

POLITECHNIKA KRAKOWSKA

im. Tadeusza Kościuszki

WYDZIAŁ MECHANICZNY

KATEDRA INFORMATYKI STOSOWANEJ

PRACA DOKTORSKA

Piotr Pluskowski

**Metodyka doboru parametrów
hydraulicznego regulatora przepływu**

Promotor:

Prof. dr hab. inż. Edward Lisowski

Kraków 2023

PODZIĘKOWANIA

Składam podziękowania kochanej żonie Marii Pluskowskiej, która wspierała mnie podczas prac nad doktoratem wykazując się ogromną cierpliwością i wyrozumiałością za co jestem jej bezgranicznie wdzięczny.

Bardzo dziękuję mojemu promotorowi: prof. dr hab. inż. Edward Lisowski, za wybranie interesującego tematu pracy doktorskiej i merytoryczną pomoc przy prowadzonych pracach i edycji tekstu.

Jestem niezwykle wdzięczny: dr inż. Janusz Rajda, za ogromną pomoc w wykonaniu badań doświadczalnych i obliczeniowych oraz w interpretacji otrzymanych wyników.

Jednocześnie dziękuję pracownikom Politechniki Warszawskiej (MEiL) za umożliwienie dodatkowych szkoleń, kursów, dyskusji, wsparcia moralnego oraz w osiągnięciu zamierzonego celu.

Piotr Pluskowski

Spis treści

1. WSTĘP	6
2. SPIS WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ	7
3. ANALIZA ŹRÓDŁOWA TEMATU	9
3.1. Regulatory przepływu.....	10
3.2. Rozwiązania regulatorów przepływu.....	14
3.2.1. Dwudrogowe regulatory	15
3.2.2. Trójdrogowe regulatory	18
3.2.3. Podsumowanie danych katalogowych	21
3.3. Problematyka strat ciśnienia	21
3.4. Modelowanie w badaniach zaworów hydraulicznych.....	22
4. PRZEDMIOT, CEL I ZAKRES PRACY	24
5. MODELE MATEMATYCZNE REGULATORÓW PRZEPLYWU	26
5.1. Obiekt badań.....	26
5.2. Założenia	28
5.3. Równania matematyczne opisujące regulator	30
5.3.1. Regulator przepływu dwudrogowy	30
5.3.2. Regulator przepływu - trójdrogowy.....	36
6. DYSZE DŁAWIĄCE	41
7. ZAWÓR DWUDROGOWY	42
7.1. Charakterystyki dynamiczne, przebiegi czasowe.....	42
7.2. Charakterystyki statyczne	44
7.2.1. Wstępny dobór dyszy dławiącej	44
7.3. Dobór sztywności sprężyny i napięcia wstępnego	45
7.4. Wnioski - dwudrogowy regulator	52
8. REGULATOR TRÓJDROGOWY	53
8.1. Charakterystyki dynamiczne, przebiegi czasowe.....	53
8.2. Charakterystyki statyczne zaworu trójdrogowego	55

8.2.1.	Wpływ siły hydrodynamicznej	62
8.2.2.	Wnioski - trójdrogowy regulator	63
9.	BADANIA DOŚWIADCZALNE	66
9.1.	Stanowisko badawcze	66
9.2.	Budowa stanowiska	66
9.3.	Charakterystyki przepływu regulowanego.....	69
10.	PROCESY NIEUSTALONE, OBCIĄŻENIE BIERNE I CZYNNE I NIEKONWENCJONALNA KONSTRUKCJA ZAWORU	78
11.	PODSUMOWANIE	112
12.	LITERATURA	116
12.1.	Publikacje krajowe i zagraniczne.....	116
12.2.	Spis tabel i rysunków.....	118
12.3.	Katalogi	123
12.4.	Strony www.....	123

1. Wstęp

Układy hydrauliczne w ostatnich latach podlegały intensywnym zmianom konstrukcyjnym. Cały dany układ hydrauliczny składa się z pompy hydraulicznej, odbiorników, rozdzielaczy, różnego typu zaworów, itp. Układy bardziej zaawansowane wykorzystują elektronikę i sterowanie cyfrowe, powiązanie z czujnikami różnego typu. Nowoczesne układy hydrauliczne realizują z wystarczająco dużą dokładnością sterowanie prędkością, siłą, mocą, itp., w zależności od postawionych wymagań. Szczególnie stosowanie techniki proporcjonalnej i cyfrowych układów sterowania pozwala na uzyskiwanie oczekiwanych parametrów regulacji ale również oszczędności energii. W układach tańszych, ale też i takich, w których wymagana jest niezawodność, unika się elektroniki i złożonych układów cyfrowych. Za pomocą odpowiednio zaprojektowanych elementów hydraulicznych można uzyskać zadawalające charakterystyki. Zwykle są to zawory bezpośredniego działania odpowiedzialne za sterowanie przepływem lub ciśnieniem oleju roboczego. Kształtowanie charakterystyk zaworów ciśnieniowo-przepływowych, możliwe jest za pomocą modelowania i programów symulacyjnych. Zadanie podjęte w pracy dotyczy opracowania metodyki doboru parametrów nastawialnych regulatorów przepływu, z uwzględnieniem zagadnień energetycznych. W celu realizacji zadania zbudowano odpowiednie modele matematyczne oraz stanowisko badawcze, wyposażone w przetworniki pomiarowe oraz komputerowy system sterownia i akwizycji danych. Uzyskane modele matematyczne pozwalają na prowadzenie badań symulacyjnych i kształtowanie parametrów zaworu do ściśle określonych potrzeb.

Zwiększające się zastosowanie napędów hydraulicznych w maszynach oraz konieczność rozwoju zaworów bezpośredniego działania stanowiły inspirację niniejszej pracy.

2. Spis ważniejszych oznaczeń

Wykaz ważniejszych oznaczeń

- a – przyspieszenie (m/s^2)
- A – pole powierzchni (m^2)
- A_k - czynna powierzchni kryzy generującej siłę od różnicy ciśnień (m^2)
- b – szerokość szczeliny (m)
- c – średnia prędkość przepływu (m/s)
- C – wielkość stała, współczynnik proporcjonalności
- d, D - średnica (m)
- f - współczynnik tarcia
- F – siła ($N=kg \cdot m/s^2$)
- G – siła ciężkości ($N=kg \cdot m/s^2$)
- h – wysokość (m)
- k – współczynnik absorpcji
- K – moduł sprężystości (odkształcenia objętościowego) ($Pa=kg/(m \cdot s^2)$)
- K_s - stała sprężyny (N/m)
- m – masa (kg)
- M – moment siły (moment obrotowy) ($N \cdot m=kg \cdot m^2/s^2$)
- n – prędkość obrotowa (s^{-1})
- p – ciśnienie ($Pa=kg/(m \cdot s^2)$)
- P – moc ($W=kg \cdot m^2/s^2$)
- q – objętość robocza (m^3)
- Q – natężenie przepływu, wydajność, chłonność (m^3/s)
- S_{kryzy} - pole przekroju kryzy (m^2)
- $S_{szczeliny}$ - pole przekroju szczelin dławiących (m^2)
- t – czas (s)
- T – temperatura (K)
- v – prędkość liniowa (m/s)
- V – objętość (m^3)
- α – wskaźnik rodzaju przepływu
- β – współczynnik ściśliwości ($m \cdot s^2/kg$)
- Δ – przyrost, spadek
- ε – wskaźnik objętości martwej

- ζ – współczynnik strat miejscowych
 η – sprawność
 λ – współczynnik strat liniowych
 μ – współczynnik lepkości dynamicznej ($\text{Pa}\cdot\text{s}=\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$)
 μ_{kryzy} - współczynnik wypływu,
 ν – współczynnik lepkości kinematycznej (m^2/s)
 ρ – gęstość (kg/m^3)
 τ – stała czasowa (s)
 φ – współczynnik obciążenia
 X – współczynnik wydajności (chłonności)
 Ψ – współczynnik strat objętościowych ($\text{m}^4\cdot\text{s}/\text{kg}$)

Indeksy dolne

- AS - aparatura sterowania
D - dławik
P - pompa
PZ - pompa zasilająca
RP - regulator przepływu
S - silnik
ZB - zawór bezpieczeństwa
ZP - zawór przelewowy
ZR - zawór różnicowy
I - część niskociśnieniowa
II - część wysokociśnieniowa
c - przewody łączące
k - kanał
m - mechaniczne
p - ciśnieniowe
s - tracone
sp - tracone wskutek ściśliwości
sw - tracone wskutek przecieków wewnętrznych
sz - tracone wskutek przecieków zewnętrznych
śr - średnie
th - teoretyczne

3. Analiza źródłowa tematu

Napęd hydrauliczny ze względu na możliwość realizowania dużych sił w porównaniu do innych rodzajów napędu, jak również łatwość jego zabudowy w maszynach, ma szerokie zastosowanie w urządzeniach stacjonarnych, jak i mobilnych. Układ hydrauliczny w swojej transmisji energii za pomocą pompy napędzanej silnikiem elektrycznym lub spalinowym przetwarza energię mechaniczną na energię hydrauliczną. Podstawowe parametry, które charakteryzują moc układu hydraulicznego jego ciśnienie oraz objętościowe natężenie przepływu. Zarówno ciśnieniem, jak i objętościowym natężeniem steruje się za pomocą różnego rodzaju zaworów.

Zawory sterujące ciśnieniem, jak objętościowym natężeniem przepływu, są przedmiotem wielu publikacji. W zakresie sterowania objętościowym natężeniem przepływu można wyróżnić sterowanie przepływu z wykorzystaniem proporcjonalnych rozdzielaczy hydraulicznych, zaworów dławiących i dedykowanych do konkretnych zadań regulatorów przepływu. Zagadnienia te są ważne przy projektowaniu maszyn i urządzeń z napędem hydraulicznym. Podstawowe wytyczne oraz opisy działania można znaleźć w literaturze przedmiotu napędu i sterowaniem hydraulicznym. Można tu wymienić opracowania książkowe: Stefana Stryczka [28], Andrzeja Osieckiego [23], Andrzeja Garbacika [3], Zbigniewa Szydelskiego [29] oraz opracowanie zagraniczne Guillon'a M.[4]: „Teoria i obliczanie układów hydraulicznych”, wydane przez WNT w 1967 roku, które było inspiracją dla wielu badaczy. Obecnie duże znaczenie w przemyśle mają rozdzielacze proporcjonalne ze względu na dobrą współpracę z systemami komputerowymi. Na wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej wspólnie z Fabryką Ponar Wadowice przeprowadzono szereg badań teoretycznych i doświadczalnych, co znajduje odbicie w publikacjach, na przykład: [13], [14], [16], [18], [31].

O wyborze metody regulacji przepływu w danym przypadku decyduje szereg czynników, wśród których można wymienić:

- dopuszczalna wartość błędu;
- rodzaj i liczba odbiorników;
- charakterystyka i rodzaj napędu hydraulicznego;
- masa i gabaryty urządzenia oraz warunki pracy;
- możliwość zastosowania poszczególnych metod regulacji;

- wymagana energooszczędność układu; istotnym czynnikiem jest także hałas;
- koszt, itp.

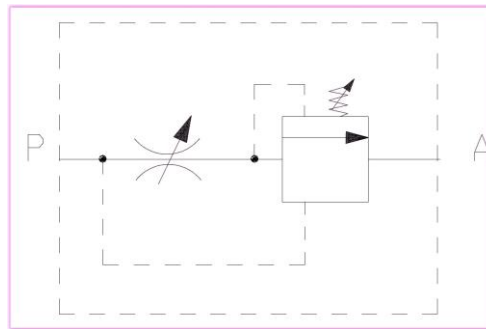
3.1. Regulatory przepływu

Liczne rozwiązania stosowane w napędach hydraulicznych do regulacji przepływu to powszechnie stosowane zawory dławiące. Ich wadami, jest duża zależność na zmiany ciśnienia i duże straty energetyczne [23]. Ciepło wydzielone w dławiku, jest odprowadzane wraz z olejem do zbiornika oleju, co prowadzi do szybkiego nagrzewania się oleju. Wymusza to zastosowania chłodziń o odpowiednio dużej mocy. Wady, spowodowane powstaniem ciepła, w dużej mierze można zmniejszyć poprzez stosowanie regulacji przepływu z wykorzystaniem elementów takich, jak: zaworu dławiącego i zaworu różnicowego. W przemyśle zastosowano wiele tego typu rozwiązań, które są połączone z innymi elementami układu, jak: rozdzielacze proporcjonalne, rozdzielacze z kompensacją obciążenia, zawory sterowane elektronicznie, itp. W tej pracy zajęto się rozwiązaniem względnie prostym konstrukcyjnie, ale za to niezawodnym w działaniu, jakim jest regulator o budowie nabojoyej. Przeznaczony jest on do zamontowania w bloku zaworowym układu hydraulicznego. Zatem może on stanowić dodatkowe wyposażenie poprawiające sprawność działania całego budowanego układu.

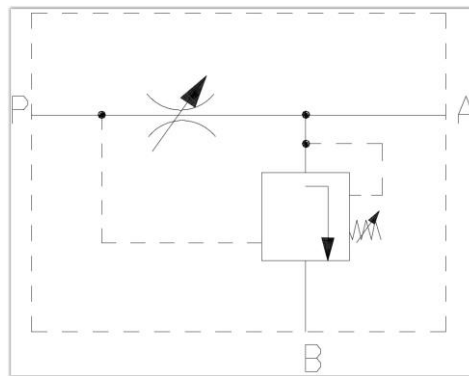
- **Schemat ideowy**

Istotą budowy regulatorów przepływu jest występowanie elementów takich, jak: zaworu dławiącego oraz zaworu różnicowego. Połączenie szeregowe tych elementów tworzy regulator przepływu dwudrogowy (rys.1). Zawór dławiący, może być umieszczony za zaworem różnicowym, jak i przed. Natomiast regulator trójdrogowy będzie posiadał dodatkową drogę, która upuszcza nadmiar cieczy hydraulicznej. Zatem regulator trójdrogowy, zbudowany jest z zaworu dławiącego i zaworu różnicowego podłączonego bocznikowo (rys.2). W praktyce stosuje się oznaczenie dla regulatorów przepływu uproszczone, jak na rys. 3. Regulator przepływu może być umieszczony, w różnych miejscach układu, a zwykle jest to jedna z gałęzi zasilania. Na rys. 4 pokazano przykładowe zastosowanie regulatora w układzie wykonanym przez Fabrykę

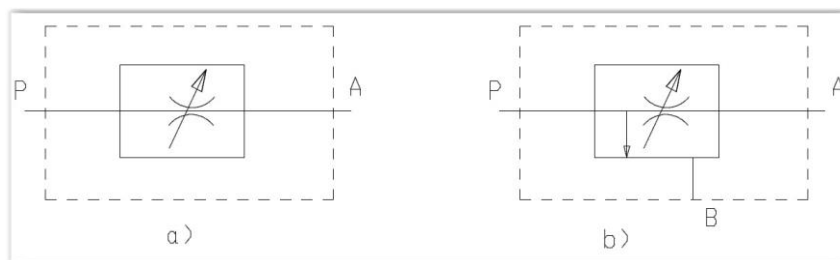
Ponar Wadowice (K31, S40). W tym przypadku, zawór umieszczony jest zaraz za pompą hydrauliczną i steruje prędkością ruchu siłownika hydraulicznego.



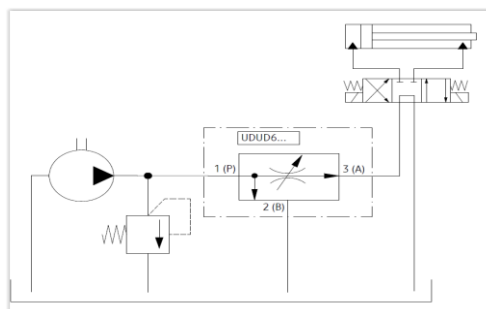
Rys. 1. Schemat ideowy regulatora dwudrogowego



Rys. 2. Schemat ideowy regulatora dwudrogowego



Rys. 3. Schemat ideowy uproszczone regulatora dwudrogowego i trójdrogowego



Rys. 4. Przykład zastosowania regulatora przepływu [K31], [S40]

Idea regulacji przepływu polega na realizacji zmiennych spadków ciśnienia przy minimalizacji zmian zadanego wydatku przepływu.

Występujący problem regulacyjny. W zaworze występują dwa elementy na których występują spadki ciśnienia. To kryza o stałej geometrii, i szczelina dławiąca o zmiennej powierzchni zależnej od różnicy ciśnień pomiędzy wlotem a wylotem z zaworu.

Mamy do czynienia z trzema ciśnieniami:

p_1 - ciśnienie zasilania zaworu

p_2 - ciśnienie za kryzą dławiącą

p_3 - ciśnienie za zmienną szczeliną zaworu (wylot z zaworu)

Przez zawór przepływa ten sam wydatek oleju o wielkości zadanej przez napięcie sprężyny suwaka.

W rezultacie przy zadanym ciśnieniu zasilania i zmiennym ciśnieniu odbioru, gdy zadajemy wartość pożądanego wydatku oleju, występują następujące zjawiska.

Całkowity spadek ciśnienia będzie się składał ze spadku ciśnienia na kryzie dławiącej ($p_1 - p_2$) i spadku ciśnienia na szczelinie zaworu regulacyjnego ($p_2 - p_3$).

