przebiegi są typowe jak w układach oscylacyjnych z silnym tłumieniem drgań swobodnych.

Na wszystkich przykładowo zamieszczonych przebiegach widoczne jest opóźnienie reakcji zaworu (przebiegi natężenia przepływu) w stosunku do natężenia prądu podanego na elektromagnes proporcjonalny, spowodowane pojemnością hydrauliczną układu.



5. BADANIA LABORATORYJNE UKŁADU PROPORCJONALNEGO Z NASTAWNYM ZAWOREM PRZELEWOWYM

5.1. Układ badawczy

Schemat układu badawczego modelu zamieszczonego na rys. 33 jest równocześnie schematem układu laboratoryjnego, na którym sprawdzono zasadę sterowanego przelewu. Objętość układu oraz jego czynnik roboczy zostały przeniesione jako parametry modelu analitycznego (dodatek A). Podczas badań zachowano identyczne warunki temperaturowe jak we współczynnikach zdeterminowanych równań stanu (rozdział 4.3 i dodatek A.1).

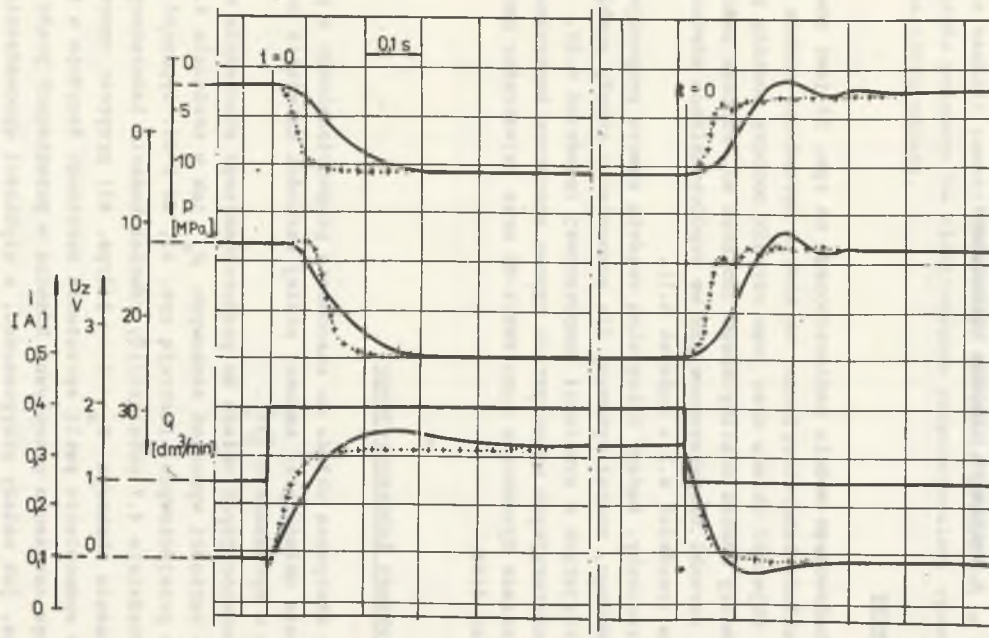
Podzespół elektroniczny, będący integralną częścią zaworu proporcjonalnego i układu napędowego, został wykonany dla wzmocnień i strefy stabilnej pracy regulatora przyjętych w symulacji komputerowej (rozdział 4.6).

W badaniach laboratoryjnych wykorzystano typową aparaturę kontrolno-pomiarową, tzn. wzmacniacz dynamiczny typu KWS/6-E5 oraz rejestrator pętli-cowy typu Visicorder 4408.

5.2. Przebiegi układu laboratoryjnego

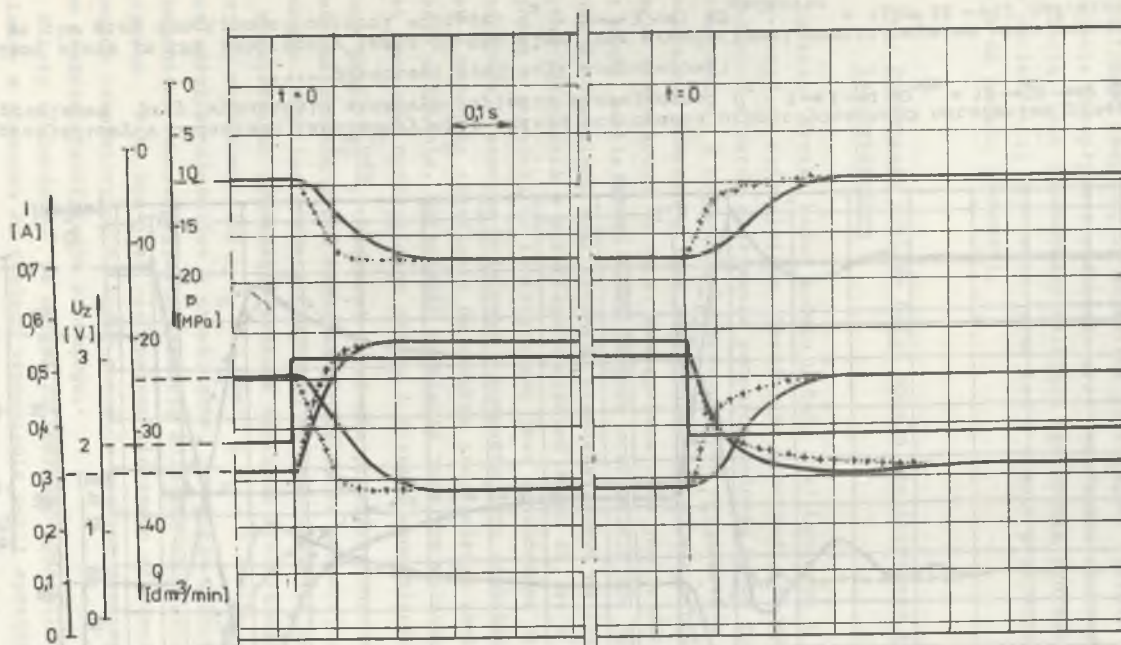
Charakterystykę statyczną układu do sterowania proporcjonalnego i przebieg zmian obciążenia układu przy zadanej stałej wartości natężenia przepływu zamieszczono w opracowaniu [31].

W badaniach laboratoryjnych układu do proporcjonalnego sterowania wprowadzono identyczne wartości wymuszeń skokowych U_z jak w rozdziale 4.7. Oscylogramy stanów przejściowych ilustrują rys. 43, 44 i 45. Typowość przebiegów opisana w rozdziale 4.7 potwierdziły również badania laboratoryjne układu. przy wymuszeniu skokowym $U_z = 1 \rightarrow 2$ (rys. 43) przyrost oporności układu przy stałym wzmocnieniu pętli sprzężenia zwrotnego decyduje o typowo inercyjnym przebiegu natężenia przepływu. Różnica w przebiegach prądu na rys. 43 i 44 wynika, jak należy przypuszczać, z szybkości wprowadzania wymuszenia skokowego. Wprowadzając wymuszenie, np. $U_z = 1 \rightarrow 2$ (i wszystkie pozostałe) występuje chwilowy zanik napięcia w momencie przełączenia i rzeczywiste wymuszenie przebiega od $U_z = 1 \rightarrow 0$ i $0 \rightarrow 2$ (zakłócenie wymuszenia skokowego). Należy zaznaczyć, że zjawisko to nie występuje w badaniach symulacyjnych. Przebiegi natężenia przepływu i ciśnienia (rys. 43 i 44) przy wymuszeniach o wartościach malejących są typowo oscylacyjne z silnym tłumieniem drgań swobodnych. Przy malejącej oporności hydraulicznej