Spadek ciśnienia na kryzie będzie wynosił:

$$(p_1 - p_2) = \frac{\rho Q^2}{2(\mu_{kryzy})^2 (S_{kryzy})^2} \quad (1)$$

Spadek ciśnienia na szczelinie zaworu będzie wynosił:

$$(p_2 - p_3) = \frac{\rho Q^2}{2(\mu_{szczeliny})^2 (S_{szczeliny})^2} \quad (2)$$

Dla zadanego wydatku, spadek ciśnienia na kryzie jest stały.

Spadek ciśnienia na szczelinie zaworu zależy od wydatku i wielkości szczeliny.

Przy zmiennym ciśnieniu wyjścia (p_3), różnicę pomiędzy ciśnieniem za kryzą p_2 a tym ciśnieniem (p_3) musi zapewnić położenie suwaka decydujące o wielkości

szczeliny $S_{szczeliny}$.

Przy małym ciśnieniu obciążenia (małe p_3 a zatem duży spadek ciśnienia ($p_2 - p_3$)) szczelina musi być mała, by zapewnić duży spadek ciśnienia ($p_2 - p_3$).

Ze wzrostem ciśnienia (p_3) szczelina musi rosnać by zredukować spadek ciśnienia ($p_2 - p_3$).

Spadek ciśnienia ($p_1 - p_2$) na kryzie generuje siłę przesuwającą suwak. Przy stałej sztywności K sprężyny, oznacza to stałe położenie suwaka (x), a zatem stałą wartość wielkości szczeliny $S_{szczeliny}$, co z kolei przekłada się na stały spadek ciśnienia ($p_2 - p_3$). Zatem praca zaworu przy stałej wartości wydatku i zmiennym ciśnieniu p_3 nie jest możliwa!

Sumaryczny spadek ciśnienia

$$(p_1 - p_3) = \frac{\rho Q^2}{2(\mu_{kryzy})^2 (S_{kryzy})^2} + \frac{\rho Q^2}{2(\mu_{szczeliny})^2 (S_{szczeliny})^2} \quad (3)$$

Dla każdego ciśnienia (p_3) przy stałym ciśnieniu (p_1) musi istnieć jakiś wydatek Q który definiuje położenie x suwaka i wielkość szczeliny $S_{szczeliny}$, tak by zapewnić spadek ciśnienia ($p_1 - p_3$).

Gdyby zlinearyzować zależność wielkości powierzchni szczeliny $S_{szczeliny}$ od wydatku Q

$$S_{szczeliny} = C_{lin} * Q \quad (4)$$

gdzie - C_{lin} - to współczynnik proporcjonalności

Przesunięcie suwaka x , przy stałej sztywności sprężyny K_s i czynnej powierzchni kryzy A_k generującej siłę od różnicy ciśnień ($p_1 - p_2$), można by wyrazić jako

$$x = K_s A_k (p_1 - p_2) \quad (5)$$

$$x = K_s A_k (p_1 - p_2) = K_s A_k \frac{\rho Q^2}{2(\mu_{kryzy})^2 (S_{kryzy})^2} \quad (6)$$

i dalej

$$S_{szczeliny} = C_{lin} x \quad (7)$$

$$S_{szczeliny} = C_{lin} x = C_{lin} K_s A_k \frac{\rho Q^2}{2(\mu_{kryzy})^2 (S_{kryzy})^2} \quad (8)$$

Zatem zmiana wielkości powierzchni szczeliny wymaga zmiany wydatku Q .

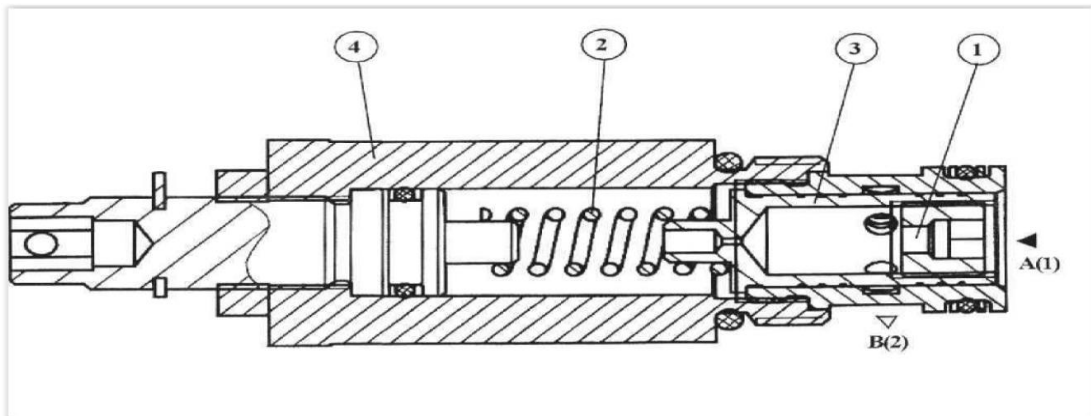
Jak wielkiej? To zależy od geometrii kryzy, sztywności sprężyny K_s i jej napięcia.

I to jest celem analiz przedstawionych w pracy.

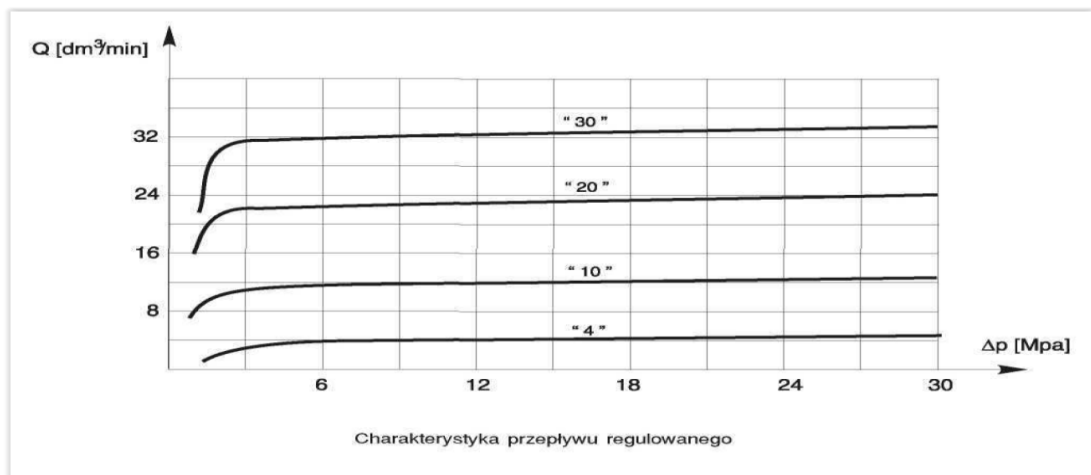
Rozwiązania regulatorów przepływu

Przedstawiona wcześniej idea regulacji przepływu strumienia oleju wymaga przeniesienia na rzeczywiste rozwiązanie konstrukcyjne. W katalogach producentów znajduje się wiele zróżnicowanych rozwiązań. W tej pracy skoncentrowano się na rozwiązaniach o strukturze nabojoyej. Takie rozwiązania są uniwersalne i mogą być w łatwy sposób montowane do bloków zaworowych. Z analizy katalogów wynika, że istnieje na rynku wielu producentów, którzy oferują regulatory przepływu w postaci nabojoyej, zarówno trój-, jak i dwudrogowych. Rozwiązania te są bardzo zbliżone konstrukcyjnie, mimo tej bliskości rozwiązań różnią się charakterystykami działania. Wynika to w szczegółowych rozwiązaniach, jak: sztywności sprężyn i ugięcia wstępnego tych sprężyn, kształtów szczelin dławiących, jak i ukształtowania kierownic hydrodynamicznych. Na rys. 5 pokazano dwudrogowy regulator typu UDRN6 produkowany przez Ponar Wadowice. Jest on wykonywany dla danej wielkości zaworu w kilku wersjach, dzięki czemu można lepiej dopasować charakterystykę zaworu do oczekiwanych wymagań. Jak wynika z rys. 6 wraz ze wzrostem różnicy ciśnień, natężenie przepływu lekko wzrasta. Podobnie zawór firmy COMATROL (rys. 7) zawór V06 (rys. 8) posiada charakterystyki dedykowane dla określonych przepływów. Wartość objętościowego natężenia przepływu nieznacznie zmienia się w funkcji ciśnienia na wyjściu zaworu. W przypadku zaworu V12 (rys. 9) objętościowe natężenie przepływu obniża się wraz ze wzrostem ciśnienia. W przypadku zaworu firmy Parker rys. 10, rys. 11, w zakresie małych przepływów otrzymujemy charakterystyki niemal idealne. Dla większych przepływów, przepływ obniża się wraz ze wzrostem ciśnienia. Firma Rexroth oferuje regulatory przepływu w wielu wersjach. Na rys. 12 pokazano regulator dwudrogowy firmy Rexroth, a jego charakterystyki przepływowe pokazano na rys. 13. Zawór ten, jest w wersji przystosowanej do przyłącza płytowego. Element ten dla zakresu przepływu oleju $30 \text{ dm}^3/\text{min}$. wykonywany jest, aż w dziewięciu wersjach dostosowanych do danego zakresu przepływu i dzięki temu uzyskano niemal idealne charakterystyki przepływowe.

3.1.1. Dwudrogowe regulatory



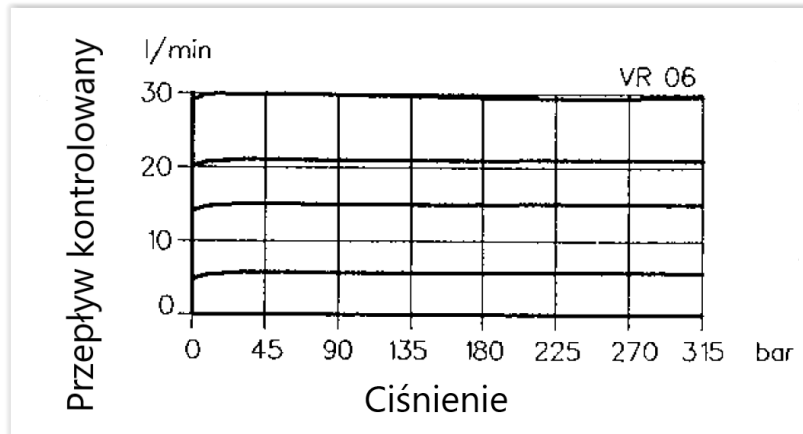
Rys. 5. Regulator dwudrogowy typu UDRN6 Ponar Wadowice [K31], [S40]



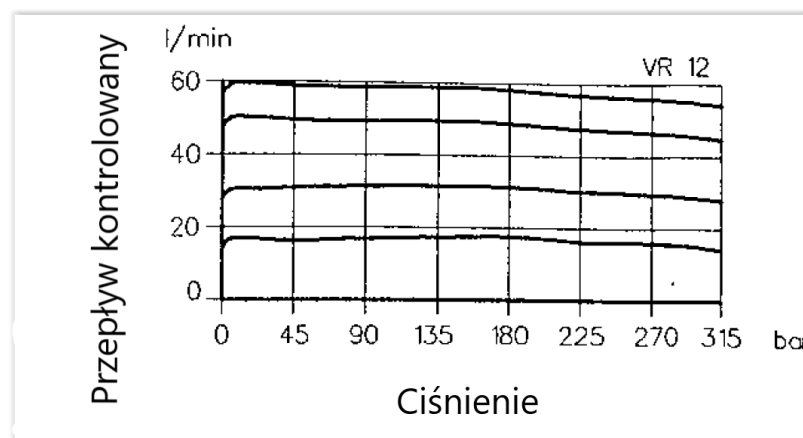
Rys. 6. Charakterystyki przepływowe regulatora typu UDRN6 Ponar Wadowice [K31], [S40]



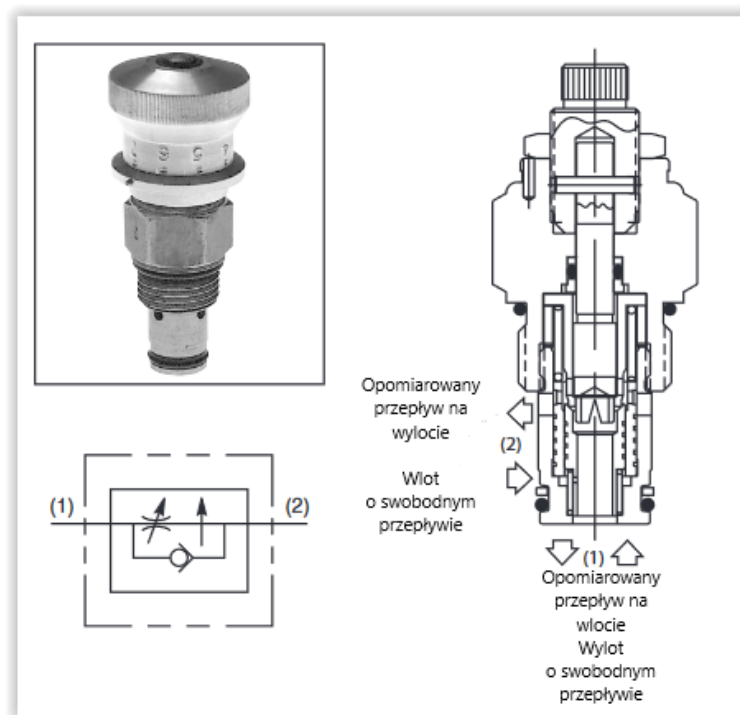
Rys. 7. Widok dwudrogowych regulatorów firmy Comatrol [K35], [S43]



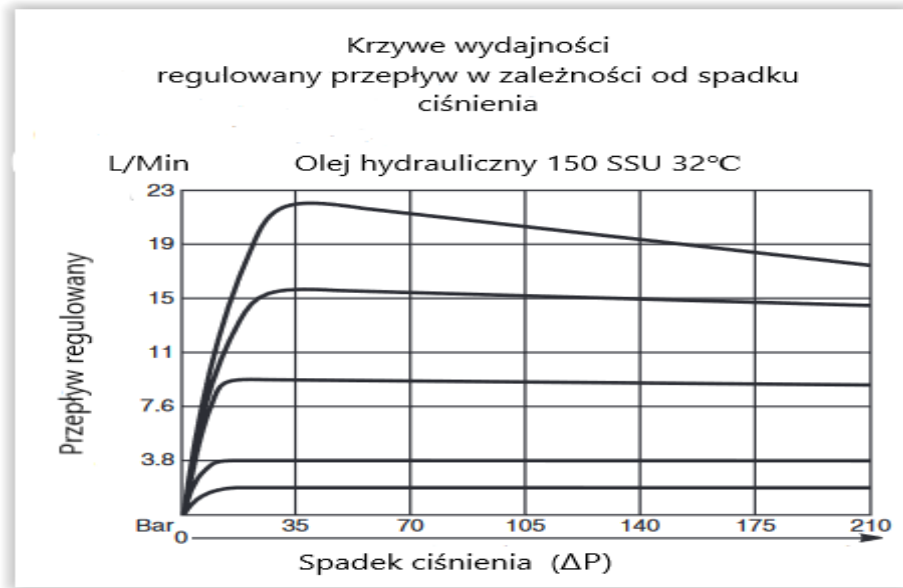
Rys. 8. Charakterystyki przepływowe regulatora VR [K35], [S43] firmy Comtrol



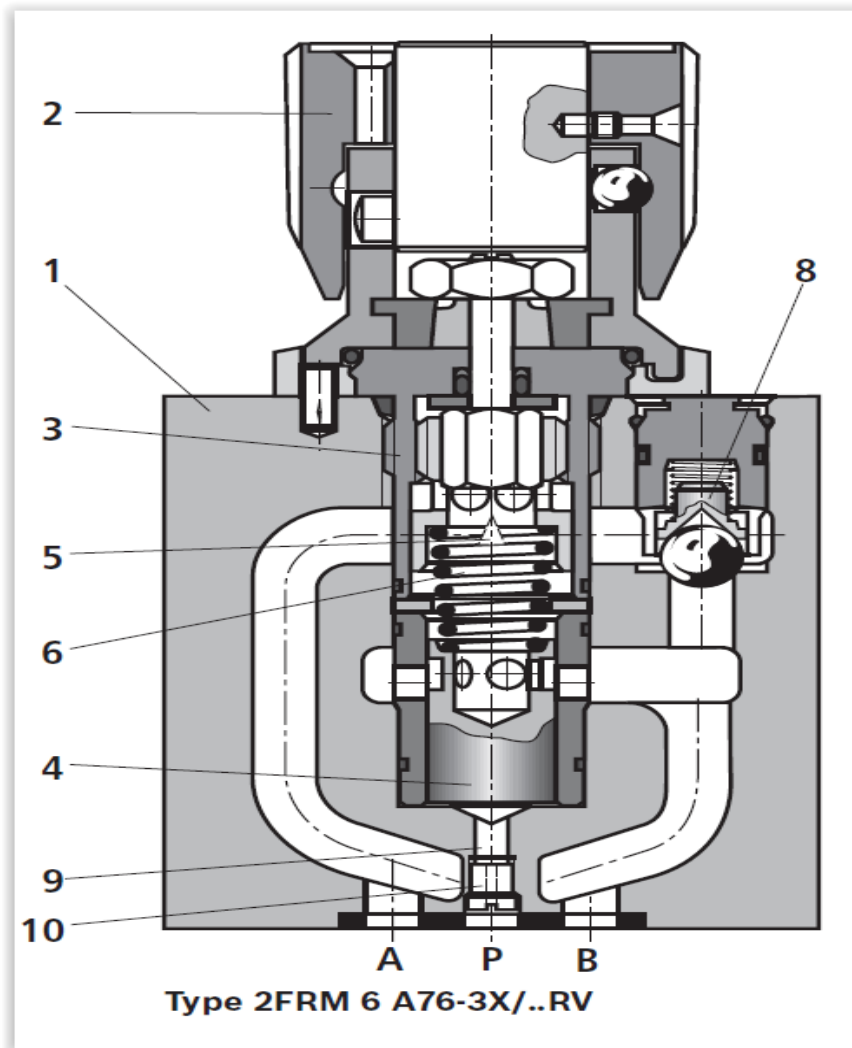
Rys. 9. Charakterystyki przepływowe regulatora typu VR [K35], [S43] firmy Comtrol



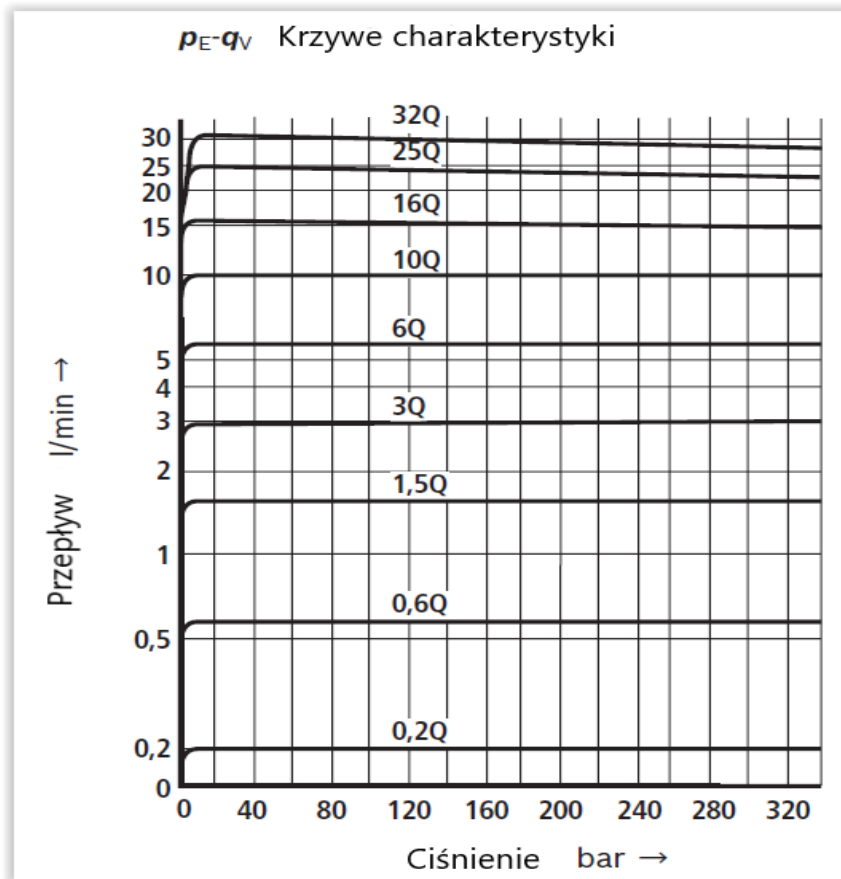
Rys. 10. Widok regulatora przepływu firmy typu FA Parker Hannifin [K39], [S48]



Rys. 11. Charakterystyki przepływowe regulatora typu FA Parker Hannifin [K39], [S48]



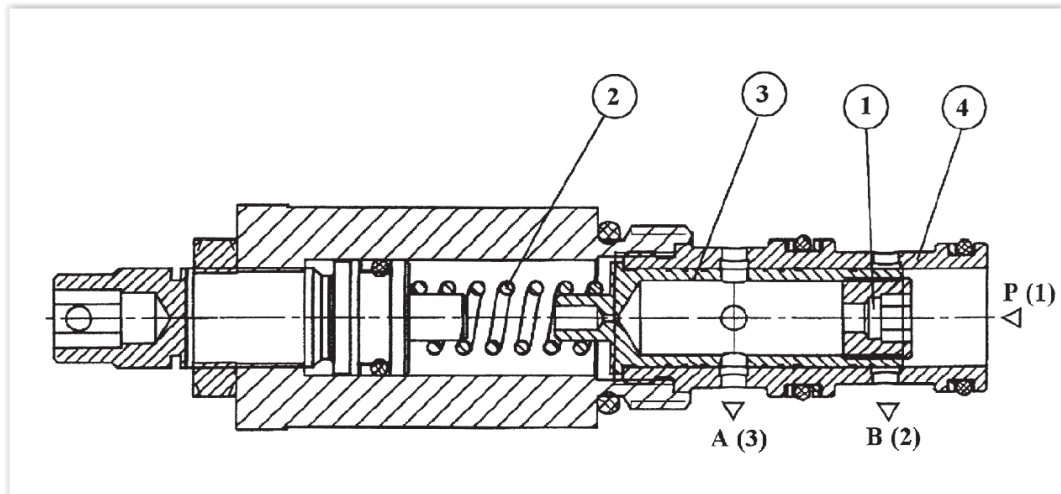
Rys. 12. Schemat regulatora przepływu typu 2FRM firmy Rexroth [K38], [S47]



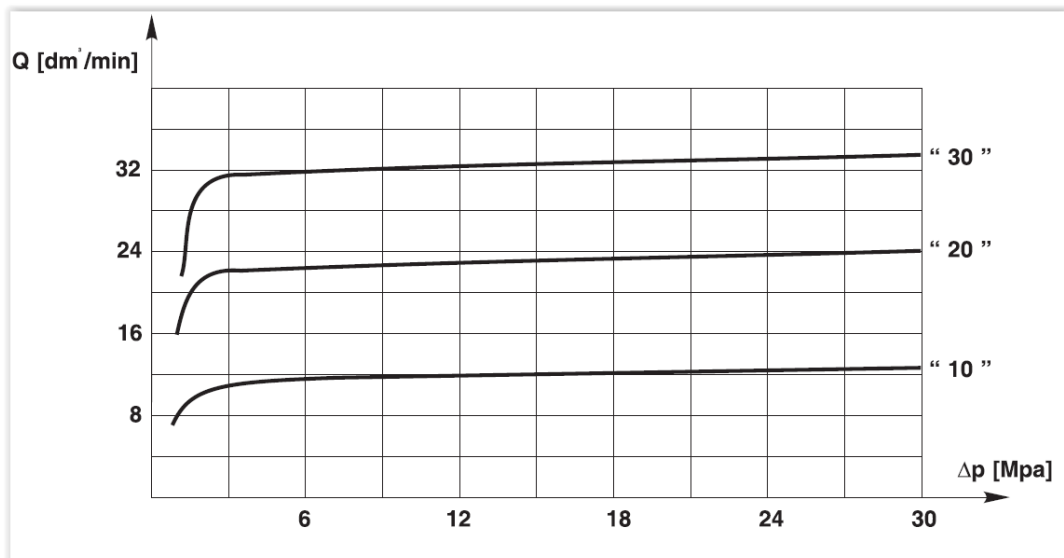
Rys. 13. Charakterystyki przepływowe regulatora typu 2FRM Rexroth [K38], [S47]

3.1.2. Trójdrogowe regulatory

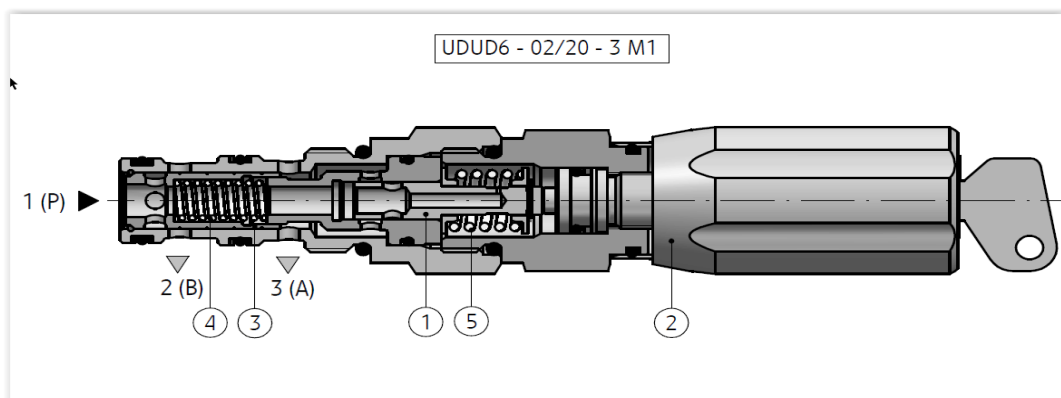
Na rys. 14 do rys. nr 20 pokazano kilka rozwiązań konstrukcji nabojoych trójdrogowych regulatorów przepływu. Konstrukcje te wyróżnia stała wartość dyszy dławiącej i regulowana wartość napięcia wstępnego lub regulowana wartość szczeliny dławiącej bez braku możliwości płynnej regulacji ugięcia wstępnego sprężyny. Odnośnie charakterystyk przepływowych w przypadku zaworu z rys. 14 i 15 jest niewielki lecz zauważalny wzrost przepływu wraz ze zwiększeniem się ciśnienia. W przypadku zaworu firmy Ponar Wadowice w wersji z regulowanym dławieniem (rys. 16, rys. 17) charakterystyki dla mniejszych ciśnień zależą od jego wartości po przekroczeniu wartości ciśnienia 10 MPa, przepływ utrzymuje się na stałej wartości niezależnie od ciśnienia. Z kolei w rozwiązaniu ARGO HYTOS rys. 18 w zakresie mniejszych przepływów objętościowe natężenie przepływu jest stałe, niezależne od ciśnienia, w wyższym zakresie charakterystyki stają się nieliniowe. Podobne sytuacja występuje w charakterystykach zaworów firmy LuEn [K31] rys. 19, 20.



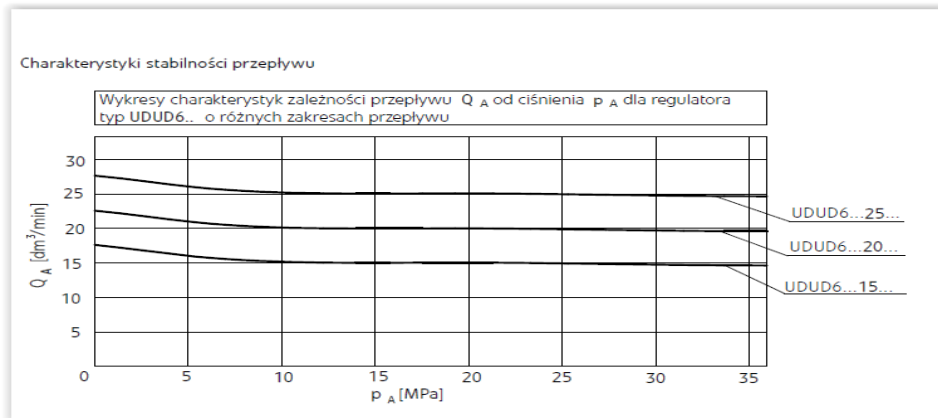
Rys. 14. Trójdrogowy regulator przepływu typu UDUN6 Ponar Wadowice [K31], [S40]



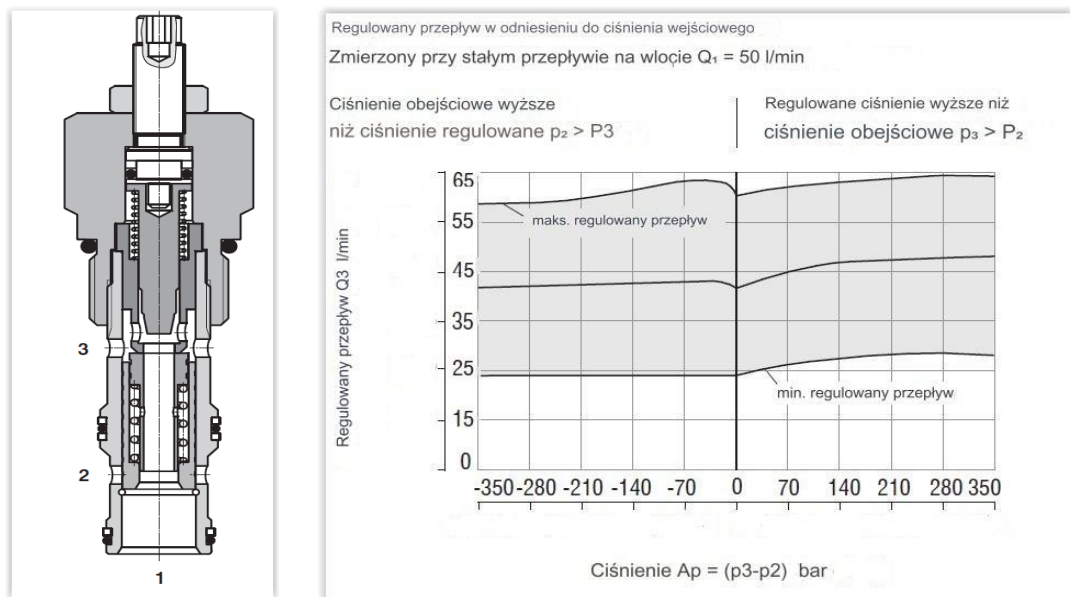
Rys. 15. Charakterystyki przepływowe regulatora typu UDUN6 [K31], [S40] Ponar Wadowice



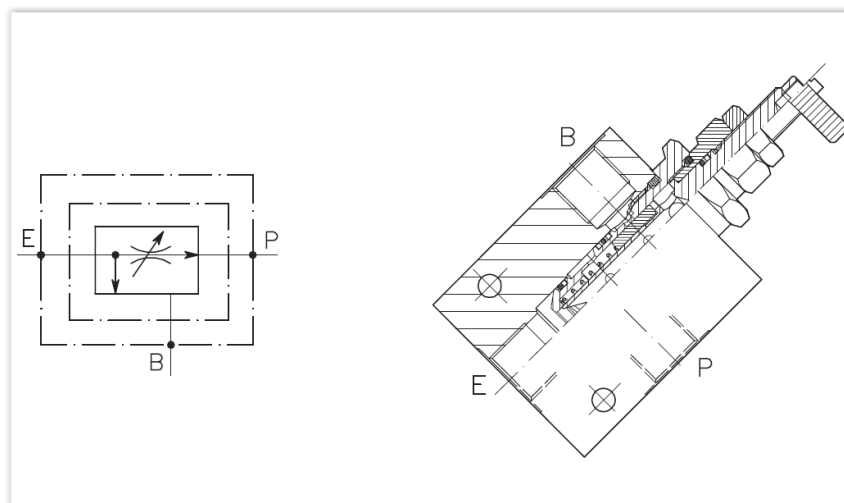
Rys. 16. Trójdrogowy regulator przepływu z regulowaną dyszą dławiącą typu UDUD6 Ponar Wadowice [K31], [S40]



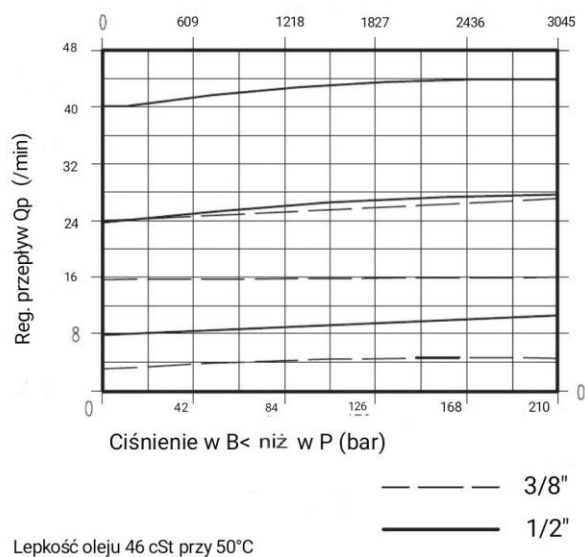
Rys. 17. Charakterystyki przepływowe regulatora typu UDUD6 Ponar Wadowice [K31], [S40]



Rys.18. Charakterystyki przepływowe regulatora typu SF32A-K3/I Argo Hytos [K33], [S46].