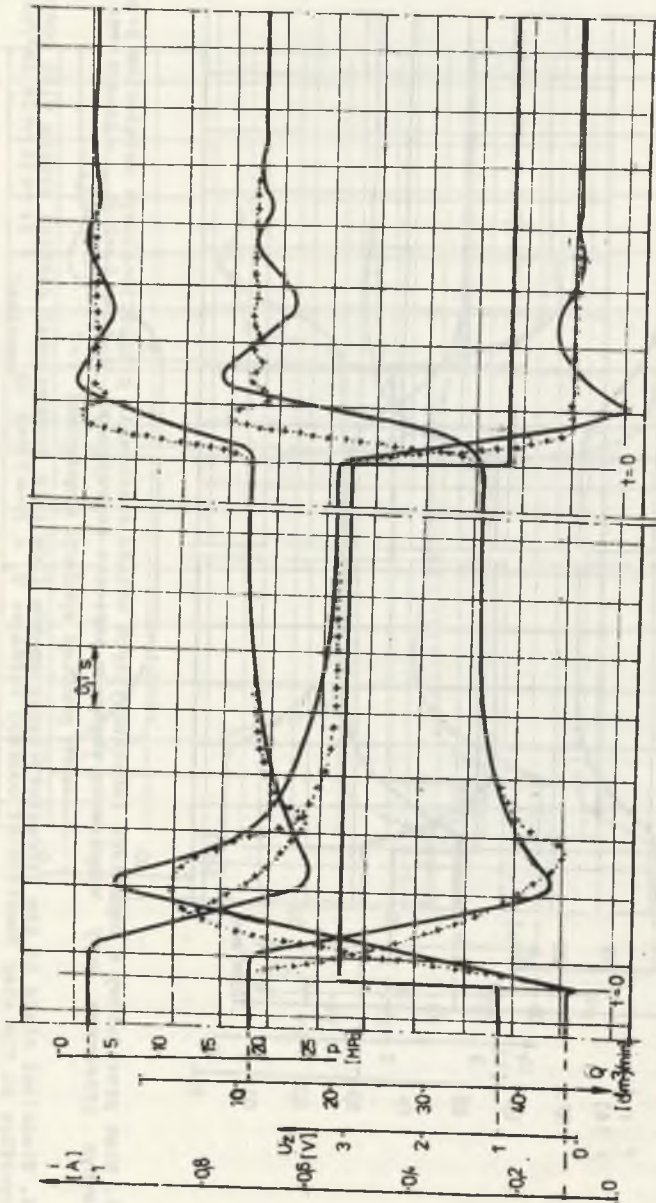
Rys. 43. Stan przejściowy w badaniach laboratoryjnych układu sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu z nastawnym przelewem przy wymuszeniu skokowym napięcia sterującego: $U_z = 1 \rightarrow 2 \rightarrow 1$ ($Q_{odb} = 12 \rightarrow 24 \rightarrow 12 \text{ dm}^3/\text{min}$)
 +++++ przebiegi symulacji komputerowej

Fig. 43. Transient state in the laboratory tests on the flow rate proportional control system with controlled overflow at the step function of control voltage: $U_z = 1 \rightarrow 2 \rightarrow 1$ ($q_{\text{receiver}} = 12 \rightarrow 24 \rightarrow 12 \text{ dm}^3/\text{min}$)
 +++++ transients of computer simulation



Rys. 44. Stan przejściowy w badaniach laboratoryjnych układu sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu z nastawnym przelewem przy wymuszeniu skokowym napięcia sterującego: $U_z = 2 \rightarrow 3 \rightarrow 2$ ($Q_{odb} = 24 \rightarrow 36 \rightarrow 24 \text{ dm}^3/\text{min}$)
 ++++++ przebiegi symulacji komputerowej

Fig. 44. Transient state in the laboratory tests on the flow rate proportional control system with controlled overflow at the step function of control voltage: $U_z = 2 \rightarrow 3 \rightarrow 2$ ($Q_{\text{receiver}} = 24 \rightarrow 36 \rightarrow 24 \text{ dm}^3/\text{min}$)



Rys. 45. Stan przejściowy w badaniach laboratoryjnych układu sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu z nastawnym przelewem przy wymuszeniu skokowym napięcia sterującego: $U_z = 1 \rightarrow 3$ oraz $U_z = 12 \rightarrow 36 \rightarrow 12$ dm³/min

+++++ przebiegi symulacji komputerowej
 Fig. 45. Transient state in the laboratory tests on the flow rate proportional control system with controlled overflow at the step function of control voltage: $U_z = 1 \rightarrow 3$ oraz $U_z = 12 \rightarrow 36 \rightarrow 12$ dm³/min

układu proces rozkładowania ciśnienia jest procesem szybszym niż przy narastaniu ciśnienia, stąd też pojawia się przeregulowanie.

Duża oporność hydrauliczna układu przy stałym wzmacnieniu pętli i przy wymuszeniu skokowym, np. $U_z = 1 \rightarrow 3$ oraz $U_z = 3 \rightarrow 1$ (rys. 45), wprowadza typowo oscylacyjny charakter przebiegów. Dłuższy czas stabilizacji natężenia przepływu i ciśnienia przy wymuszeniu skokowym, z opadającą jego wartością, jest spowodowany malejącą opornością hydrauliczną układu i szybkim rozładowaniem ciśnienia, stąd też w stanie przejściowym występuje oscylacja do punktu równowagi.

5.3. Porównanie wyników badań modelu analitycznego z układem laboratoryjnym

Uzyskane wyniki badań modelu układu analitycznego i laboratoryjnego należy uznać za zadowalające. Zasadnicze przebiegi, decydujące o realizacji założonych efektów sterowania proporcjonalnego w obu rodzajach badań są porównywalne. W badaniach laboratoryjnych wprowadzenie skokowego napięcia sterującego obarczone jest zakłóceniem spowodowanym chwilowym spadkiem napięcia sterującego do zera. Następstwem tego jest widoczny spadek natężenia prądu zasilającego elektromagnes oraz wolniejsze jego narastanie w stosunku do przebiegu analitycznego przedstawionego na rys. 43, 44 i 45. Widoczne opóźnienia w przebiegach ciśnień (rys. 43, 44 i 45) układu laboratoryjnego w stosunku do teoretycznego jest spowodowane nieuwzględnieniem przecieków w zaworze modelowym w momencie jego zamknięcia. Występujący przeciek w momencie zamknięcia na zaworze rzeczywistym zmniejsza szybkość narastania ciśnienia. Narastanie ciśnienia jest tym wolniejsze, im mniejsza jest oporność hydrauliczna układu i większe wzmacnienie hydrauliczne rozumiane jako $\frac{dQ}{dp}_{odb}$. Ponieważ natężenie przepływu doprowadzone do odbiornika jest realizowane przez regulowany przelew na proporcjonalnym zaworze przelewowym, stąd też przebiegi wydatku są odwzorowaniem przebiegów ciśnień.

Wprowadzając wymuszenie skokowe napięcia sterującego od wartości większej do mniejszej (np. $U_z = 3 \rightarrow 1$ i $K_G = 2 \rightarrow 1$), można zauważyć również różnice jakościowe w przebiegach: Przebiegi ciśnień na rys. 43 i 45 w badaniach laboratoryjnych wykazują mniejsze tłumienie niż przebiegi analityczne. Fakt ten jest następstwem większego gradientu prędkości w przebiegach laboratoryjnych, który powoduje większe przeregulowanie, a tym samym dłuższą stabilizację przebiegu.

Należy stwierdzić, że optymalna oporność hydrauliczna analizowanych układów w stosunku do stałego wzmacnienia pętli sprzężenia zwrotnego występuje przy mniejszych wartościach przelewu kontrolowanego (rys. 44). Przyrost natężenia przepływu w stosunku do obciążenia układu i stałej wartości wzmacnienia pętli, przy małej wartości przelewu regulowanego (około $\frac{1}{4}$ wydatku pompy), daje optymalne warunki pracy analizowanego efektu.

5.4. Zalety nowego sposobu sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu

Nowa zasada sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu przez sterowany przelew z układu ma szereg zalet, a mianowicie:

- zawór przelewowy w zależności od sterowania spełnia funkcje proporcjonalnego zaworu ciśnienia lub natężenia przepływu [30]. Obecnie stosowany podział na zawory proporcjonalne ciśnienia i natężenia przepływu scala się do jednego elementu proporcjonalnego,
- realizacja na zaworze przelewowym sterowanego przelewu zapewnia optymalne ciśnienie na pompie w stosunku do obciążenia odbiornika,
- sterowany przelew na zaworze zapewnia nadążność ciśnienia w układzie za obciążeniem odbiornika przy utrzymaniu zadanej wartości natężenia przepływu. Jest to więc sterowanie proporcjonalne natężeniem przepływu z adaptacją ciśnienia na zaworze przelewowym do obciążenia odbiornika przy utrzymywaniu zadanej jego prędkości [31],
- zawór przelewowy ze sterowanym przelewem kompensuje obciążenie odbiornika i nie wymaga zabudowy dodatkowego zaworu różnicowego,
- zadawana i mierzona wartość natężenia przepływu, doprowadzonego do odbiornika, nie zależy od zmian temperatury medium roboczego.

Istnienie wielu zalet nie wyklucza istnienia pewnych niedomagań, które dyskusyjnie można uważać za wady. Wymienić tu należy:

- realizację proporcjonalnego natężenia przepływu uzyskaną na zaworze przelewowym, która nie jest możliwa w układzie otwartym, gdyż zawór przelewowy z nastawnym przelewem działa jako regulowany opór,
- stabilność układu ze sterowanym przelewem jest uzależniona od poprawnego działania zaworu. Grzybek-suwak w stopniu głównym nie mający płynnego ruchu (na skutek wadliwego wykonawstwa lub nieczystości oleju) powoduje pulsacje ciśnienia. Pulsacje te będą powodowały również zakłócenia zmiany natężenia przepływu, które mogą powodować niestabilną pracę układu,
- stabilność układu ze sterowanym przelewem wymaga dobrania wzmocnienia regulatora w zależności od opóźnienia sygnału pomiarowego spowodowanego bezwładnością silnika i objętością układu hydraulicznego.