Rys.19. Regulator przepływu typu VRF-CN-3V-C [K32], [S41] LuEn



Rys. 20. Charakterystyki przepływowe regulatora typu VRF-CN-3V-C Hydropress [K32], [S41]

3.1.3. Podsumowanie danych katalogowych

W katalogach producentów, można spotkać wiele rozwiązań regulatorów przepływu o bardzo zbliżonej konstrukcji, jednak niemalże w praktyce, w każdym przypadku, mamy do dyspozycji inne charakterystyki przepływowe. Konstruktor układu hydraulicznego będzie miał duże problemy by dobrać do układu właściwy regulator, mimo, że ma do wyboru duże możliwości. Pierwsze pytanie jakie należy postawić, to jaki typ regulatora wybrać, dwu czy trójdrogowy, a następnie, jaki rodzaj konstrukcji, jak regulować zaworem, itp. Konstruktor zaworu również staje przed trudnym zadaniem, jaki rodzaj dławienia wybrać [22], jaką sztywność sprężyny i ugięcie wstępne sprężyny zastosować. W jaki sposób ukształtować drogi przepływowe, by uniknąć szkodliwego działania sił hydrodynamicznych. W literaturze przedmiotu [23], [28], [29] można spotkać dużo informacji na temat budowy i działania regulatorów przepływu, natomiast brak jest informacji co do metodyki doborów zaworów i odpowiednich ich parametrów. Ta problematyka stała się inspiracją do realizacji tematu pracy.

3.2. Problematyka strat ciśnienia

Przy przepływie cieczy przez elementy hydrauliczne nieuniknione są straty ciśnienia. Występowanie tych strat w regulatorze przepływu, podobnie, jak i w innych zaworach, wiąże się z wydzielaniem ciepła, które odprowadzane jest głównie

z czynnikiem roboczym. Pomimo tego, że wzrost temperatury regulatora przepływu w zasadzie nie ma wpływu na jego działanie, straty ciśnienia przy przepływie przez zawór mogą wpłynąć na ogólny bilans energetyczny całego układu napędowego. W pracy, zagadnienie strat ciśnienia regulatora przepływu zostanie podjęte zarówno w analizie teoretycznej, jak i praktycznej. Poszukiwane będą rozwiązania, przy których, minimalizowane będą straty ciśnienia związane z przepływem czynnika roboczego przez regulator przepływu.

3.3. Modelowanie w badaniach zaworów hydraulicznych

Modelowanie należy do ważnych metod w projektowaniu i badaniu zaworów hydraulicznych [1], [3]. Wyróżnia się różne rodzaje modelowania: modelowanie matematyczne [8], fizyczne, graficzne [2], itp. Współczesne modelowanie w dużej mierze zdominowane jest przez modelowanie matematyczne i komputerowe, przy zastosowaniu głównie metod graficznych. Modelowanie matematyczne polega na sporządzeniu opisu matematycznego, który zawiera skończoną liczbę własności układu rzeczywistego istotną z punktu widzenia jego badań dynamicznych. Model matematyczny zaworów hydraulicznych zapisywany jest w postaci równań różniczkowych, zwyczajnych, cząstkowych i równań algebraicznych. Tradycyjne podejście do modelowania zaworów i układów hydraulicznych opiera się na analitycznym tworzeniu ich modeli matematycznych, a następnie ich rozwiązywaniu.

Przy budowie modelu korzysta się głównie z praw i aksjomatów fizyki, dotyczących równowagi sił, momentów, opisujących bilans sił, wydatków przepływów, stanów logicznych, wynikających z równań ciągłości i z zależności geometrycznych. W ogólnym przypadku model analityczny układu lub elementu hydraulicznego powstaje w oparciu o równania opisujące:

- wartości poszczególnych parametrów układu takich, jak: obciążenie; wielkości geometryczne itp.;
- wartości początkowe ciśnień w układzie, prędkości i położenia elementów ruchomych;
- ciśnienie cieczy roboczej w określonej objętości;
- równania ruchu;

Suma natężeń przepływu, wynika z bilansu natężeń przepływu dla danego węzła hydraulicznego i jest określana z II prawa Kirchoffa. Natomiast suma sił działających na dany element mechaniczny określana jest z II prawa Newtona.

We współczesnych badaniach dość często korzysta się z metod graficznych przy zastosowaniu programów komputerowych takich, jak: np. Simulink lub VisSim, itp. W programach tych stosuje się zapis układów hydraulicznych w postaci schematów blokowych zbudowanych na podstawie ich modeli matematycznych oraz wykorzystuje się do ich analizy metody symulacji cyfrowej.

Wykorzystanie tych programów bazuje na charakterystycznej właściwości budowy układu hydraulicznego, jaką jest to, że, z ich ogólnego układu możliwe jest wyodrębnienie podukładów zarówno pod względem strukturalnym, jak i funkcyjnym. Pod pojęciem podukładu można rozumieć poszczególne fizyczne elementy układu takie, jak: pompa, filtr, siłownik, zawory, itp. oraz całe zespoły np. zasilania układu, linię hydrauliczną, itp. Każdy z podukładów przedstawić można w postaci schematu blokowego zbudowanego w oparciu o jego model matematyczny, jak również charakterystyki przepływowe lub logiczne rzeczywistych elementów hydraulicznych.

W przypadku elementów i układów o względnie prostej strukturze, wygodnie byłoby skorzystanie z języków algorytmicznych oraz gotowych bibliotek matematycznych. Wówczas proces badawczy można w dużej mierze zautomatyzować. Badania eksperymentalne na modelu symulacyjnym są podobne do badań eksperymentalnych przeprowadzanych na obiektach rzeczywistych. Dlatego można stosować tu wszystkie znane metody teorii eksperymentu.

Analizując najnowszą literaturę przedmiotu zauważyć można, że mimo obszernych możliwości współczesnych programów komputerowych, prowadzi się badania doświadczalne [25], pozwalające na potwierdzenie analiz i wyników badań teoretycznych. W wyniku badań symulacyjnych można względnie szybko przeprowadzić eksperyment, poszukać lepszego rozwiązania, które następnie, weryfikowane jest w badaniach doświadczalnych.

Rozwój współczesnych zaworów, wynikający w głównej mierze z badań symulacyjnych i eksperymentalnych, dostrzegalny jest w nowych rozwiązaniach poprzez kompensację niekorzystnych zjawisk takich, jak: straty ciśnienia, wpływ siły hydrodynamicznej związanej z przepływem, lepszy dobór parametrów konstrukcyjnych, itd.

4. Przedmiot, cel i zakres pracy

Analiza tematu i główny cel pracy oraz cel uzupełniający

Przedmiotem pracy jest opracowanie metodyki doboru parametrów regulatorów przepływu dwu- i trójdrogowego, w zastosowaniu do określonego stałego źródła zasilania.

Celem pracy jest poszukiwanie rozwiązań pozwalających na podwyższenie dokładności regulacji z uwzględnieniem minimalizacji strat ciśnienia. Dla realizacji tego celu zostaną wykorzystane metody modelowania matematycznego i symulacji cyfrowej, analizy teoretycznej i doświadczalnej [26] pozwalające na wyznaczenie charakterystyk zaworu.

Dodatkowym celem jest analiza procesów nieustalonych w prostym układzie sterowania pracą siłownika hydraulicznego.

Analizy te miałyby prowadzić do identyfikacji charakterystycznych zmian parametrów przepływu dla uzyskania informacji o możliwych do wykorzystania fizycznych sygnałach związanych ze zmianą obciążenia biernego na czynne.

Wynikiem przeprowadzonych prac nad dodatkowym celem działań w ramach rozprawy okazała się propozycja geometrii regulatora cztero-drogowego wykorzystującego do sterowania charakterystyczne zmiany ciśnienia w instalacji. Wyniki będą podstawą do wyznaczenia charakterystyk i wytycznych do nowo projektowanych dwu- i trój-drogowych oraz cztero-drogowego regulatora przepływu. W dobie dominacji układów sterowanych elektronicznie, podjęto próbę znalezienia rozwiązania w pełni mechanicznego, realizującego dość skomplikowane zadanie regulacyjne.

Tezy pracy:

Poprzez odpowiedni dobór parametrów zaworu takich, jak dysze dławiące, sztywność i napięcie wstępne, można uzyskać regulowaną prędkość przepływu przy obniżonej wartości strat ciśnienia.

Poprzez poszukiwanie innych rozwiązań konstrukcyjnych zaworów podobnego typu, pozwoliliby spełnić dodatkowe warunki ich wykorzystania, na przykład w sytuacji zmiany obciążenia siłownika z obciążenia typu biernego na obciążenie typu aktywnego.

W zakres pracy wchodzi zbudowanie modelu matematycznego oraz przeprowadzenie badań doświadczalnych metodami symulacji komputerowej. Równoległe z badaniami symulacyjnymi prowadzone będą badania doświadczalne na zbudowanym do tego celu stanowisku badawczym co pozwoli na weryfikację założeń przyjętych w badaniach teoretycznych oraz na wyznaczenie charakterystyk rzeczywistego układu regulacji.

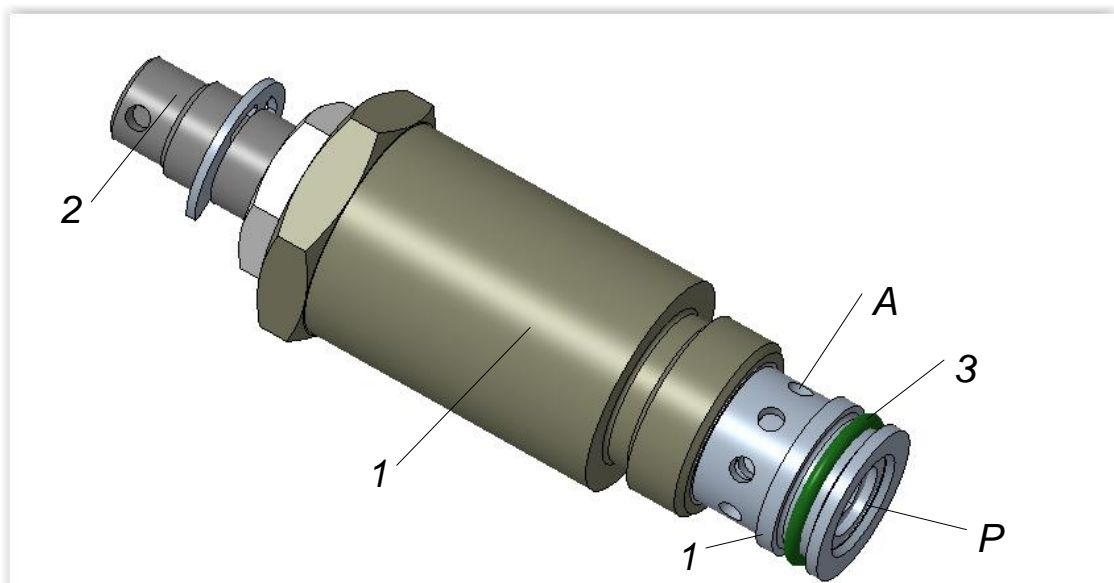
Badania teoretyczne zostaną ukierunkowane na zbadanie wpływu parametrów konstrukcyjnych i na dokładność regulacji dla różnych wartości parametrów eksploatacyjnych. Uzyskane wyniki badań teoretycznych i doświadczalnych, będą podstawą do wyznaczenia charakterystyk i wytycznych dla projektowania dwu- i trójdrogowych regulatorów przepływu.

Oddzielne badania procesów nieustalonych występujących w instalacji hydraulicznej siłownika pozwoliłoby na uzyskanie dodatkowych informacji o możliwościach wykorzystania ich do sterowania zaworu.

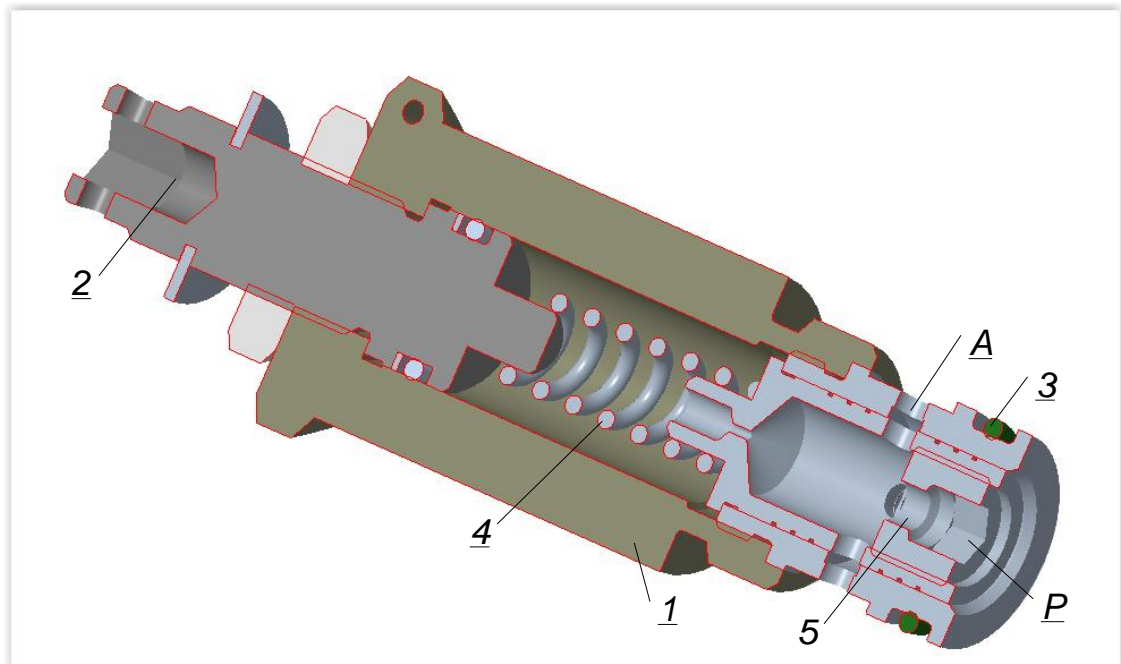
5. Modele matematyczne regulatorów przepływu

5.1. Obiekt badań

Obiektem badań przyjętym do analizy są regulatory: przepływu dwudrogowy i trójdrogowy. Oba o konstrukcji przeznaczonej do montażu naboju o wielkości nominalnej DN6. Model 3D zaworu dwudrogowego przedstawiono na rys. 21 oraz w przekroju na rys. 22. Do przyłącza P doprowadzone jest zasilanie, natomiast wyjście zaworu, stanowi przyłącze A. Ciecz przepływająca przez dyszę 5 wytwarza różnicę ciśnień na tłoczku, w zależności od prędkości przepływu. Siła sprężyny oraz ich różnica ciśnień na tłoczku powoduje ustalenie jego położenie i wielkość otwarcia kanału A. Dobierając odpowiednią wartość siły sprężyny i średnicę dyszy dławiącej można uzyskać zadaną wartość przepływu pod warunkiem, że źródło zasilnia, dysponuje odpowiednio dużym wydatkiem. Nadmiar cieczy odprowadzany jest przez zawór przelewowy do zbiornika.

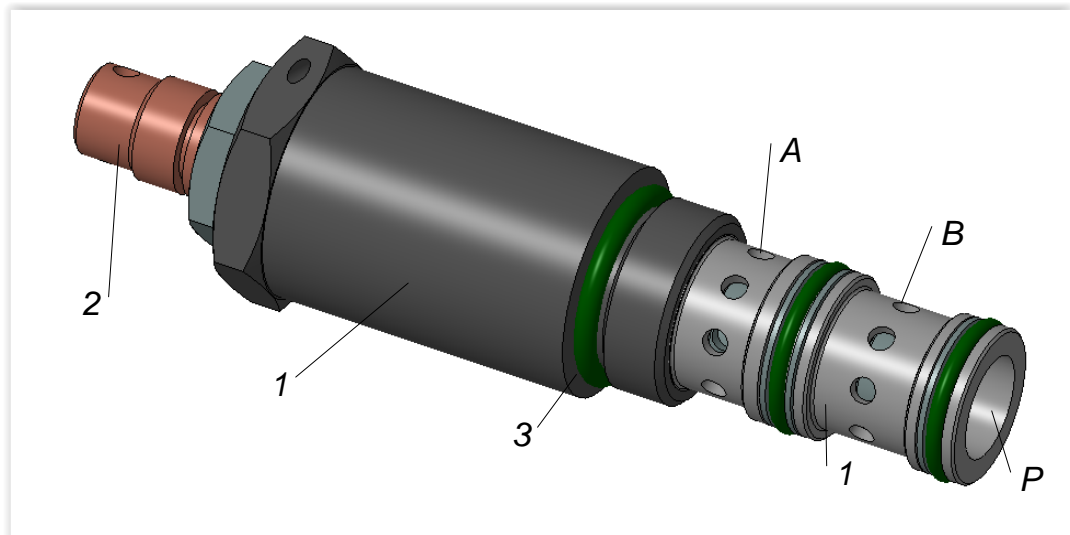


Rys. 21. Widok dwudrogowego regulatora przepływu w wersji nabojujowej:
1 – korpus, 2 – nastawnik, 3 – uszczelnienie,
P – przyłącze zasilania, A – wyjście regulatora