5.5. Próby przemysłowego zastosowania nowego układu proporcjonalnego z nastawnym zaworem przelewowym

Zmienność obciążeń i prędkości roboczych w napędach maszyn technologicznych wymaga wprowadzenia sterowania dławieniowego zdalnie sterowanego. W przypadku gdy moc dyspozycyjna na wyjściu pompy jest duża, to duże strukturalne straty wymagają innego rozwiązania sterowania, a mianowicie odejścia od typowego sterowania dławieniowego i wprowadzenia zdalnego sterowania

wydajnością pompy. Koszty inwestycyjne takiego układu są jednak kilkakrotnie większe w porównaniu z kosztami układu sterowania dławieniowego.

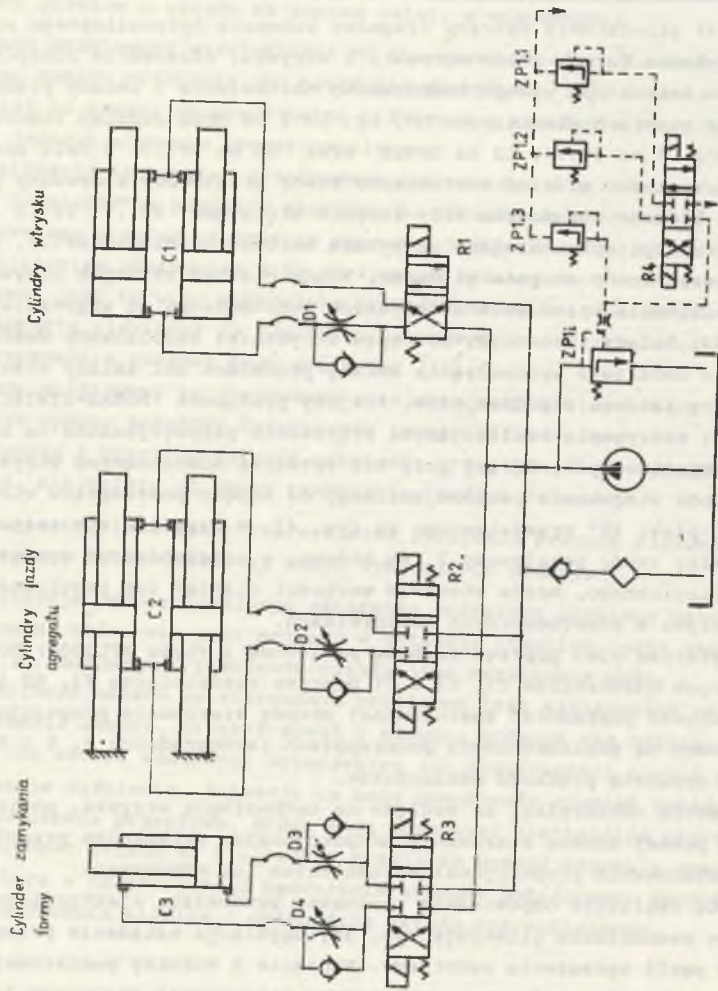
5.5.1. Sterowanie wtryskarki typu FORMO-plast 45

Rysunek 46 przedstawia wybrany fragment schematu hydraulicznego podzespołów: zamykania formy, jazdy agregatu i wtrysku. Stosowanie różnych odmian tworzyw sztucznych wymaga każdorazowo nastawiania i zmiany prędkości roboczych na zaworach dławiaczych: D1, D2, D3 i D4 oraz ciśnień roboczych w cylindrach: C1 na ZP1.1, C2 na ZP1.2 oraz C3 na ZP1.3. W celu nastawiania różnych wartości ciśnień zastosowano zawór przelewowy sterowany pośrednio ZP1, do którego zabudowano trzy stopnie sterujące ZP1.1, ZP1.2 i ZP1.3. Stopień sterujący, wprowadzający najwyższą wartość ciśnienia ZP1.1, podłączono bezpośrednio do stopnia głównego. Wybór ciśnień niższych odbywa się przez bocznikowanie strumienia sterującego poprowadzone od włączenia rozdzielacza R4. Należy zaznaczyć, że napęd wtryskarki realizowany według tego schematu nie umożliwi wprowadzenia zmiany prędkości ani zmiany ciśnienia podczas pracy każdego z podzespołów. Krajowy producent "PONAR-ZYWIEC" poza pojedynczymi maszynami, realizującymi sterowanie proporcjonalne na bazie elementów importowanych, do tej pory nie wytwarza nowoczesnych wtryskarek.

Nową metodę sterowania proporcjonalnego do napędu podzespołów wtryskarki typu "FORMO-plast 45" przedstawiono na rys. 47. W napędzie tym zastosowano proporcjonalny zawór przelewowy 2, na którym, w zależności od wymagań procesu technologicznego, można sterować wartością ciśnienia lub regulować natężenia przepływu w poszczególnych odbiornikach.

Pompa 1 dostarcza olej poprzez turbinę pomiarową 3 (typu MPL3000) do kolejno pracujących odbiorników C3, C2 i C1 poprzez rozdzielacze R3, R2 i R1. Aby skontrolować poprawność zastosowanej metody sterowania proporcjonalnego, zabudowano na poszczególnych podzespołach tachoprądnice 4, 5 i 6, które rejestrują uzyskaną prędkość odbiorników.

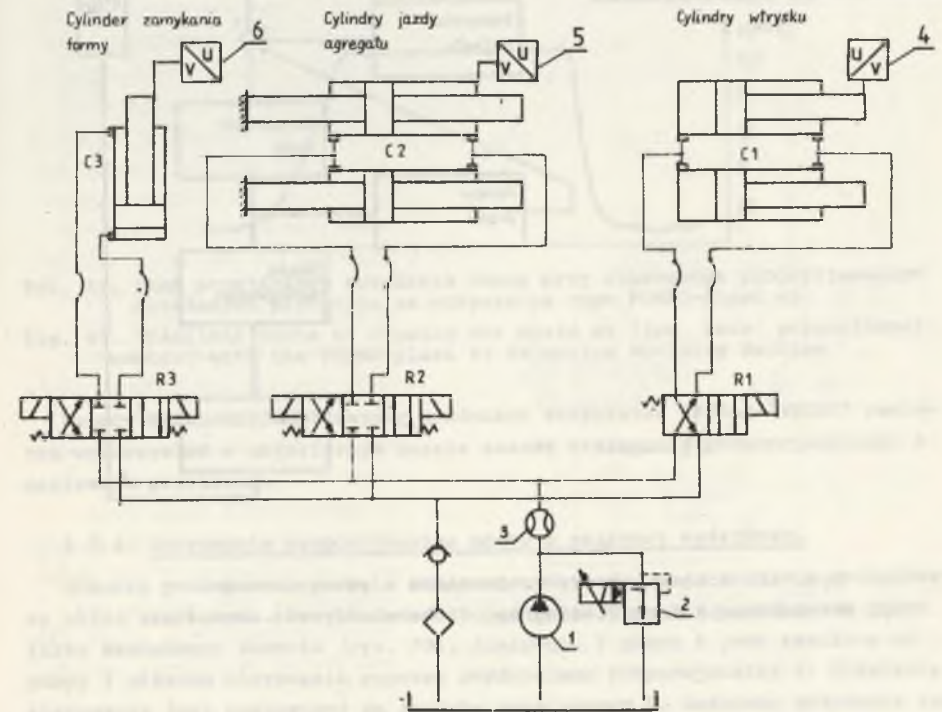
Poszczególne odbiorniki, ze względu na technologię wtrysku, powinny realizować na pewnej drodze sterowanie proporcjonalne natężeniem przepływu, a następnie sterowanie proporcjonalne ciśnieniem lub odwrotnie. Wymagania te realizuje odpowiednio zbudowany wzmacniacz elektroniczny [30]. Zasadę tego wzmacniacza ilustruje rys. 48. Regulacja natężenia przepływu odbywa się w pętli sprzężenia zwrotnego. Napięcie z turbiny pomiarowej jest porównane z napięciem zadaniem, wprowadzonym jako sygnał analogowy lub cyfrowy i blok formujący jego zmianę w czasie i jako sygnał błędu wchodzi do regulatora całkującego. Z regulatora wychodzi napięcie proporcjonalne do obciążenia w odbiorniku. Napięcie to jest następnie porównywane w elemencie wybierającym minimum z zadaniem w układzie sterowania ciśnieniem, które może być wprowadzone analogowo lub cyfrowo poprzez blok formujący jego zmianę w czasie, a dalej wchodzi do wzmacniacza mocy. Tu sumuje się ono z sygnałem generatora napięcia trójkątowego, będącego podkładem częstotliwości zmniejszającym wartość histerezy ciśnienia. Sygnał ze wzmacniacza mocy zasila