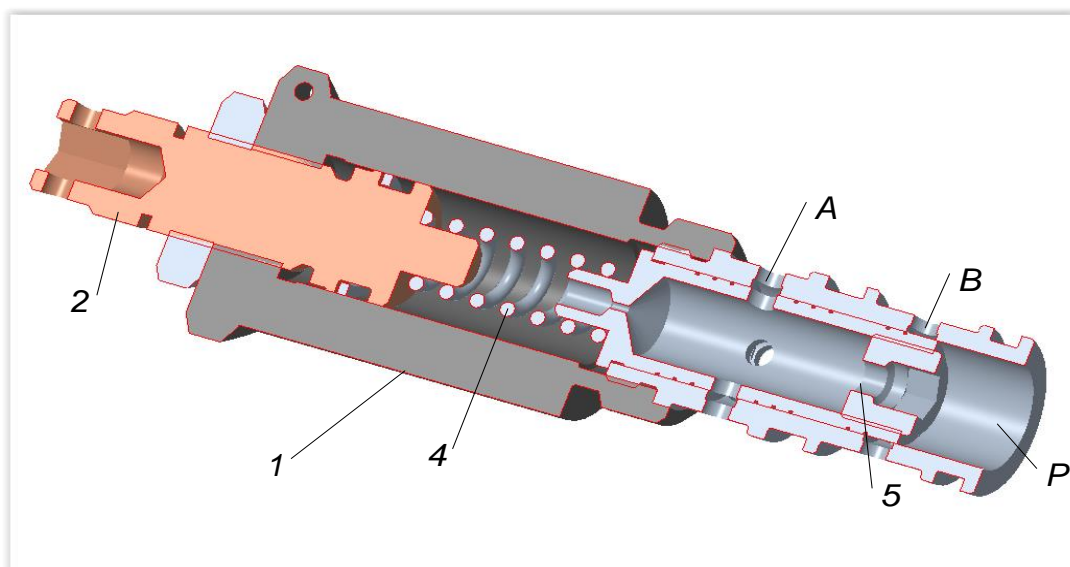


Rys. 22. Widok dwudrogowego regulatora przepływu w przekroju:
 1 – korpus, 2 – nastawnik, 3- sprężyna, 4 – sprężyna,
 P – przyłącze zasilania, A – wyjście regulatora

Model zaworu trójdrogowego przedstawiono na rys. 23 oraz w przekroju na rys. 24. Do przyłącza P doprowadzone jest zasilanie, natomiast wyjście zaworu stanowi przyłącze A. Do przyłącza B kierowany jest nadmiar cieczy. Podobnie, jak w zaworze dwudrogowym, ciecz przepływająca przez dyszę 5, wytwarza różnicę ciśnień na tłoczku w zależności od prędkości przepływu. Siła sprężyny oraz różnica ciśnień na tłoczku powoduje ustalenie jego położenia. W tym przypadku istotne znaczenia ma wielkość otwarcia kanału B, którego szczelina ma inny przekrój i jest znacznie większa w funkcji otwarcia niż, przekrój szczeliny prowadzący do kanału A. Dobierając odpowiednią wartość siły sprężyny i średnicę dyszy dławiącej, można uzyskać zadaną wartość przepływu pod warunkiem, że źródło zasilania dysponuje odpowiednio dużym wydatkiem. Nadmiar cieczy odprowadzany jest do kanału B. Mimo dużego podobieństwa geometrycznego charakterystyki przepływowe, mogą się znacznie różnić, w zależności od warunków pracy.



Rys. 23. Widok trójdrogowego regulatora przepływu w wersji nabojewej:
 1 – korpus, 2 – nastawnik, 3 – uszczelnienie, P – przyłącze zasilania,
 A – wyjście regulatora, B – kanał nadmiaru wydatku



Rys. 24. Widok trójdrogowego regulatora przepływu w przekroju:
 1 – korpus, 2 – nastawnik, 4 – sprężyna, P – przyłącze zasilania,
 A – wyjście regulatora, B – kanał nadmiaru wydatku

5.2. Założenia

Przy modelowaniu układu hydraulicznego jest bardzo trudne uwzględnienie wszystkich parametrów, zjawisk i zależności występujących w układzie. Dlatego w praktyce, konieczne jest ograniczenie się do budowy modelu dla ograniczonej liczby parametrów. Wiąże się to z przyjęciem koniecznych założeń upraszczających i ukierunkowanie badań modelowych na obserwację wybranych zjawisk lub parametrów.

W obecnie stosowanych rozwiązaniach konstrukcyjnych zaworów, dopracowano się metod eliminacji wpływu takich niekorzystnych czynników, jak: siły poprzeczne oraz siły tarcia suchego. Stąd też zjawiska te pominięto przy budowie modelu matematycznego przyjmując, że ich wpływ zostanie wyeliminowany w procesie kształtowania konstrukcji zaworu.

Mając na uwadze cel pracy, którym jest zbudowanie modelu zaworu o zadanych cechach, pominięto także szereg istotnych, z innych powodów zjawisk, takich, jak: zjawiska termodynamiczne, cechy materiałowe itp. Właściwości te wprawdzie wpływają na warunki eksploatacyjne lecz nie są przedmiotem pracy i nie będą szczegółowo analizowane.

Do budowy modelu matematycznego przyjęto następujące założenia upraszczające:

- układ znajduje się w warunkach równowagi termicznej;
- w układzie nie występują przecieki zewnętrzne;
- pomija się opory przepływu cieczy w kanałach zaworów i przewodach układu;
- poszczególne odcinki linii hydraulicznych charakteryzuje stały zastępczy moduł sprężystości objętościowej;
- sprężyny zaworów posiadają charakterystyki liniowe;
- pominięto odkształcalność korpusów;
- pominięto pulsację pompy;
- pominięto występowanie zjawisk falowych.

Przyjęto model cieczy o parametrach skupionych i rozdzielono ciecz do charakterystycznych objętości w układzie.

W budowie modelu uwzględniono następujące elementy nieliniowe:

- charakterystyka zaworu przelewowego;
- przepływ przez elementy dławiące dzielnika przepływu regulatora;
- siła hydrodynamiczna działająca na suwak dzielnika przepływu regulatora.

Przy tych założeniach równania opisujące układ to:

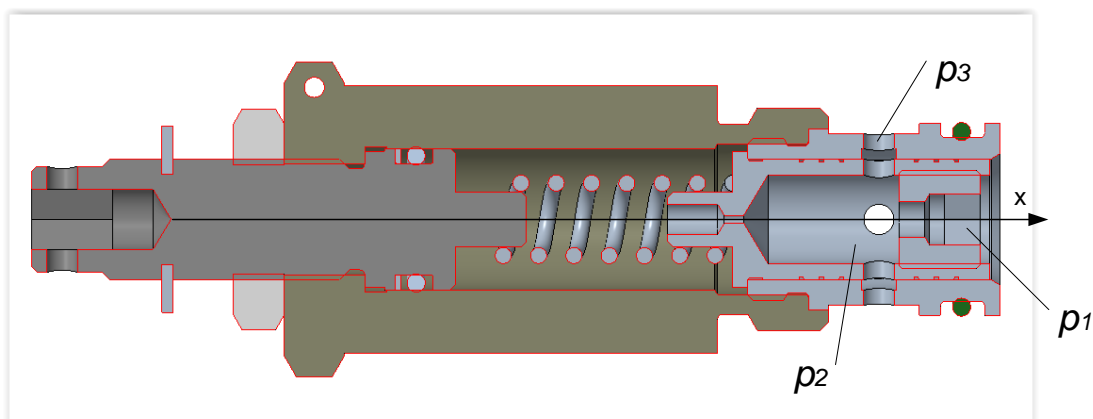
- równania różniczkowe bilansu przepływu cieczy w liniach hydraulicznych;
- równania przepływu;
- sygnały sterujące i wymuszenia.

5.3. Równania matematyczne opisujące regulator

Do realizacji przyjętego celu pracy konieczne jest przeprowadzenie analizy teoretycznej. Analiza ta prowadzona jest w oparciu o zbudowany model matematyczny zaworu. Korzystając z bogatej literatury z zakresu badań teoretyczno – doświadczalnych elementów i układów hydraulicznych [6], [11], [12], [20], przy budowie modelu matematycznego, możliwe było przyjęcie szeregu założeń upraszczających. W pracach tych ujęte zostały niektóre zagadnienia dotyczące istotności wpływu zjawisk fizycznych na adekwatność przyjętego modelu matematycznego. W oparciu o prace z tego zakresu przyjąć można, że do opisu pracy zaworu i układu hydraulicznego zastosujemy wystarczającą dokładność, uzyskując, model o parametrach skupionych, który tworzy układ równań różniczkowych, zwyczajnych, algebraicznych liniowych i nieliniowych.

5.3.1. Regulator przepływu dwudrogowy

Na suwak zaworu (rys. 25) działają siły pochodzące od ciśnień p_1 i p_2 , siły sprężyny oraz reakcja hydrodynamiczna. Na skutek przepływu cieczy o objętościowym natężeniu przepływu Q_1 powstaje różnica ciśnień pomiędzy p_1 i p_2 . Na wyjściu zaworu występuje ciśnienie p_3 , wynikające z obciążenia układu.



Rys. 25. Dwudrogowy regulator przepływu: p_1 – ciśnienie na wejściu do zaworu, p_2 – ciśnienie za dyszą dławiącą, p_3 – ciśnienie na wyjściu zaworu

Objętościowe natężenie przepływu przez dyszę dławiącą

Objętościowe natężenie przepływu przez zawór opisuje to równanie:

$$Q_1 = \mu_{kryzy} S_{kryzy} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (9)$$

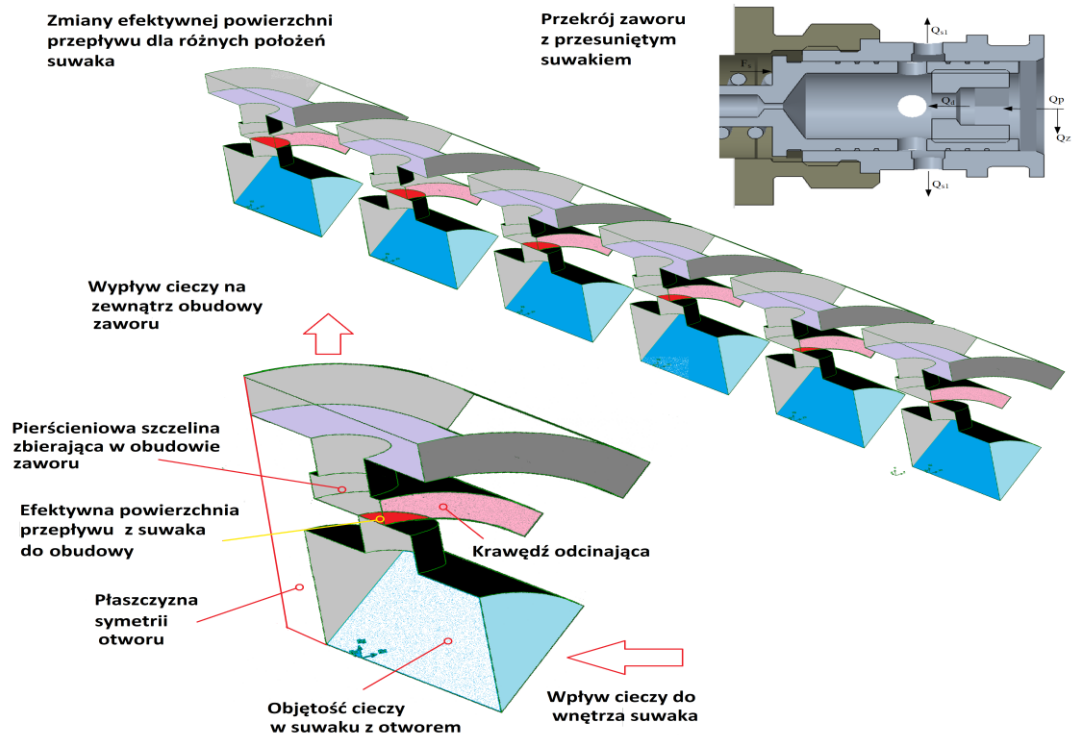
gdzie: μ_{kryzy} - współczynnik wypływu, S_{kryzy} - pole przekroju dyszy dławiącej, p_1 - ciśnienie zasilania, p_2 - ciśnienie za dyszą, ρ - gęstość cieczy.

Objętościowe natężenie przepływu przez szczelinę dławiącą zaworu

Objętościowe natężenie przepływu przez szczelinę dławiącą zaworu wyraża się równaniem:

$$Q_{1s} = \mu_{szczeliny} S_{szczeliny} \sqrt{\frac{2(p_2 - p_3)}{\rho}} \quad (10)$$

gdzie: $\mu_{szczeliny}$ - współczynnik wypływu, $S_{szczeliny}$ - pole przekroju szczelin dławiących,
 p_3 - na wyjściu zaworu, p_2 - ciśnienie za dyszą.



Rys 25a. Dwudrogowy regulator przepływu: wizualizacje zmian efektywnej powierzchni przepływu szczeliny dławiącej.

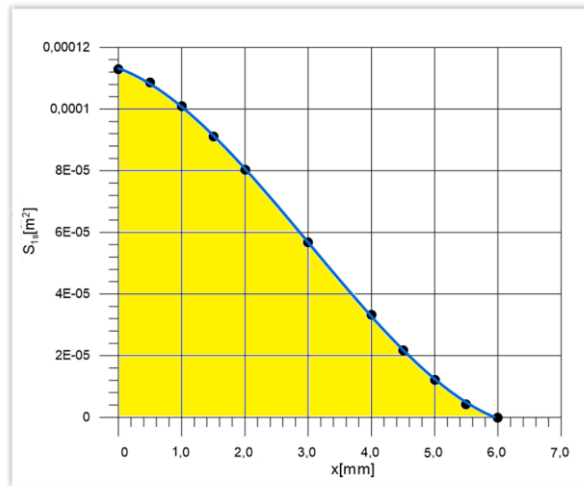
Kolorem czerwonym pokazano kształt i wielość połowy efektywnej powierzchni pojedynczej szczeliny dla różnych położeń suwaka z cylindrycznym otworem względem nieruchomej krawędzi płaskiej krawędzi wytoczonej we wnętrzu obudowy.

Szczelina zaworu

Szczelina $S_{\text{szczeliny}}$ wypływowa zaworu, powstaje na skutek odsłaniania czterech promieniowych otworów. Jej przekrój jest nieliniową funkcją przemieszczenia suwaka, co pokazano na rys. 26. Zależność przekroju dla czterech odsłanianych otworów w funkcji przemieszczenia aproksymowano krzywą trzeciego stopnia:

$$S_{\text{szczeliny}} = b_3 x^3 + b_2 x^2 + b_1 x + b_0, \quad (11)$$

gdzie: $b_0=0.0001132$, $b_1=-0.0073939$, $b_2=-5.6977051$, $b_3=629.14621$,



Rys. 26. Zamiana pola przekroju szczeliny przepływowej $S_{\text{szczeliny}}$ w funkcji skoku suwaka

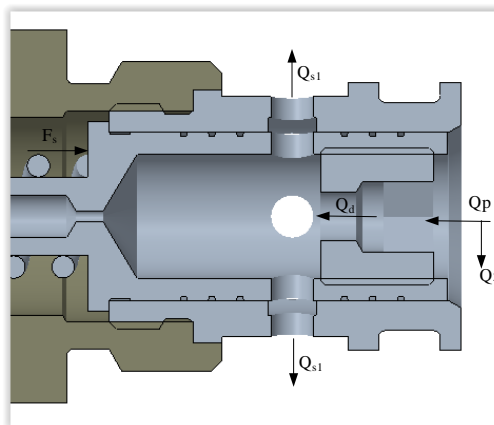
Ciśnienie zasilania

Ciśnienia można wyznaczyć z równania bilansu przepływu uwzględniając ściśliwość cieczy. Strumienie cieczy w linii zasilania pokazano na rys. 27.

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{B_z}{V_1} (Q_p - Q_{s1} - Q_z) \quad (12)$$

Gdzie: B_z – zastępczy moduł sprężystości dla linii zasilania, V_1 - objętość linii zasilania, Q_z – przepływ przez zawór przelewowy

$Q_d = Q_p - Q_z$ - przepływ przez kryzę



Rys. 27. Schemat przepływów przez zawór

Ciśnienie kaskadowe

Ciśnienie pomiędzy dyszą dławiącą, a szczeliną zaworu tworzy kaskadę. Przy założeniu ciągłości przepływu i uwzględnieniu, że jest znikoma wartość

ściśliwości cieczy, ze względu na małą objętość komory za dyszą, stąd można przyjąć $Q_1=Q_{1s}$, i wyznaczyć wartość p_2 : ze wzoru:

$$p_2 = \frac{A_1 p_1 + A_2 p_3}{A_1 + A_2}, \quad (13)$$

gdzie:

$$A_1 = S_{kryzy}^2 \mu_{kryzy}^2, \quad (14)$$

$$A_2 = S_{szczeliny}^2 \mu_{szczeliny}^2, \quad (15)$$

Zawór przelewowy

Dla poprawnej pracy regulatora przepływu niezbędnym jest zastosowanie zaworu przelewowego, który będzie odprowadzał nadmiar objętościowego natężenia przepływu dostarczanego do zaworu.

Charakterystykę zaworu opisano równaniem dla zakresu jego nominalnej pracy:

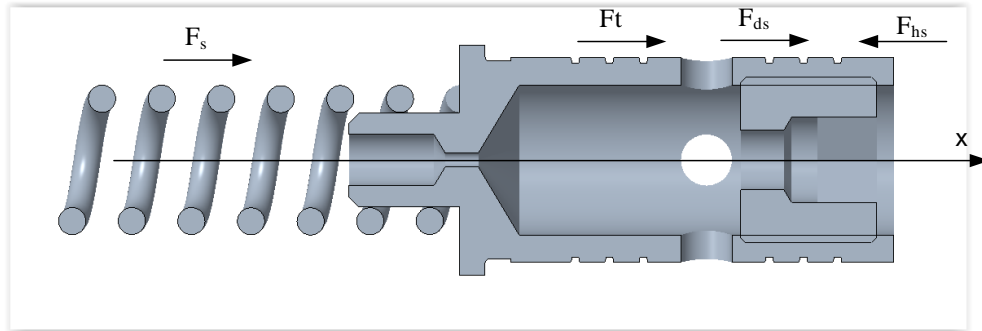
$$Q_z = \frac{(p_1 - p_{z1}) Q_{nz}}{\Delta p_z} \quad (1)$$

gdzie:

p_{z1} – ciśnienie w linii zlewowej, Q_{nz} – nominalny przepływ zaworu, Δp_z – wartość przeregulowania zaworu przy nominalnym przepływie przez zawór.

Suwak zaworu

Siły działające na suwak zaworu pokazano na rys. 28. Na suwak zaworu o masie m_s działa siła hydrostatyczna F_{hs} siła hydrodynamiczna F_{hd} , siła sprężyny F_s oraz tarcia lepkiego pomiędzy suwakiem a tuleją zaworu F_t .



Rys. 28. Siły działające na suwak zaworu

Siły działające na suwak zaworu to:

siła bezwładności

$$F_s = m_s \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad (2)$$

siła tarcia lepkiego F_t

$$F_t = f_s \frac{dx}{dt}, \quad (3)$$

siła sprężyn

$$F_{s2} = K_s (x_s + x_w), \quad (4)$$

gdzie x_s - ugięcie sprężyny

x_w - ugięcie wstępne

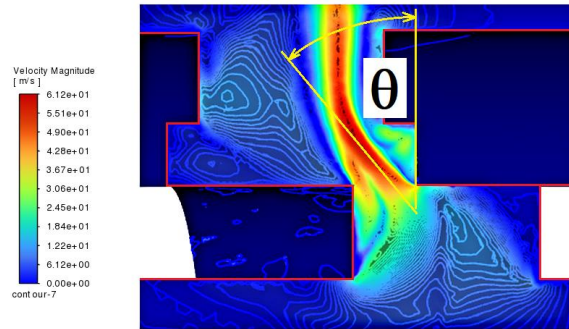
siła hydrostatyczna ciśnienia

$$F_{hs} = F_{hs1} - F_{hs2} = S(p_1 - p_d), \quad (5)$$

siła hydrodynamiczne Q_{s2}

$$F_{hs} = \rho Q_{s1} (v_2 \cos \theta - v_1), \quad (6)$$

gdzie: v_1 , v_2 odpowiednio prędkość cieczy na wlocie i wylocie, θ - kąt wylotu strugi.



Rys. 28a. Definicja kąta odchylenia strumienia cieczy θ

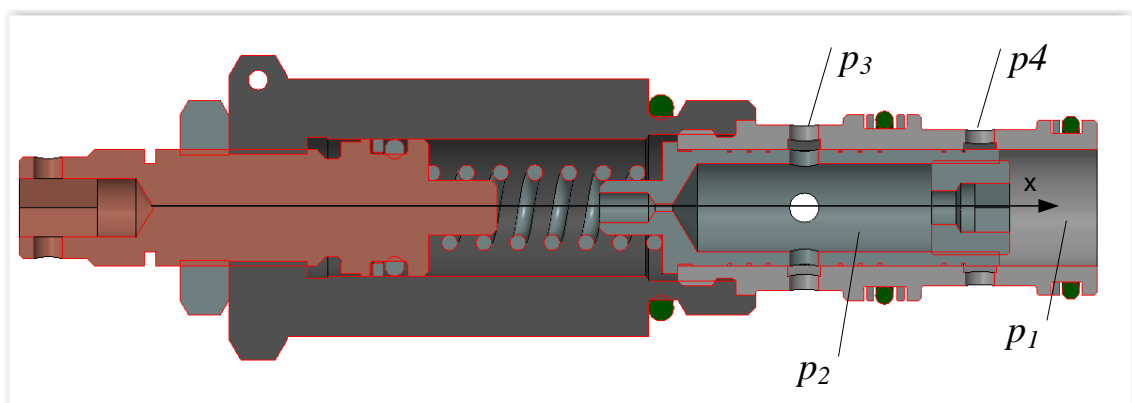
Uwzględniając powyższe równania równanie ruchu suwaka przy przyjętych założeniach przyjmie postać:

$$m_s \frac{d^2x}{dt^2} + f_s \frac{dx}{dt} + 2K_s x = F_{hs} - F_{hd}, \quad (7)$$

gdzie: x - przemieszczenie suwaka, m_s - masa suwaka, f_s - współczynnik oporów ruchu, K_s - współczynnik sztywności sprężyny, S - czynna powierzchnia suwaka.

5.3.2. Regulator przepływu - trójdrogowy

Na suwak zaworu (rys. 29) działają siły pochodzące od ciśnień p_1 i p_2 , siły sprężyny oraz reakcja hydrodynamiczna. Na skutek przepływu cieczy o objętościowym natężeniu przepływu Q_1 powstaje różnica ciśnień pomiędzy p_1 i p_2 . Na wyjściu zaworu występuje ciśnienie p_3 , wynikające z obciążenia układu.



Rys. 29. Trójdrogowy regulator przepływu: p_1 - ciśnienie na wejściu do zaworu, p_2 - ciśnienie za dyszą dławiącą, p_3 - ciśnienie na wyjściu zaworu, p_4 - ciśnienie drogi upustowej

Objętościowe natężenie przepływu przez dyszę dławiącą

Objętościowe natężenie przepływu przez zawór opisuje to równanie:

$$Q_1 = \mu_{kryzy} S_{kryzy} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (15)$$

gdzie: μ_{kryzy} - współczynnik wypływu, S_{kryzy} - pole przekroju dyszy dławiącej, p_1 - ciśnienie zasilania, p_2 - ciśnienie za dyszą, ρ - gęstość cieczy.

Objętościowe natężenie przepływu przez szczelinę dławiącą zaworu

Objętościowe natężenie przepływu przez szczelinę dławiącą zaworu wyraża się równaniem:

$$Q_{1s} = \mu_{szczeliny} S_{szczeliny} \sqrt{\frac{2(p_2 - p_3)}{\rho}} \quad (16)$$

gdzie: $\mu_{szczeliny}$ - współczynnik wypływu, $S_{szczeliny}$ - pole przekroju szczelin dławiących, p_3 - na wyjściu zaworu, p_2 - ciśnienie za dyszą.

Szczelina zaworu

Szczelina $S_{szczeliny}$ wypływowa zaworu, powstaje na skutek odsłaniania czterech promieniowych otworów. Jej przekrój jest nieliniową funkcją przemieszczenia suwaka, co pokazano na rys. 26. Zależność przekroju dla czterech odsłanianych otworów w funkcji przemieszczenia aproksymowano krzywą trzeciego stopnia:

$$S_{szczeliny} = b_3 x^3 + b_2 x^2 + b_1 x + b_0, \quad (17)$$

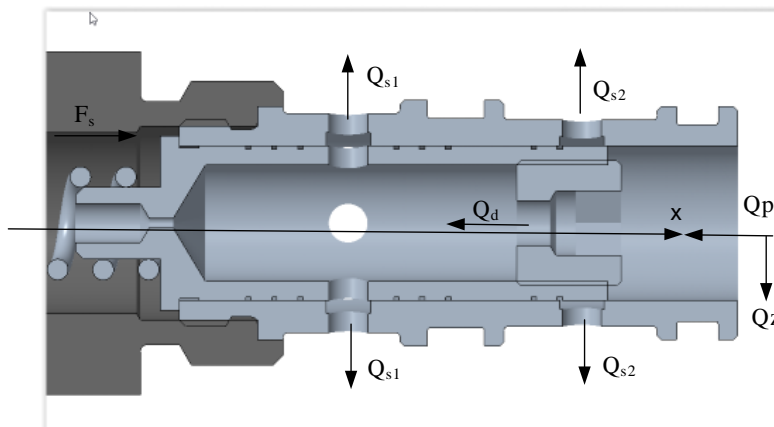
gdzie: $b_0=0.0001132$, $b_1=-0.0073939$, $b_2=-5.6977051$, $b_3=629.14621$,

Ciśnienie zasilania

Ciśnienia można wyznaczyć z równania bilansu przepływu uwzględniając ściśliwość cieczy. Strumienie cieczy w linii zasilania pokazano na rys. 30.

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{B_z}{V_1} (Q_p - Q_{s1} - Q_{s2} - Q_z) \quad (8)$$

gdzie: B_z – zastępczy moduł sprężystości dla linii zasilania, V_1 – objętość linii zasilania, Q_z – przepływ przez zawór przelewowy nastawa wyższa od p_3 .



Rys. 30. Schemat przepływów przez zawór

Ciśnienie kaskadowe

Ciśnienie pomiędzy dyszą dławiącą, a szczeliną zaworu tworzy kaskadę. Przy założeniu ciągłości przepływu i uwzględnieniu, że jest znikoma wartość ściśliwości cieczy, ze względu na małą objętość komory za dyszą, stąd można przyjąć $Q_1 = Q_{1s}$, i wyznaczyć wartość p_2 ze wzoru:

$$p_2 = \frac{A_1 p_1 + A_2 p_3}{A_1 + A_2}, \quad (19)$$

gdzie:

$$A_1 = S_{kryzy}^2 \mu_{kryzy}^2, \quad (20)$$

$$A_2 = S_{szczeliny}^2 \mu_{szczeliny}^2, \quad (21)$$

Zawór przelewowy

W przypadku regulatora trójdrogowego, dla poprawnej pracy regulatora przepływu, zawór przelewowy, jako dodatkowy element układu, jak w przypadku regulatora

dwudrogowego, nie jest potrzebny. Natomiast zawór przelewowy, jest niezbędny, w każdym układzie, jako funkcja bezpieczeństwa. W modelu, dla trójdrogowego regulatora, podobnie, jak poprzednio, skorzystano z charakterystyki zaworu, opisanej równaniem dla zakresu jego nominalnej pracy:

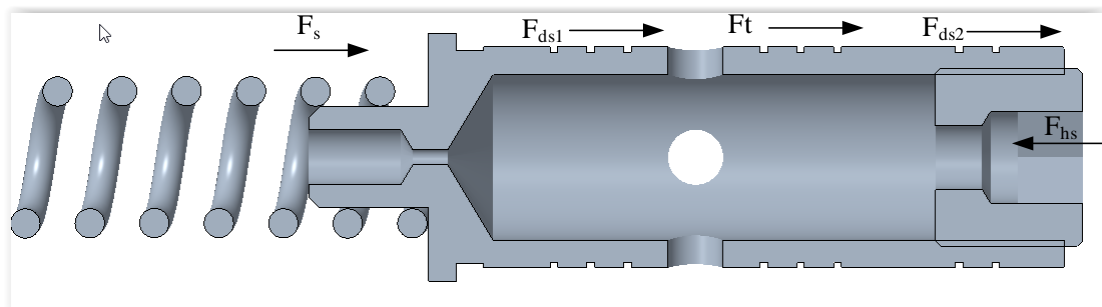
$$Q_z = \frac{(p_1 - p_{zl})Q_{nz}}{\Delta p_z} \quad (22)$$

gdzie:

p_{zl} – ciśnienie w linii zlewowej, Q_{nz} – nominalny przepływ zaworu, Δp_z – wartość przeregulowania zaworu przy nominalnym przepływie przez zawór.

Suwak zaworu regulatora trójdrogowego

Siły działające na suwak zaworu pokazano na rys. 31. Na suwak zaworu o masie m_s działa siła hydrostatyczna F_{hs} , siła hydrodynamiczna F_{hd} , siła sprężyny F_s oraz siła tarcia lepkiego pomiędzy suwakiem a tuleją zaworu F_t .



Rys. 31. Siły działające na suwak zaworu

Siły działające na suwak zaworu to, siła bezwładności, siła tarcia lepkiego, siła sprężyny – podobnie, jak dla zaworu dwudrogowego. Natomiast siły hydrodynamiczne, które będą działać na suwak, powstają na skutek oddziaływania strugu Q_{s1} i Q_{s2} co można zapisać równaniami:

siła hydrodynamiczne Q_{s2}

$$F_{hds1} = \rho Q_{s1} (v_{s12} \cos \theta - v_{s11}), \quad (23)$$

$$F_{hds2} = \rho Q_{s2} (v_{s22} \cos \theta - v_{s21}), \quad (24)$$

Uwzględniając powyższe równania równanie ruchu suwaka przy przyjętych założeniach przyjmie postać:

$$m_s \frac{d^2x}{dt^2} + f_s \frac{dx}{dt} + 2K_s x = F_{hs} - F_{hds1} - F_{hds2}, (9)$$

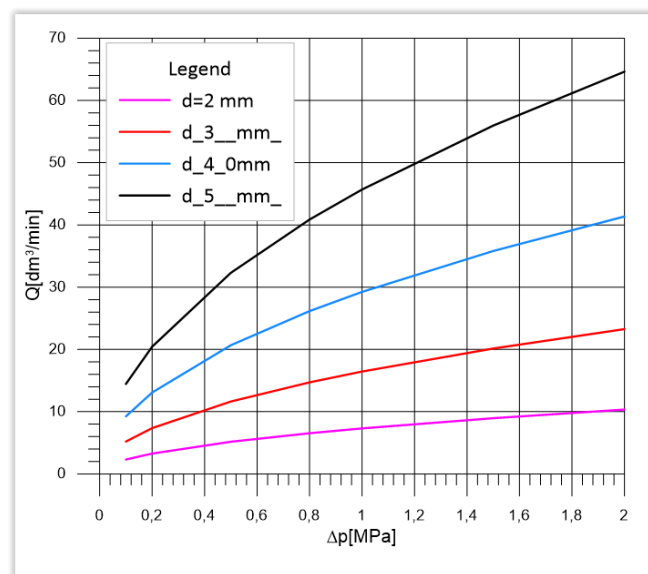
gdzie: x - przemieszczenie suwaka, m_s - masa suwaka, f_s - współczynnik oporów ruchu, K_s - współczynnik sztywności sprężyny, S - czynna powierzchnia suwaka.

6. Dysze dławiące

Dysze dławiące najczęściej wykonuje się ze stopu (brązu, mosiądzu), a przy większych średnicach mogą być wykonane ze stali i wkręca się je w miejsce, w którym jest potrzeba uzyskanie stałego małego przekroju, by uzyskać odpowiednie dławienie przepływu. Najkorzystniej jest stosować dysze, które zapewniają przepływ turbulentny, wówczas przepływ, nie zależy od lepkości cieczy. Mając na uwadze regulatory przepływu dla zaworu o wielkości DN6 najbardziej będą przydatne w zakresie średnic od 2 do 5 mm. Zakres przepływu, w zależności od straty ciśnienia, pokazano w tabeli.1. i na rys. 32. Stosowanie zbyt małych średnic dysz wiązać się będzie ze zwiększonymi stratami ciśnienia.

Tabela 1. Zależność objętościowego przepływu dla różnych średnic dysz w funkcji różnicy ciśnień

	d=2 [mm]	d=3 [mm]	d=4 [mm]	d=5 [mm]
dp[MPa]	Q[dm ³ /min]	Q[dm ³ /min]	Q[dm ³ /min]	Q[dm ³ /min]
0,1	2,31	5,20	9,25	14,45
0,2	3,27	7,36	13,08	20,43
0,5	5,17	11,63	20,68	32,31
0,8	6,54	14,71	26,16	40,87
1	7,31	16,45	29,24	45,69
1,5	8,95	20,15	35,82	55,96
2	10,34	23,26	41,36	64,62



Rys. 32. Objętościowe natężenie przepływu przez różne średnice dysz dławiących w funkcji różnicy ciśnienia

7. Zawór dwudrogowy

7.1. Charakterystyki dynamiczne, przebiegi czasowe

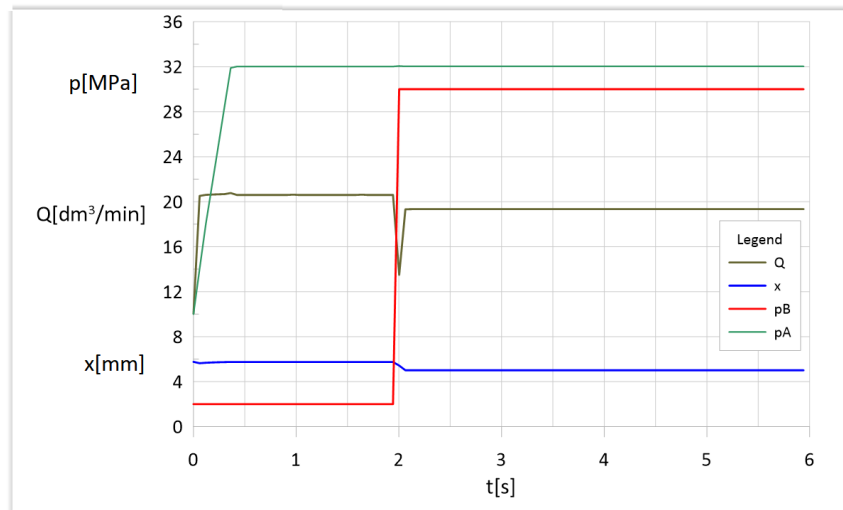
Korzystając z przedstawionego układu równań, można wyznaczyć przebiegi czasowe dla różnych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych. Aby rozwiązać układy tych równań skorzystano z biblioteki matematycznej rozwiązywania równań różniczkowych i własnego programu napisanego w języku programowania Delphi 7,0. Natomiast do wykreślenia charakterystyk wykorzystano program Grapher firmy Golden Soft.