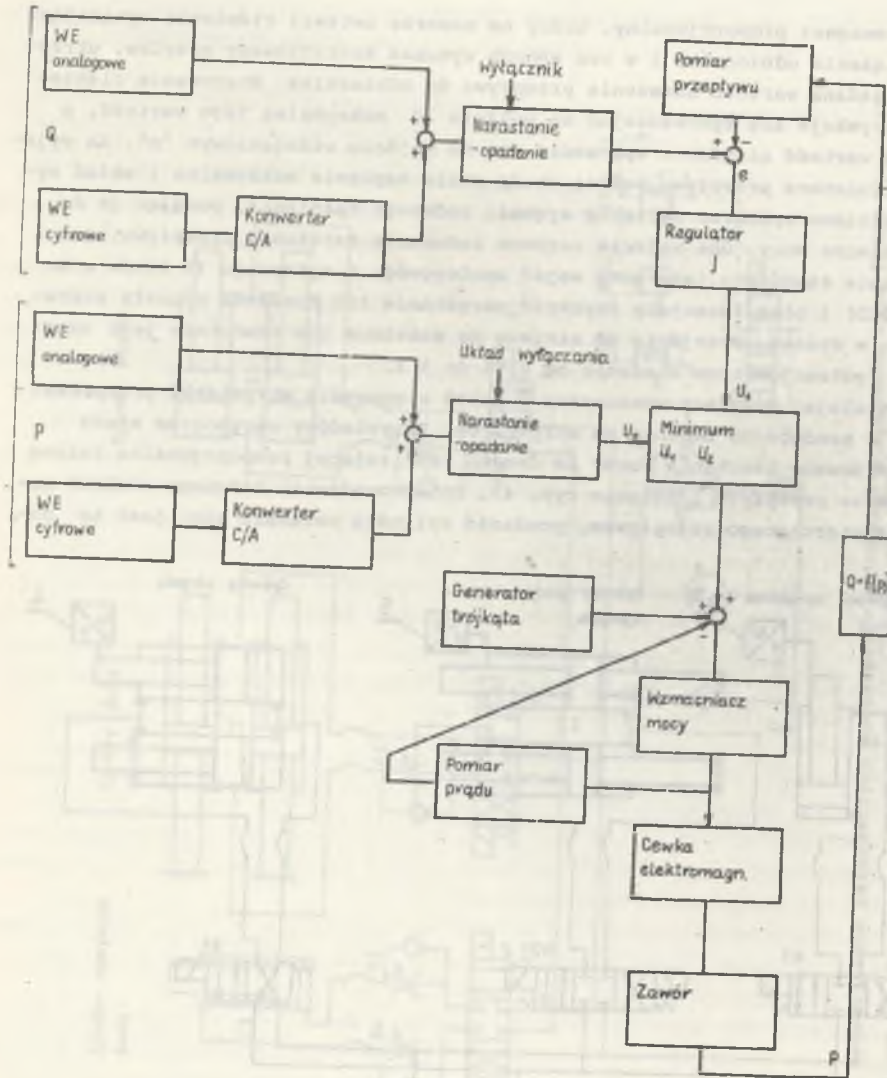
Rys. 46. Schemat hydrauliczny zasadniczych podzespołów roboczych wtryskarki typu FORMO-plast 45
 Fig. 46. Hydraulic diagram of the main working subassemblies of the FORMO-plast 45 injection moulding machine

elektromagnes proporcjonalny, który na zaworze ustawia ciśnienie wynikające z obciążenia odbiornika i w ten sposób wymusza kontrolowany przelew, utrzymując żądaną wartość natężenia przepływu do odbiornika. Sterowanie ciśnieniem uzyskuje się wprowadzając na wejściu Q maksymalną jego wartość, a żądaną wartość ciśnienia wprowadza się na wejściu ciśnieniowym "p". Na wyjściu regulatora przepływu będzie wtedy stałe napięcie maksymalne i układ wyboru minimum wybierze napięcie sygnału zadanego ciśnienia, podając je do wzmacniacza mocy. Oba wejścia zarówno zadawania natężenia przepływu, jak i ciśnienia zbudowano jako sumy wejść analogowego i cyfrowego (8 bitów w kodzie BCD) i blok formujący szybkość narastania lub opadania sygnału sterującego w czasie. Przejście od minimum do maksimum lub odwrotnie jest ustawiane potencjometrem w czasie od 0,05 do 5 s.

Instalując powyższy wzmacniacz w układ sterowania wtryskarki przeprowadzono u producenta badania na wtryskarce. Przykładowy oscylogram stanu przejściowego zamykania formy na drodze realizującej proporcjonalną zmianę natężenia przepływu ilustruje rys. 49. Po wprowadzeniu zadanego skokowo napięcia sterującego przepływem, prędkość cylindra zwiększa się; jest to na-

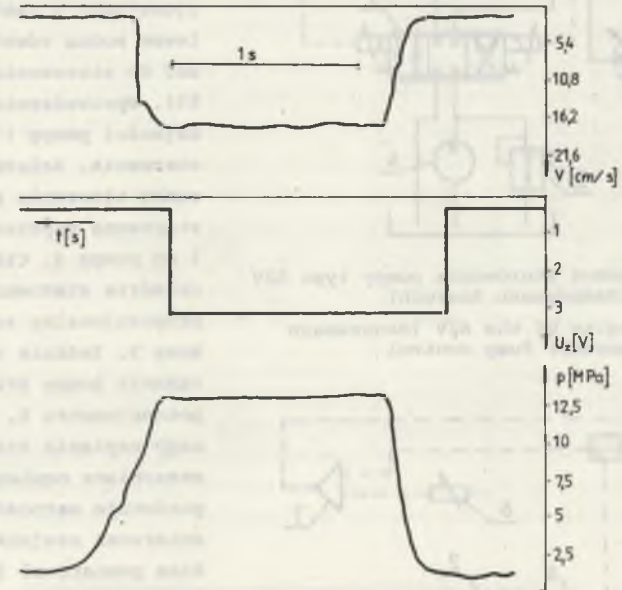


Rys. 47. Schemat sterowania proporcjonalnego zasadniczych podzespołów roboczych wtryskarki typu FORMO-plast 45
 Fig. 47. Diagram of proportional control over the main working subassemblies of the FORMO-plast 45 Injection Moulding Machine



Rys. 48. Schemat ideowy wzmacniacza elektronicznego
Fig. 48. Schematic circuit diagram of the electronic amplifier

stępnym zamykaniu się zaworu (zmniejszenie przelewu). Opory ruchu w fazie zamykania wzrastają, stąd też przebieg ciśnienia uwiadcza wzrost jego wartości. Widoczne opóźnienie przebiegu prędkości względem napięcia sterującego jest spowodowane znaczną objętością układu, przy czym większe jego wartości przy zadawaniu większej prędkości są wynikiem wchłaniania przez układ większej ilości medium (efekt ściśliwości oleju). Zdaniem producenta opóźnienie to jest nieszkodliwe dla procesu technologicznego wtryskarki.

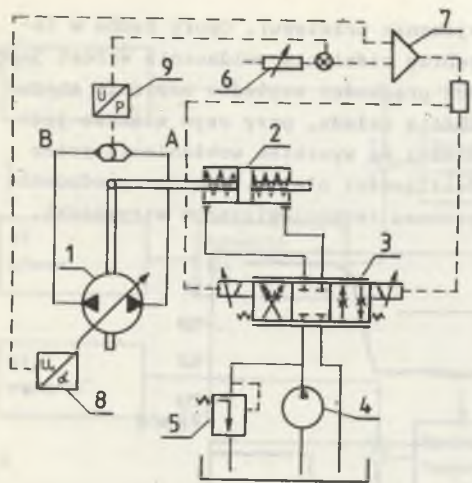


Rys. 49. Stan przejściowy zamykania formy przy sterowaniu proporcjonalnym natężeniem przepływu na wtryskarce typu FORMO-plast 45
Fig. 49. Transient state of closing the mould at flow rate proportional control with the FORMO-plast 45 Injection Moulding Machine

Należy nadmienić, że krajowy producent wtryszarek "PONAR-ŻYWIEC" zamierza wykorzystać w najbliższym czasie zasadę sterowania proporcjonalnego z nastawnym przelewem.

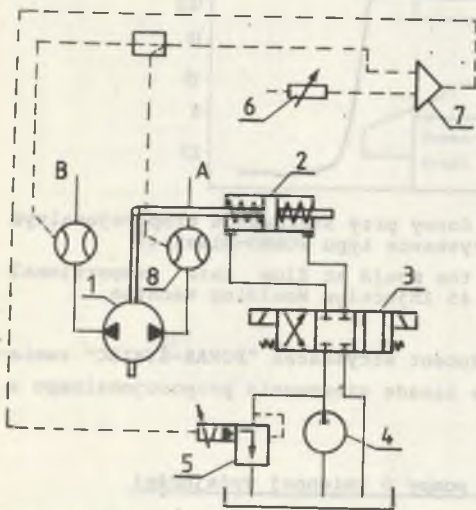
5.5.2. Sterowanie proporcjonalne pompy o zmiennej wydajności

Obecnie produkowane pompy o zmiennej wydajności mają znacznie rozbudowany układ sterowania. Przykładem może być pompa typu A2V produkowana przez firmę Mannesmann Rexroth (rys. 50). Sterownik 2 pompy 1 jest zasilany od pompy 4 układem sterowania poprzez rozdzielacz proporcjonalny 3. Ciśnienie sterowania jest nastawione na zaworze przelewowym 5. Zadawane położenie tarczy wychylnej pompy o zmiennej wydajności jest wprowadzane potencjometrem 6, a dalej przez wzmacniacz regulacyjny 7 z porównaniem wartości zadanej i zmierzonej czujnikiem 8, a następnie zasila elektromagnes rozdzielacza



Rys. 50. Schemat sterowania pompy typu A2V (Mannesmann Rexroth)

Fig. 50. Diagram of the A2V (Mannesmann Rexroth) Pump control



Rys. 51. Schemat sterowania pompy typu A2V proporcjonalnym zaworem przelewowym

Fig. 51. Diagram of the A2V Pump control with the proportional overflow valves

proporcjonalnego. Wartość ciśnienia na przewodzie wyjściowym pompy jest mierzona czujnikiem 9 i koryguje sygnał zadany na potencjometrze, uzależniając jego wartość od obciążenia.

Metodę sterowania proporcjonalnego z nastawnym przelewem można również zastosować do sterowania pompy (rys. 51). Wprowadzenie zmiany wydajności pompy 1 realizuje sterownik. Zależnie od kierunku tłoczenia pompa 1 jest sterowana poprzez rozdzielacz 3 od pompy 4. Ciśnienie w układzie sterownika wprowadza proporcjonalny zawór przelewowy 5. Zadanie wielkości natężenia pompy przechodzi od potencjometru 6, wprowadzającego napięcie sterujące na wzmacniacz regulacyjny 7, który porównuje wartość zadaną ze zmierzoną czujnikiem 8 (turbina pomiarowa) i realizuje wymagane do natężenia ciśnienie na zaworze przelewowym. Jeśli wydajność pompy jest za duża w stosunku do zadanej, zostaje zmniejszona wartość ciśnienia na zaworze, co powoduje zmniejszenie siły hydrostatycznej w sterowniku i zmniejszenie wychylenia tarczy. Za małą wydajność pompy jest odbierana przez układ sterowania jako wzrost ciśnienia sterującego, a tym samym wzrost wychylenia tarczy.

W ten sposób zadawana wydajność pompy jest na niej uzyskiwana niezależnie od obciążenia odbiornika.

Należy zaznaczyć, że czynione są starania mające na celu zastosowanie opisanego układu sterowania w warunkach przemysłowych ("KOMAG - Gliwice").

6. UWAGI KOŃCOWE

1. Stosowane obecnie na skalę przemysłową sterowanie proporcjonalne natężeniem przepływu wykorzystuje zasadę dławienia, realizowaną przez wprowadzenie, zadawanej na drodze elektrycznej, wielkości szczeliny przepływowej na linii pompa-odbiornik. Istota sterowania proporcjonalnego wymaga utrzymania stałego spadku ciśnienia na szczelinie przepływowej, który obniża ciśnienie efektywne odbiornika.

2. Układ do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu w swojej istocie sprowadza się do wykorzystania proporcjonalnego zaworu przelewowego, na którym jest zadawana wartość ciśnienia, wynikająca z obciążenia odbiornika. Ciśnienie to na skutek pętli sprzężenia zwrotnego wymusza sterowany przelew na zaworze, będący nadmiarem wydatku pompy w stosunku do zadanego zasilania odbiornika.

3. Sterowany przelew na zaworze proporcjonalnym zapewnia nadążność ciśnienia w układzie za obciążeniem odbiornika przy utrzymaniu zadanej wartości natężenia przepływu. Jest to więc układ sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu z adaptacją ciśnienia do obciążenia odbiornika przy utrzymaniu zadanej wartości natężenia przepływu doprowadzającego do odbiornika.

4. Nastawny przelew w układzie sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu kompensuje obciążenie odbiornika w ten sposób, że zadaje na zaworze przelewowym wartość ciśnienia wynikającą z obciążenia odbiornika, a przez to zapewnia się uzyskanie optymalnego obciążenia pompy.

5. Na proporcjonalnym zaworze przelewowym realizuje się sterowanie proporcjonalne ciśnieniem lub natężeniem przepływu zależnie od zadawanego sygnału wejściowego.

6. Stabilność układu z nastawnym przelewem jest uzależniona od stabilności zaworu oraz od wzmocnienia pętli sprzężenia zwrotnego, którego wartość zależy od wzmocnienia hydraulicznego układu rozumianego jako $\frac{dQ_{odb}}{dp}$, a ogólnie od jego funkcji przejścia.

7. Dobór wzmocnienia pętli sprzężenia zwrotnego wymaga uwzględnienia wymuszenia krytycznego, a z uwagi na malejące lub wzrastające wzmocnienie hydrauliczne układu, przyjęte wzmocnienie pętli jest kompromisem pomiędzy optymalnym wzmocnieniem dla zadanych dużych i małych wartości natężeń przepływów.

8. Dobór wzmocnienia pętli sprzężenia zwrotnego układu ze sterowanym przelewem realizuje maksymalną stabilność (minimalne wzmocnienie regulatora) oraz maksymalną szybkość dochodzenia do punktu równowagi (maksymalne wzmocnienie regulatora). Połączenie tych dwóch sprzecznych warunków realizuje wprowadzana strefa $\pm e_0$ wokół punktu równowagi, będąca strefą stabilnej pracy regulatora.

9. Uzyskane wyniki badań układu proporcjonalnego ze sterowanym przelewem należy uznać za zadowalające, a proponowany układ do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu za poprawny.

10. Sprawdzenie w warunkach przemysłowych (PONAR-ZYWIEC) układu do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu z nastawnym przelewem, w zastosowaniu do napędu hydraulicznego wtryskarki typu FORMO-plast 45, czyni nowy sposób sterowania natężeniem przepływu przydatny w budowie nowoczesnych maszyn.

11. Układ do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu z nastawnym przelewem, realizowanym na proporcjonalnym zaworze przelewowym, nie może działać w układzie otwartym, gdyż zawór ze sterowanym przelewem działa jako zmienny opór.

12. Włączenie do współpracy z elementem proporcjonalnym zaworu różnicowego uniezależnia wartość zadanego natężenia przepływu od zmian obciążenia odbiornika (kompensacja obciążenia), ale wprowadza strukturalne straty hydrauliczne mocy.

Nateżenie przepływu spowodowane zmianą objętości:

$$Q_t = A \cdot \frac{dx}{dt} \tag{A2}$$

dla stopnia głównego:

$$Q_{tx} = A_x \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{\pi}{4} (22 \cdot 10^{-3})^2 \frac{dx}{dt} = 0,37994 \cdot 10^{-3} \frac{dx}{dt} \tag{A2a}$$

dla stopnia sterującego:

$$Q_{ty} = A_y \cdot \frac{dy}{dt} = \frac{\pi}{4} (1,5 \cdot 10^{-3})^2 \frac{dy}{dt} = 1,75525 \cdot 10^{-6} \frac{dy}{dt} \tag{A2b}$$

Nateżenie przepływu spowodowane ściśliwością oleju:

$$Q_1 = \frac{V}{B} \frac{dp}{dt} \tag{A3}$$

w stopniu głównym:

$$Q_{1x} = \frac{V_x}{B} \cdot \frac{dp}{dt} = \frac{4,33735 \cdot 10^{-3}}{1,4 \cdot 10^9} \frac{dp}{dt} = 3,098107 \cdot 10^{-12} \frac{dp}{dt} \tag{A3a}$$

w stopniu sterującym:

$$Q_{1y} = \frac{V_y}{B} \frac{dp_y}{dt} = \frac{1,2 \cdot 10^{-6}}{1,4 \cdot 10^9} \frac{dp_y}{dt} = 0,8571428 \cdot 10^{-15} \frac{dp_y}{dt} \tag{A3b}$$

Nateżenie przepływu przez zawór:

$$Q_z = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot k(k_{vx}) \sqrt{p - p_0} \tag{A4}$$

przez stopień główny:

$$Q_{zQx} = \sqrt{\frac{2}{892}} \cdot \pi \cdot 22 \cdot 10^{-3} \sin 30^\circ (k_{vx} \cdot x) \sqrt{p} \tag{A4a}$$
$$Q_{zQx} = 1,6355097 \cdot 10^{-3} (k_{vx} \cdot x) \sqrt{p}$$

przez stopień sterujący:

$$Q_{zQy} = \sqrt{\frac{2}{892}} \cdot \pi \cdot 1,8 \cdot 10^{-3} (k_{vy} \cdot y) \sqrt{p_y}$$

D o d a t e k

A. Współczynniki równań modelu oraz wyprowadzenie równań stanu

W tej części określono współczynniki zdeterminowane równań różniczkowych [18] i wyprowadzono zależności ciśnień występujących na drodze strumienia sterującego. Na podstawie równań sił, bilansów przepływów i równania petli sprzężenia zwrotnego wyprowadzono równania stanu, będące równaniami wyjściowymi do symulacji komputerowej.