Dla uzyskania prawidłowych wyników, niezbędne jest przyjęcie danych konstrukcyjnych zaworu oraz parametrów regulacyjnych takich, jak: m.in. średnica dyszy, sztywność i ugięcie wstępne sprężyny.

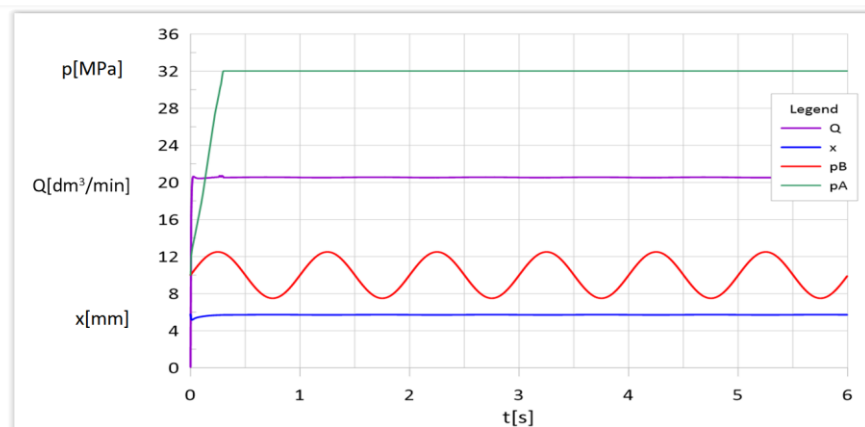
Tabela 2. Dane regulatora przepływu do wyznaczenia charakterystyk statycznych

$m_s = 0,014 [kg]$	$d_s = 12 [mm]$
$d_d = 2,3,4,5 [mm]$	$\mu_{kryzy} = 0,8$
$d_{sz} = 6 [mm]$	$\mu_{szczeliny} = 0,7$
$c_s = 5,10,20,30 [\frac{N}{mm}]$	$x_{cs} = 0,5 > 5 [mm]$
$B = 1000 [MPa]$	$\rho = 850 [\frac{kg}{m^3}]$
$Q_p = 0,75 [\frac{dm^3}{s}]$	$f_s = 1 [\frac{kNs}{m}]$

Po wprowadzeniu danych do programu symulacyjnego wygenerowano przebiegi czasowe. Na rys. 33 pokazano przebiegi czasowe przemieszczenia suwaka, objętościowego natężenia przepływu oraz ciśnienia przed i za zaworem. Początkowe obciążenie ciśnieniem na wyjściu zaworu wynosiło 2 MPa, i po ok 2 s. skokowo zwiększono to ciśnienie do 30 MPa. Jak wynika z rys. 33. po chwilowym spadku przepływu, na skutek ściśliwości cieczy, układ wraca do stanu równowagi. Wartość objętościowego natężania przepływu jest stała i jest nieco mniejsza niż dla ciśnienia 2 MPa. Na rys. 34. pokazano przebiegi przy sinusoidalnej zmianie ciśnienia na wyjściu zaworu o amplitudzie 2,5 MPa, dla danych zaworu: dysza $d=3$ mm, ugięcie wstępne $x_c=1$ mm, sztywność sprężyny $c=30$ N/mm. Również w tym przypadku utrzymała się stała wartość objętościowego natężenia przepływu.

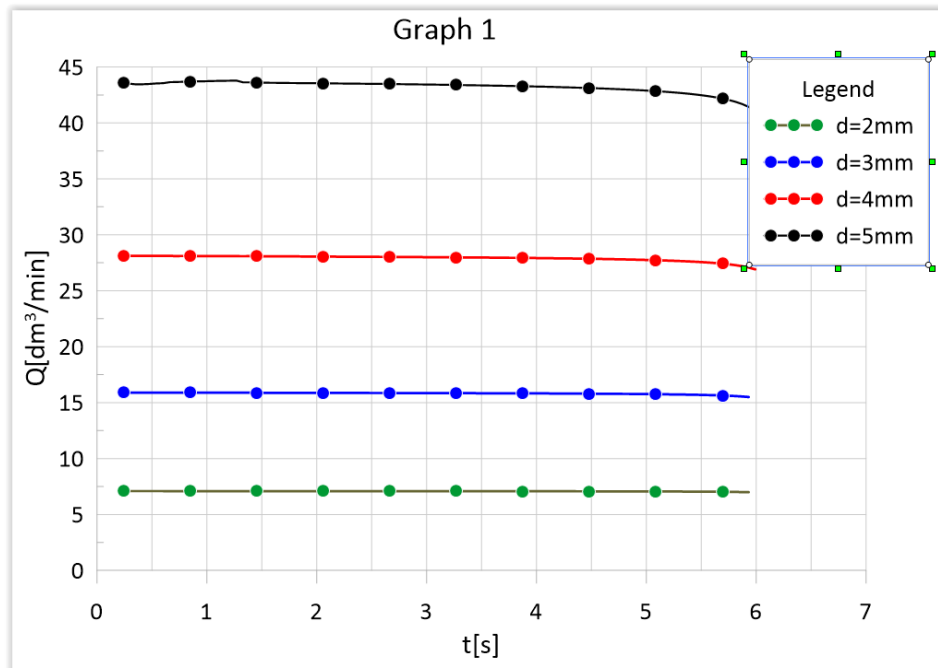


Rys. 33. Przebiegi parametrów zaworu w funkcji czasu przy skokowej zmianie obciążenia zaworu dla dyszy $d=3$ mm, ugięcie wstępne $x_c=1$ mm, sztywność sprężyny $c=30$ N/mm



Rys. 34. Przebiegi parametrów zaworu w funkcji czasu przy sinusoidalnej zmianie ciśnienia na wyjściu zaworu o amplitudzie 2,5 MPa, dla danych zaworu: dysza $d=3$ mm, ugięcie wstępne $x_c=1$ mm, sztywność sprężyny $c=30$ N/mm.

Na rys. 35. pokazano przebiegi czasowe przy narastającym ciśnieniu, na wyjściu zaworu, od wartości 2 MPa do wartości 30 MPa, dla różnych wartości średnic dysz dławiących. Jak wynika z rys. 35. zmiana obciążenia w niewielkim stopniu, wpływa na zmianę wartość objętościowego natężenia przepływu.



Rys. 35. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji czasu dla ciśnienia na wyjściu zaworu w zakresie 2 do 30 MPa, dla różnych średnic dyszy dławiącej, przy $c=30\text{N/mm}$ i ugięciu wstępnym 1 mm

Przebadano zakres sztywności sprężyn od 5 N/mm do 30 N/mm oraz ugięć sprężyny od 0,5 do 10 mm i dysz dławiących od 2 do 5 mm. Dla innych wartości tych parametrów stwierdzono, że nie mają one większego wpływu, na parametry zaworu dwudrogowego. Uzyskane przebiegi mają charakter ustabilizowanych wykresów. Ustalone wartości przebiegów czasowych wykorzystano do wykonania charakterystyk statycznych.

7.2. Charakterystyki statyczne

7.2.1. Wstępny dobór dyszy dławiącej

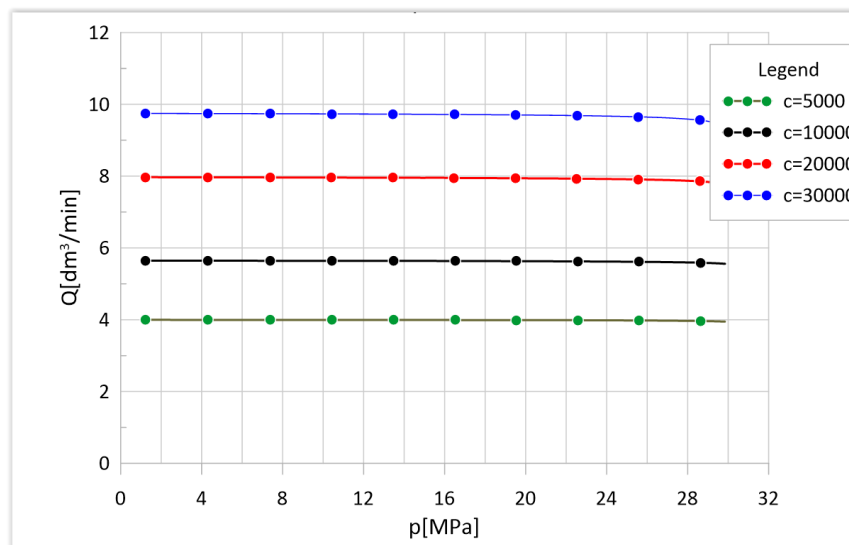
Jednym z kluczowych elementów regulatorów przepływu jest dysza dławiąca. Przepływ przez dyszę powoduje różnicę ciśnień, która jest wykorzystywana do sterowania szczelinami zaworu. Różnica ta, jest stratą ciśnienia, a zarazem stratą energii, która zamieniana jest na ciepło. Stąd dąży się do poszukiwania takich rozwiązań, by te straty zminimalizować. Aby te straty zminimalizować do danego zakresu przepływu stosuje się dysze o odpowiednio dobranej średnicy. Biorąc pod uwagę wielkość nominalną zaworu DN6, zakres stosowanych przepływów,

jest zwykle do $25 \text{ dm}^3/\text{min}$. Dla tego zakresu zostanie przedstawiona analiza z uwzględnieniem, iż na wejściu do układu, zawór przelewowy ustawiony jest na ciśnienie otwarcia 32 MPa . Dla tego zakresu ciśnień i przepływu zostaną zbadane dysze dławiące z szeregu wielkości od 2 do 5 mm . W tabeli 5.1. i na wykresie rys. 32. dla zakresu różnicy ciśnień do 2 MPa , pokazano, jakie wartości przepływu są realizowane. Przyjmując, dla dyszy dławiącej $d=2 \text{ mm}$, strata ciśnienia wyniesie $0,1 \text{ MPa}$, objętościowe natężenie przepływu będzie zaledwie $2,31 \text{ dm}^3/\text{min}$. Z kolei dla dyszy dławiącej 5 mm , dla tej samej różnicy ciśnień, uzyskamy przepływ $14,4 \text{ dm}^3/\text{min}$, a więc ponad 5 razy większy. Stąd już na etapie projektowania i doboru parametrów zaworu niezbędnym jest branie pod uwagę zakres przepływu i akceptowalnej wartości strat ciśnienia. Przyjmując zakres dopuszczalnej straty ciśnienia na dyszy w zakresie od $0,2$ do $0,5 \text{ MPa}$. Jak wynika z rys. 32. zastosowanie dla tej różnicy ciśnień mają, dla przyjętego zakresu ciśnień roboczych i przepływu, jedynie dysze o wielkości $d=2$ do 4 mm . Znając ustaloną wartość regulowanego przepływu można wstępnie ustalić średnicę dyszy dławiącej. Załóżmy, że wartość przepływu regulowanego $Q=10 \text{ dm}^3/\text{min}$., to wstępnie można przyjąć, że odpowiednią dyszą będzie dysza dławiąca o średnicy $d=3 \text{ mm}$.

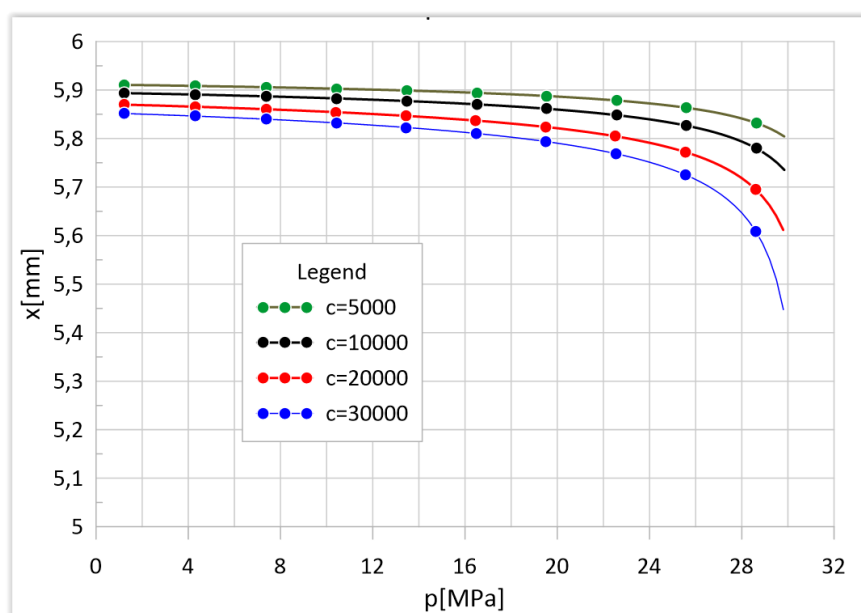
7.3. Dobór sztywności sprężyny i napięcia wstępnego

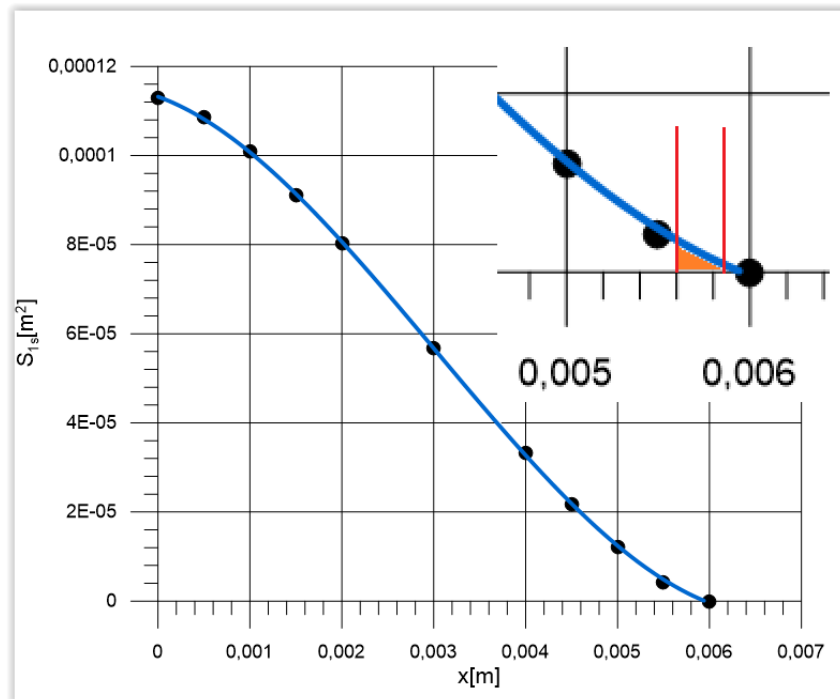
Na rys. 36. przedstawiono charakterystykę przepływową zaworu $Q = f(p)$ dla dyszy 2 mm , wyznaczoną, jako zmiana wartości objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia na wyjściu zaworu. Zawór zasilany jest z pompy o wydajności $45 \text{ dm}^3/\text{min}$, a na wyjściu pompy jest zawór przelewowy, ustawiony na wartość ciśnienia otwarcia 32 MPa . Charakterystyki zbudowano dla różnych wartości sztywności sprężyn, przy ugięciu wstępnym sprężyny 1 mm . Jak wynika z rys. 36., zmiana wartości ciśnienia na wyjściu zaworu nie zmienia ustawionej wartości objętościowego natężenia przepływu. Dla większej wartości współczynnika sztywności sprężyny, przy tym samym ugięciu wstępnym sprężyny pozwala na uzyskanie większej wartości objętościowego natężenia przepływu. Zatem poprzez odpowiedni dobór sztywności sprężyny można wpływać na wartość regulowanego przepływu. Jednakże biorąc pod uwagę dyszę o średnicy $d=2\text{mm}$ i założony limit strat ciśnienia na dyszy dławiącej $0,5 \text{ MPa}$, dla tych danych, regulowany przepływ powinien być dla wartości przepływu poniżej $5 \text{ dm}^3/\text{min}$. Zwiększenie sztywności

sprężyny zwiększa wartość objętościowego natężenia przepływu. Na rys. 37. Pokazano, jak zmienia się położenie suwaka, w funkcji ciśnienia na wyjściu zaworu. Dla wyższych wartości ciśnienia na wyjściu zaworu, przy stałej wartości ciśnienia na wejściu, wynikającego z działania zaworu przelewowego, przemieszczenie suwaka jest mniejsze, co skutkuje większym przekrojem szczeliny zaworu. Jest to zjawisko pozytywne, ponieważ różnica ciśnień między wejściem a wyjściem zaworu się zmniejsza.