A.1. Wykorzystywane wielkości fizyczne oleju

Zgodnie z wytycznymi producenta elementów hydraulicznych zabudowanych na stanowisku laboratoryjnym zastosowano olej hydrauliczny Hydrol 30 i Hydrol 40 zmieszany w stosunku 1:1.
Moduł ściśliwości oleju:

$$B = 1,4 \cdot 10^9 \text{ Pa}$$

gęstość oleju:

$$\rho = 892 \text{ kg/m}^3$$

Lepkość dynamiczna oleju:

$$\mu = 0,06265 \text{ Pa}\cdot\text{s}$$

A.2. Zależności nateżeń przepływów w układzie

W celu ilościowego ujęcia nateżeń przepływów wykorzystano zależności i oznaczenia zawarte w opracowaniu [18] i [28].
Nateżenie przepływu przez dyszę:

$$Q_D = \frac{\pi d_k^4}{128 \cdot \mu \cdot l_k} \Delta p \tag{A1}$$

$$Q_{zQY} = 0,2676292 \cdot 10^{-3} (k_{vy}y) \sqrt{p_y} \quad (A4b)$$

Z równania (15a) wyznacza się:

$$Q_{D3} = Q_{D2} \quad i \quad Q_{D2} = Q_{D1}$$

$$a_3(p_2 - p_y) = a_2(p_1 - p_2) \quad (A5)$$

$$a_2(p_1 - p_2) = a_1(p - p_1)$$

Z rozwiązania równań (A5) otrzymano:

$$p_1 = \frac{\frac{a_1}{a_2 + a_1} p + \frac{a_2 a_3}{(a_2 + a_1)(a_3 + a_2)} p_y}{1 - \frac{a_2^2}{(a_2 + a_1)(a_2 + a_3)}} \quad (A6)$$

$$p_2 = \frac{a_2 p_1 + a_3 p_y}{a_2 + a_3} \quad (A7)$$

$$a_1 = \frac{\pi \cdot 1^4 \cdot 10^{-12}}{128 \cdot 0,06265 \cdot 1,97 \cdot 10^{-3}} = 0,1987615 \cdot 10^{-9}$$

$$a_2 = \frac{\pi \cdot 0,9^4 \cdot 10^{-12}}{128 \cdot 0,06265 \cdot 1,85 \cdot 10^{-3}} = 0,1388662 \cdot 10^{-9}$$

$$a_3 = \frac{\pi \cdot 0,6^4 \cdot 10^{-12}}{128 \cdot 0,06265 \cdot 1,52 \cdot 10^{-3}} = 0,0333856 \cdot 10^{-9}$$

$$p_1 = 0,8807358p + 0,1192629p_y \quad (A6a)$$

$$p_2 = 0,7100328p + 0,2899657p_y \quad (A7a)$$

Natężenie przepływu przez dyszę D1:

$$Q_{D1} = a_1(p - p_1) = 0,2370513 \cdot 10^{-10} (p - p_y) \quad (A8)$$

Natężenie przepływu przez dyszę D3:

$$Q_{D3} = a_3(p_2 - p_y) = 0,2370486 \cdot 10^{-10} (p - p_y) \quad (A8a)$$

Natężenie przepływu przez dyszę D4:

$$Q_{d4} = A_x \frac{dx}{dt}$$

$$a_4(p_s - p_y) = A_x \frac{dx}{dt}$$

$$p_s = p_y + \frac{A_x}{a_4} \frac{dx}{dt}$$

$$a_4 = a_2$$

$$p_s = p_y + \frac{\pi \cdot (11 \cdot 10^{-3})^2}{4 \cdot 0,1388662 \cdot 10^{-9}} \frac{dx}{dt}$$

$$p_s = p_y + 2,7360126 \cdot 10^6 \frac{dx}{dt} \quad (A9)$$

Z równania (15b) wyznacza się F_p :

$$a_{DG}(p_y - p_p) = 0,2676292 \cdot 10^{-3} (k_{vy}y) \sqrt{p_s} + 1,75525 \cdot 10^{-6} \frac{dy}{dt}$$

$$a_{DG} = \frac{\pi \cdot (1,5 \cdot 10^{-3})^4}{128 \cdot 0,06265 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}} = 1,3215158 \cdot 10^{-9}$$

$$p_p = p_y - 0,2025169 \cdot 10^6 (k_{vy}y) \sqrt{p_s} - 1328,096 \frac{dy}{dt} \quad (A10)$$

A.3. Siły występujące w zaworze

Wielkości sił i oznaczenia zawarte w opracowaniu [18] i [29].

Siła dynamiczna:

$$F_d = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (A11)$$

W stopniu głównym:

$$F_{dx} = \left[0,0675 + \frac{1}{3} (0,008 + 0,00439) \right] \frac{d^2x}{dt^2} = 0,070631 \frac{d^2x}{dt^2} \quad (A11a)$$

W stopniu sterującym:

$$F_{dy} = 0,03 \frac{d^2 y}{dt^2} \quad (A11b)$$

Siła tarcia lepkiego:

$$F_{tl} = \frac{A_{st} \cdot \mu}{L_o} \frac{dx}{dt} \quad (A12)$$

- dla stopnia głównego:

$$F_{tlx} = \frac{\pi \cdot 22 \cdot 10^{-3} \cdot 10,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,06265}{5 \cdot 10^{-6}} = 9,0885102 \frac{dx}{dt} \quad (A12a)$$

- dla stopnia sterującego:

$$F_{tly} = \frac{32 \cdot 10^{-6} \cdot 0,06265}{12 \cdot 10^{-6}} \frac{dy}{dt} = 0,1670666 \frac{dy}{dt} \quad (A12b)$$

Siła reakcji hydromechanicznej:

- dla stopnia głównego:

$$F_{rx} = 2k_x \cos \Theta (k_{vx} x) p = 2 \cdot \pi \cdot 22 \cdot 10^{-5} \cdot \sin 30^\circ \cdot 1 \cdot \cos 35^\circ (k_{vx} x) p$$

$$F_{rx} = 56,59033 \cdot 10^{-6} (k_{vx} x) p \quad (A13)$$

- dla pary daszy-przysłona [9]:

$$F_{ry} = \frac{16A_y (k_{vy} y)^2}{d_{DG}^2} p_p$$

$$F_{ry} = \frac{16 \cdot \pi/4 (1,65 \cdot 10^{-3})^2}{(1,5 \cdot 10^{-3})^2} (k_{vy} y)^2 = 15,1976 (k_{vy} y)^2 p_p \quad (A14)$$

Siła oporu poruszającej się przysłony:

$$F_{opy} = A_{yp} \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 \text{sign} \frac{dy}{dt}$$

$$F_{opy} = \frac{\pi}{4} (5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 892 \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 \text{sign} \frac{dy}{dt} = 2,520792 \cdot 10^{-2} \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 \text{sign} \frac{dy}{dt} \quad (A15)$$

Siła tarcia suchego zwory:

$$F_{tsy} = F_{Gy} \cdot \mu_t \cdot \text{sign} \frac{dy}{dt}$$

$$F_{tsy} = 0,03 \cdot 981 \cdot 0,1 \cdot \text{sign} \frac{dy}{dt} = 0,02983 \text{sign} \frac{dy}{dt} \quad (A16)$$

Siła sztywności sprężyny:

$$F_{sxx} = (x + x_o) c$$

$$F_{sxx} = (x + 13 \cdot 10^{-3}) 10398,6 = 10398,6x + 135,0718 \quad (A17)$$

Siła grawitacji w stopniu głównym:

$$G_x = m_x \cdot g$$

$$G_x = (0,0675 + 0,008 + 0,004392) 9,81 = 0,78374 \quad (A18)$$

Siła hydrostatyczna:

$$F_s = A \cdot p \quad (A19)$$

- w stopniu głównym:

$$F_{sx} = A_{px} p - A_x p_s$$

$$F_{sx} = \frac{\pi}{4} (22 \cdot 10^{-3})^2 \left[(1 - 10^3 x) p - p_y - 2,7360126 \cdot 10^6 \frac{dx}{dt} \right] \quad (A19a)$$

- w stopniu sterującym:

$$F_{sy} = \frac{\pi}{4} (1,65 \cdot 10^{-3})^2 p_p = 2,1371625 \cdot 10^{-6} p_p \quad (A19b)$$

A.4. Równania układu

Wprowadzając do równań (13), (14), (16) i (17) zależności na:

(A2a i b), (A3a i b), (A4a i b), (A6a i b), (A8), (A8a), (A9), (A10), (A11a i b), (A12a i b), (A13), (A14), (A15), (A16), (A17), (A18) i (A19a i b) otrzymano:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 x}{dt^2} &= -14846,301 \frac{dx}{dt} - 801,2102 \cdot 10^{-3} (k_{vx} x) p - 147224,3x - 1925,135 + \\ &+ 5,3792244 \cdot 10^{-3} [(1 - 10^3 x) p - p_y] \\ \frac{dp}{dt} &= 0,2851216 \cdot 10^9 (1 - 1,32 \cdot 10^{-9} p) - 0,5279061 \cdot 10^9 (k_{vx} x) \sqrt{p} - \\ &- 0,1226361 \cdot 10^9 \frac{dx}{dt} - 7,658 (p - p_y) - 0,3227777 \cdot 10^{12} Q_{odb} \\ \frac{d^2 y}{dt^2} &= -5,5688865 \cdot 10^3 \frac{dy}{dt} - 0,840264 \cdot 10^6 \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 \operatorname{sign} \frac{dy}{dt} + \\ &+ 0,7123874 \cdot 10^{-4} p_p + 418,87733 (k_{vy} y)^2 p_p - 2,616 \operatorname{sign} \frac{dy}{dt} - \\ &- 33,33333 F_m \\ \frac{dp}{dt} &= 0,276556 \cdot 10^5 (p - p_y) - 0,312234 \cdot 10^{12} (k_{vy} y) \sqrt{p_y} + \\ &+ 0,4432633 \cdot 10^{12} \frac{dx}{dt} - 2,060625 \cdot 10^9 \frac{dy}{dt} \\ p_p &= p_y - 0,2025169 \cdot 10^6 (k_{vy} y) \sqrt{p_y} - 1328,096 \frac{dy}{dt} \end{aligned} \quad (A20)$$

Wprowadzając podstawienia z [15]:

$$\begin{aligned} x &= x_1 \\ \frac{dx}{dt} &= x_2 \\ p &= x_3 \\ y &= x_4 \\ \frac{dy}{dt} &= x_5 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_y &= x_6 \\ p_p &= x_7 \end{aligned}$$

otrzymano równania stanu dla części hydraulicznej:

$$\begin{aligned} \frac{dx_1}{dt} &= x_2 \\ \frac{dx_2}{dt} &= -14846,301 x_2 - 801,2102 \cdot 10^{-3} (k_{vx} x_1) x_3 - 147224,3 x_1 - \\ &- 1925,135 + 5,3792244 \cdot 10^{-3} [(1 - 10^3 x_1) x_3 - x_6] \\ \frac{dx_3}{dt} &= 0,2851216 \cdot 10^9 (1 - 1,32 \cdot 10^{-9} x_3) - \\ &- 0,5279061 \cdot 10^9 (k_{vx} x_1) \sqrt{x_3} - 0,1226361 \cdot 10^9 x_2 - \\ &- 7,658 (x_3 - x_6) - 0,3227777 \cdot 10^{12} Q_{odb} \\ \frac{dx_4}{dt} &= x_5 \\ \frac{dx_5}{dt} &= -5,5688865 \cdot 10^3 x_5 - 0,840264 \cdot 10^6 x_5^2 \operatorname{sign} x_5 + \\ &+ 0,7123874 \cdot 10^{-4} x_7 + 418,87733 (k_{vy} x_4)^2 x_7 - \\ &- 2,616 \operatorname{sign} x_5 - 33,33333 F_m \\ \frac{dx_6}{dt} &= 0,276556 \cdot 10^5 (x_3 - x_6) - 0,312234 \cdot 10^{12} (k_{vy} x_4) \sqrt{x_6} + \\ &+ 0,4432633 \cdot 10^{12} x_3 - 2,060625 \cdot 10^9 x_5 \\ x_7 &= x_6 - 0,2025169 \cdot 10^6 (k_{vy} x_4) \sqrt{x_6} - 1328,096 x_5 \end{aligned} \quad (A21)$$

A.5. Warunki początkowe

Warunki początkowe równań różniczkowych (A21) wyznacza się wprowadzając

$$\frac{dx_i}{dt} = 0:$$

$$\begin{aligned}
 & -801,2102 \cdot 10^{-3} (k_{vx} x_1) x_3 - 147224,3 x_1 - 1925,135 + \\
 & + 5,3792244 \cdot 10^{-3} [(1 - 10^3 x_1) x_3 - x_6] = 0 \\
 & 0,2851216 \cdot 10^9 (1 - 1,32 \cdot 10^{-9} x_3) - 0,5279061 \cdot 10^9 (k_{vx} x_1) \sqrt{x_3} - \\
 & - 7,658 (x_3 - x_6) - 0,3227777 \cdot 10^{12} Q_{odb} = 0 \quad (A22) \\
 & 0,7123874 \cdot 10^{-4} x_7 + 418,87733 (k_{vy} x_4)^2 x_7 - 33,33333 F_m = 0 \\
 & 0,276556 \cdot 10^5 (x_3 - x_6) - 0,312234 \cdot 10^{12} (k_{vy} x_4) \sqrt{x_6} = 0 \\
 & x_7 = x_6 - 0,2025169 \cdot 10^6 (k_{vy} x_4) \sqrt{x_6}
 \end{aligned}$$

Przyjmując: $U_z = U_p = 1 \text{ V}$ wyznacza się:

$$\begin{aligned}
 Q_{p \text{ odb}} &= 12/6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \\
 x_{30} &= 3,1594 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \quad (A23)
 \end{aligned}$$

Po wprowadzeniu tych wielkości do równań A22, a następnie ich rozwiązania metodami przybliżonymi uzyskano:

$$\begin{aligned}
 x_{10} &= 0,285 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\
 x_{20} &= 0 \\
 x_{40} &= 0,116 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\
 x_{50} &= 0 \\
 x_{60} &= 1,7899 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \\
 F_m &= 3,96 \text{ N} \\
 U_o &= 1,777 \text{ V} \quad (A23a)
 \end{aligned}$$

LITERATURA

1. Backe W., Lu H.: Proportional Drosselventile in 2-Wege-Einbauventil-Bauart. Ölhydraulik und Pneumatik, nr 5, 1985.
2. Barbaszin E.A.: Funkcii Lapunova. Izdatelstwo Nauka, Moskwa 1970.
3. Ewald K.: Kriterien für die Auslegung der Steuerung mit Proportionalventilen. Mannesmann Rexroth, RD00311, 1985.
4. Gille J.C.: Serwomechanizmy. PWT, Warszawa 1961.
5. Kasperbauer K.: Steuerung und Regelung der Geschwindigkeit und Druck mit Proportionalventilen. III Kolloquium Pneumatik-Hydraulik. Győr, September, 1978.
6. Kretz D.: Einfluss der Dynamik des Servoventils auf den Regelkreis. Mannesmann Rexroth, RDO0303, 1986.
7. Liedhegener F.: Servoventile, Gerätetechnik. Mannesmann Rexroth, RDO0303, 1986.
8. Lu Y.H.: Statisches und dynamisches Verhalten von Proportionalmagneten. Ölhydraulik und Pneumatik, nr 5, 1981.
9. Merritt H.E.: Hydraulic Control System. New York - London - Sydney 1967.
10. Oda Y.: Betriebsverhalten von 2-Wege-Stromregelventile. Ölhydraulik und Pneumatik, nr 8, 1985.
11. Schmidt A.: Proportionalventile, Gerätetechnik. Mannesmann Rexroth, RDO0303, 1986.
12. Stryczek S.: Czym jest "Load sensing" w isto-ie? SiNH, nr 3, 1985.
13. Šalić N.: Praktični proračuni servohidraličnog regulacionog kola po metodi firme "MOOG". V. Kolloquium Pneumatik-Hydraulik. Győr, 1985.
14. Szumskij N.P.: Rezultaty eksperimentalnych i teoreticzeskich issledowanij upravljajuszczich ustrojstw tipa "soplo-zasłonka". Izdatielstwo Akademii Nauk SSSR, Moskwa 1959.
15. Tomasiak E.: Model matematyczny zaworu przelewowego w świetle badań przebiegów analogowych i rzeczywistych. Mechanika Teoretyczna i Stosowana, nr 4, 1974.
16. Tomasiak E.: Współczynnik strat w zaworach hydraulicznych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. S. Mechanika, z. 68, Gliwice 1980.
17. Tomasiak E.: Stopień sterujący zaworu proporcjonalnego z parą dysza-przyślona. P-243180, 1983.
18. Tomasiak E.: Stabilność zaworu przelewowego według kryterium Lapunowa. SiNH, nr 5, 1983.
19. Tomasiak E.: Technika zaworowa i proporcjonalna. Zastosowanie i własności. SiNH, nr 2, 1984.
20. Tomasiak E.: Optimierte Proportionalventile. Technische Rundschau, nr 21 1984.
21. Tomasiak E., Winkler R.: Układ napędowy proporcjonalnego przepływu. P-248346, 1984.
22. Tomasiak E.: Optymalizacja pary sterującej zaworu proporcjonalnego. SiNH, nr 6, 1984.

23. Tomasiak E.: Charakterystyki statyczne i dynamiczne nowego ciśnieniowego zaworu proporcjonalnego. III Konferencja "Pneumatyczne i hydrauliczne elementy automatyki przemysłowej". Warszawa, 20-21 września, 1984.
24. Tomasiak E.: Statische und dynamische Eigenschaften von Proportionalventilen. Technische Rundschau, nr 18, 1985.
25. Tomasiak E.: Zawory proporcjonalne stosowane w napędach hydraulicznych. Narada "Układy napędów i sterowań hydraulicznych". Projektowanie - Modernizacja - Eksploatacja. Wrocław 1985.
26. Tomasiak E.: Verbindung der Ventiltechnik und Proportionaltechnik. "11 konference o tekutinovych mechanizmech". Brno, kwiecień 1985.
27. Tomasiak E., Tyrlik T.: Ausgewählte Probleme der Dynamik von Proportionalventilen. "6 Fachtagung Hydraulik und Pneumatik". Magdeburg 1985.
28. Tomasiak E.: Die Beschaffenheit dynamischer Druckventile. Ölhydraulik und Pneumatik, nr 11, 1985.
29. Tomasiak E.: Bildung von dynamischen Verlaufen in der Proportionalhydraulik. Technische Rundschau, nr 10, 1986.
30. Tomasiak E., Tyrlik T., Winkler R.: Wybrane zagadnienia z techniki proporcjonalnej natężenia przepływu. Krajowa konferencja SiNH, Gdańsk, maj 1986.
31. Tomasiak E.: Sterowanie proporcjonalne przepływu z adaptacją ciśnienia. SiNH, nr 4, 1986.
32. Trifonow O.N.: Lekcii po analizu ustojczivosti nieliniejnych gidropneumatycznych sistem i aparatow. Moskwa 1971.
33. Trifonow O.N.: Bewegungsstabilität in nichtlinearen Hydrauliksystemen. 7. Fachtagung Hydraulik und Pneumatik. Dresden 1987.
34. Versuchsbericht PW 006: Ermittlung der Leistungsdaten 4WRZ16E 126-30/6A 700. Mannesmann Rexroth, 1979.
35. Versuchsbericht PWO57: Zulaufdruckwaage ZDC 16. Mannesmann Rexroth, 1982.
36. Versuchsbericht PW 050: Eigenschaften des Proportionalventils 4WRE6 mit Magneten mit 4+2 mm Hub und 5,4 Ohm, 1,5 A - Spule. Mannesmann Rexroth, 1981.
37. Versuchsbericht F 158: 2FRE10 - Messungen der "Null serie". Mannesmann Rexroth, 1978.
38. Versuchsbericht: Messergebnis dynamische Messungen 4WS2WM10-40/... Mannesmann Rexroth, 1985.
39. Wołkow J.: Zastosowanie funkcji Lapunowa w analizie stabilności zaworów hydraulicznych bezpośredniego działania w obrabiarkach. Politechnika Krakowska, Zeszyt Naukowy Nr 3, Mechanika z. 59, Kraków 1979.
40. Praca naukowo-badawcza NB-411/RMT-1/81: Założenia do opracowania sterowania proporcjonalnego z zastosowaniem do rozdzielaczy zaworowych i zaworów ciśnieniowych. Gliwice 1981 (nie publikowana).
41. Praca naukowo-badawcza NB-143/RMT-1/82: Typoszereg elementów sterowanych proporcjonalnie. Gliwice 1983 (nie publikowana).
42. Praca naukowo-badawcza NB-142/RMT-1/W-14/84: Opracowanie konstrukcji i technologii regulatora prądu zasilającego zawór proporcjonalny ciśnienia. Gliwice 1984 (nie publikowana).
43. Praca naukowo-badawcza NB-440/RMT-1/84: Badania prototypowych zaworów proporcjonalnych i opracowanie wytycznych do produkcji seryjnej. Gliwice 1985 (nie publikowana).

ANALIZA DYNAMIKI UKŁADU Z PROPORCJONALNYM ZAWOREM PRZELEWOWYM

Streszczenie

Praca opisuje zawory proporcjonalne do zmiany natężenia przepływu produkowane i stosowane w hydraulicznych układach napędowych oraz nowy układ do sterowania proporcjonalnego z nastawnym przelewem realizowanym na zaworze przelewowym. Omówiono sposoby zadawania szczeliny dławiącej, w których przetwornikami elektromechanicznymi są: elektromagnes o proporcjonalnej sile i skoku, a w serwozaworach silnik momentowy. W podsumowaniu przeglądu przeprowadzono analizę obecnych rozwiązań.

Szczegółowo omówiono nowy układ do sterowania proporcjonalnego natężeniem przepływu z nastawnym przelewem na proporcjonalnym zaworze przelewowym. Analizę dynamiki modelu nowego układu proporcjonalnego przeprowadzono w symulacji komputerowej, z której uzyskano przebiegi czasowe oraz graniczne wzmocnienie pętli sprzężenia zwrotnego. Dobór granicznego wzmocnienia pętli przeprowadzono opierając się na przebiegach drogi suwaka zaworu z nastawnym przelewem na płaszczyźnie fazowej.

Badania laboratoryjne nowego układu proporcjonalnego ze sterowanym przelewem potwierdziły wyniki uzyskane w symulacji komputerowej. Próby zastosowania przemysłowego nowego układu proporcjonalnego z nastawnym przelewem na wtryskarce typu FORMO-plast 45 w pełni potwierdziły omówione jego zalety i przydatność w budowie nowoczesnych maszyn.

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ С ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫМ ПЕРЕЛИВНЫМ КЛАПАНОМ

Резюме

В работе описываются пропорциональные клапаны для изменений расхода, производимые и применяемые в гидравлических приводных системах а также новая система для пропорционального управления с уставным переливанием, реализованным с помощью переливного клапана. Оговорены методы задания демпфирующей щели, в которых электромагнитными преобразователями являются: электромагнит с пропорциональной силой и ходом, а в сервоклапанах - моментный двигатель. При подитоживании ревью дан анализ имеющихся на сегодняшний день решений.

Подробно оговорена новая система пропорционального управления расходом с уставным переливом на пропорциональном переливном клапане. Анализ динамики модели новой пропорциональной системы проведен с помощью компьютерной симуляции, где получены временные характеристики а также граничное усиление петли обратной связи. Подбор граничного усиления петли роведен на базе характеристик ползуна клапана с уставным переливом в фазовой плоскости.

Лабораторные исследования новой пропорциональной системы с управляемым переливом подтвердили результаты полученные с помощью компьютерной симуляции. Попытки промышленного применения новой пропорциональной системы с уставным переливом на впрыскивающем устройстве типа ФОРМО-пласт 45 вполне доказали упомянутые достопримечательности новой системы и пригодность в постройке современных рабочих машин.

DYNAMICS ANALYSIS OF THE SYSTEM WITH PROPORTIONAL OVERFLOW VALVE

Summary

The work describes proportional valves for changing flow rate, produced and used in hydraulic power transmission systems and a new system for proportional control with adjustable weir installed on the overflow valve. Methods of arranging throttle gap in which electromechanical transducers are: the electromagnet with proportional force and (armature) travel and the torque motor in servovalves, have been discussed.

An analysis of the existing solutions has been carried out in the summary.

The new system for flow rate proportional control with adjustable weir on the proportional overflow valve has been discussed in detail. An analysis of the new proportional system s dynamics has been carried out by means of computer simulation from which time transients and limit amplification of the feedback circuit have been obtained.

Selection of the limit circuit amplification has been made on the basis of the adjustable weir slide valve travel on the phase plane. Laboratory tests of the new proportional system with controlled weir have confirmed the results obtained by means of computer simulation. The attempts of industrial application of the new proportional system with adjustable weir on the Formo-plast 45 Injection Moulding Machine have fully confirmed its advantages and usability in constructing modern machines.



P.3361 | 89 | 94

**WYDAWNICTWA NAUKOWE I DYDAKTYCZNE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ
MOŻNA NABYC W NASTĘPUJĄCYCH PLACÓWKACH:**

- 44-100 Gliwice — Księgarnia nr 096, ul. Konstytucji 14 b
44-100 Gliwice — Spółdzielnia Studencka, ul. Wrocławska 4 a
40-950 Katowice — Księgarnia nr 015, ul. Zwirki i Wigury 33
40-096 Katowice — Księgarnia nr 005, ul. 3 Maja 12
41-900 Bytom — Księgarnia nr 048, Pl. Kościuszki 10
41-500 Chorzów — Księgarnia nr 063, ul. Wolności 22
41-306 Dąbrowa Górnicza — Księgarnia nr 081, ul. ZBoWiD-u 2
47-400 Racibórz — Księgarnia nr 148, ul. Odrzańska 1
44-200 Rybnik — Księgarnia nr 162, Rynek 1
41-200 Sosnowiec — Księgarnia nr 181, ul. Zwycięstwa 7
41-800 Zabrze — Księgarnia nr 230, ul. Wolności 288
00-901 Warszawa — Ośrodek Rozpopaszczniania Wydawnictw Naukowych PAN —
Pałac Kultury i Nauki

Wszystkie wydawnictwa naukowe i dydaktyczne zamawiać można poprzez Składnicę Księgarską w Warszawie, ul. Mazowiecka 8.