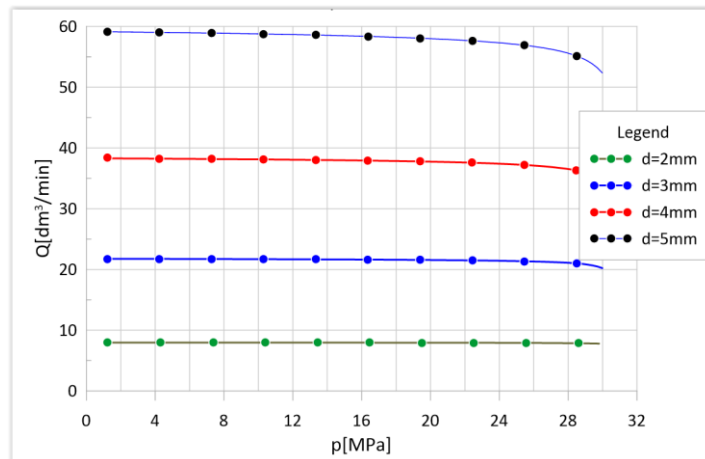
Rys. 36. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych sztywności sprężyn, przy ugięciu wstępnym sprężyny 0,5 mm i dyszy dławiącej 2 mm



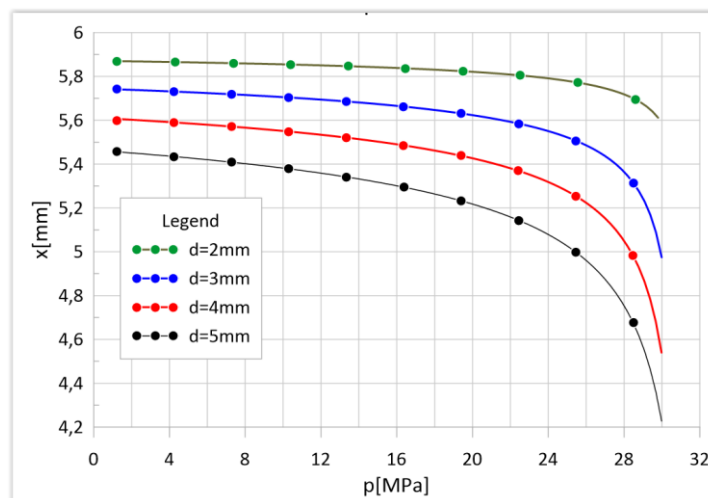


Rys. 37. Zależność pozycji suwaka x w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych sztywności sprężyn, przy ugięciu wstępnym sprężyny 0,5 mm i dyszy dławiącej 2 mm i wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu

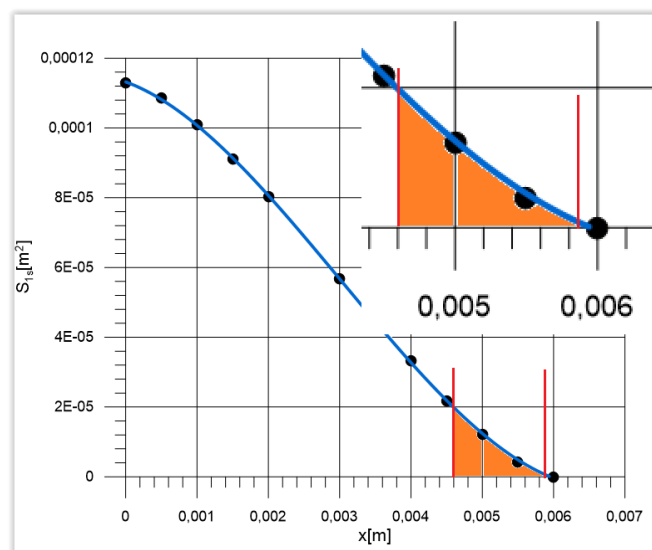
Na rys. 38. i rys. 39. pokazano wpływ średnicy dyszy dławiącej na wartość objętościowego natężenia przepływu regulowanego w funkcji ciśnienia przy ustalonej wartości współczynnika sztywności sprężyny $c=30$ N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny $x_c=1$ mm. Zmiana średnicy dyszy o 1 mm powoduje dużą zmianę wartości regulowanego przepływu. Podobne wyniki otrzymano stosując sprężynę o mniejszej sztywności $c=10$ N/mm, przy ugięciu wstępnym 1 mm, co pokazuje rys. 40. i rys. 41., ugięciu wstępnym 5 mm (rys. 42 i 43). Potwierdza to, że dysza powinna być wstępnie dobrana do danego zakresu regulacji, a następnie ustalona sztywność sprężyny. Ugięciem wstępnym sprężyny, można w pewnym zakresie regulować wartość objętościowego natężenia przepływu, co pokazują rys. 44. i rys. 45.



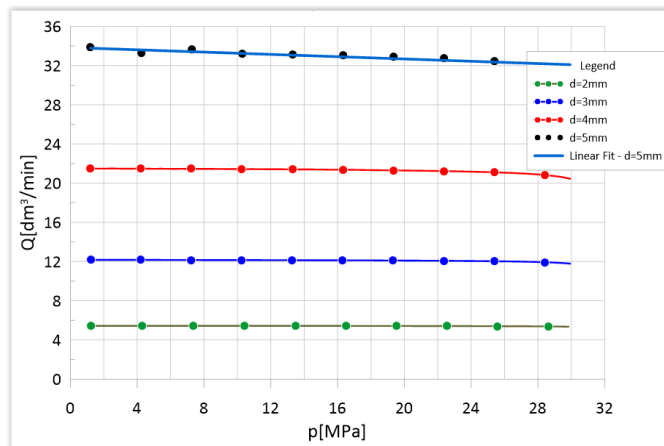
Rys. 38. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej, przy $c=30\text{N/mm}$ i ugięciu wstępnym 1 mm



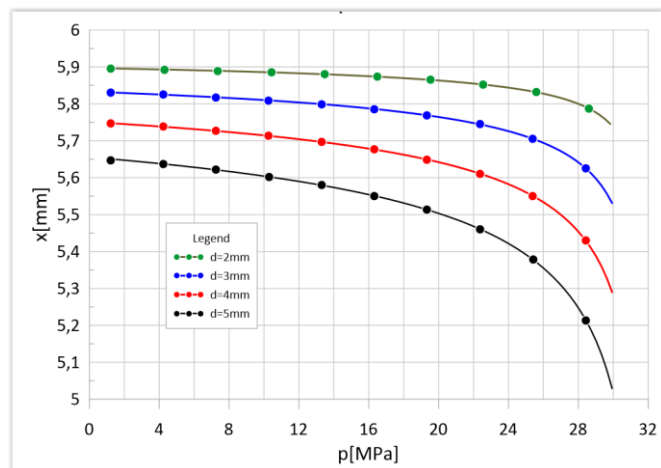
Rys. 39. Zależność przemieszczenia suwaka x w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej, przy $c=30\text{N/mm}$ i ugięciu wstępnym 1 mm



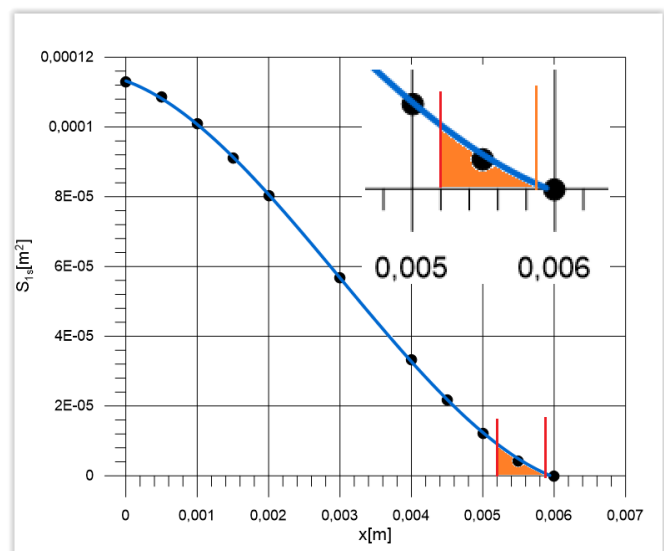
Rys. 40. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu



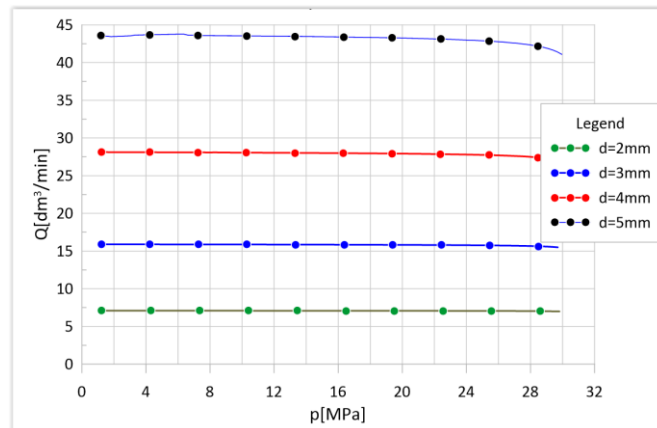
Rys. 41. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 1 mm.



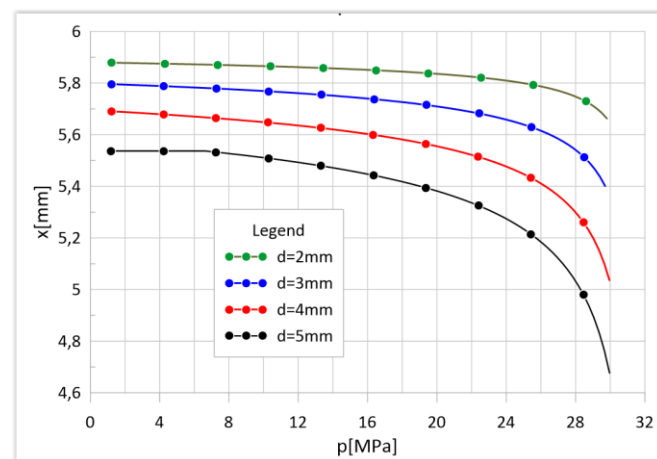
Rys. 42. Zależność przemieszczenia suwaka x w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 0,5 mm.



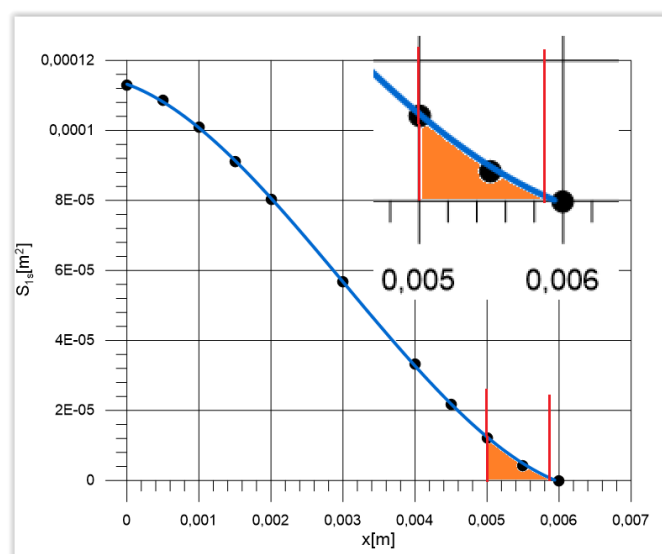
Rys. 43 Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu



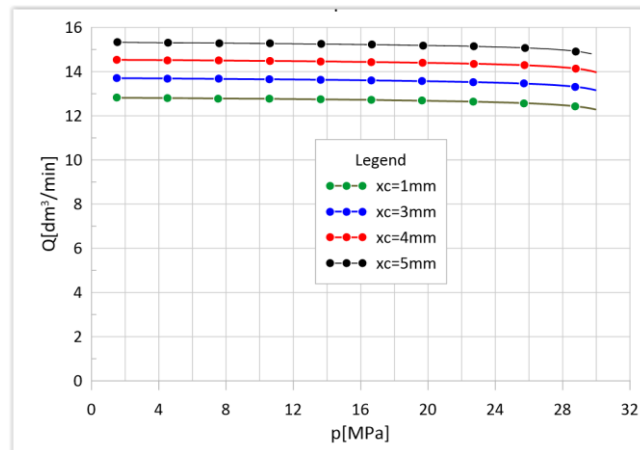
Rys. 44. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 5 mm.



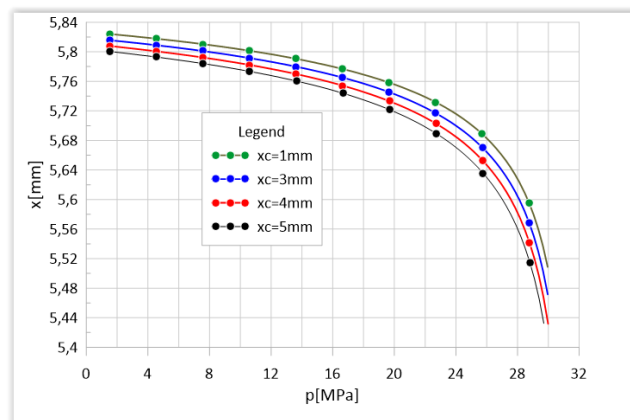
Rys. 45. Zależność przemieszczenia suwaka w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 5 mm



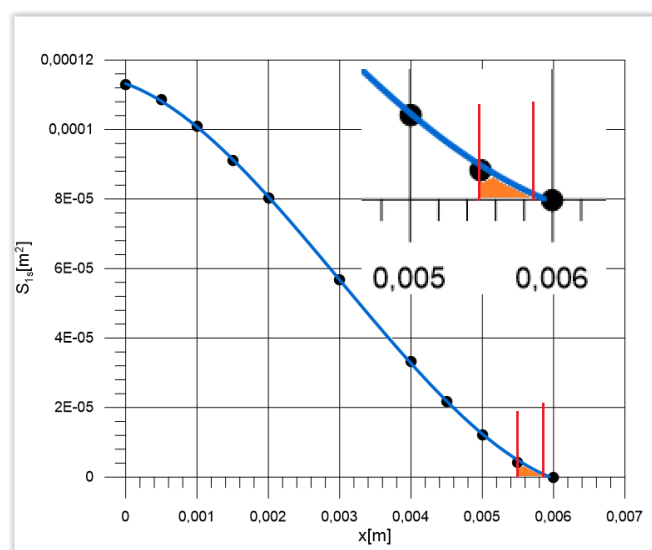
Rys. 46 Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu



Rys. 47. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla dyszy $d=3\text{mm}$ działającej sztywności sprężyny 10N/mm dla różnych wartości ugięcia wstępnego sprężyny.



Rys. 48 Zależność przemieszczenia suwak w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla dyszy działającej $d=3\text{ mm}$ sztywności sprężyny 10N/mm dla różnych wartości ugięcia wstępnego sprężyny



Rys. 49 Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu

7.4. Wnioski - dwudrogowy regulator

Zbudowany model matematyczny oraz zaproponowana metoda badań symulacyjnych pozwoliła na wyznaczenie przebiegów czasowych układu z zaworem, zbadanie odpowiedzi na wymuszenie skokowe, oraz obciążenie zmienne. Badany regulator charakteryzuje się stabilnymi przebiegami ciśnień oraz przepływu, jest niewrażliwy na obciążenie skokowe oraz zmienne.

Na bazie symulowanych przebiegów czasowych zbudowano charakterystyki statyczne zaworu, co jest metodyką doboru parametrów zaworu do danego układu. Mając na uwadze konkretne zastosowanie regulatora w układzie hydraulicznym nasuwa się następująca metodyka doboru parametrów:

1. Dobór wielkości dyszy dla założonej różnicy ciśnienia;
2. Dobór współczynnika sztywności sprężyny;
3. Regulacja z udziałem ugięcia sprężyny;

8. Regulator trójdrogowy

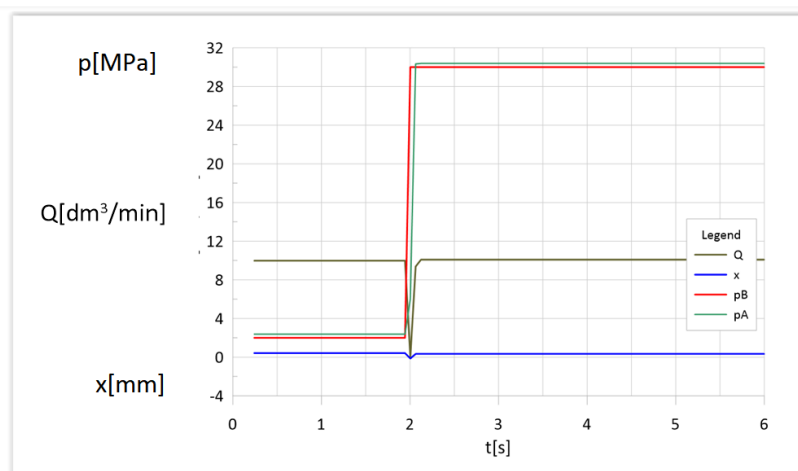
8.1. Charakterystyki dynamiczne, przebiegi czasowe

Korzystając z przedstawionego układu równań w punkcie 4. dla zaworu trójdrogowego, można wyznaczyć przebiegi czasowe dla różnych parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych. Z uwagi na to, że zawór trójdrogowy jest rozszerzeniem konstrukcyjnym zaworu dwudrogowego, przyjęte dane konstrukcyjne oraz parametry eksploatacyjne są w tym samym zakresie te same, (tab.3) co umożliwi porównanie ich cech wspólnych.

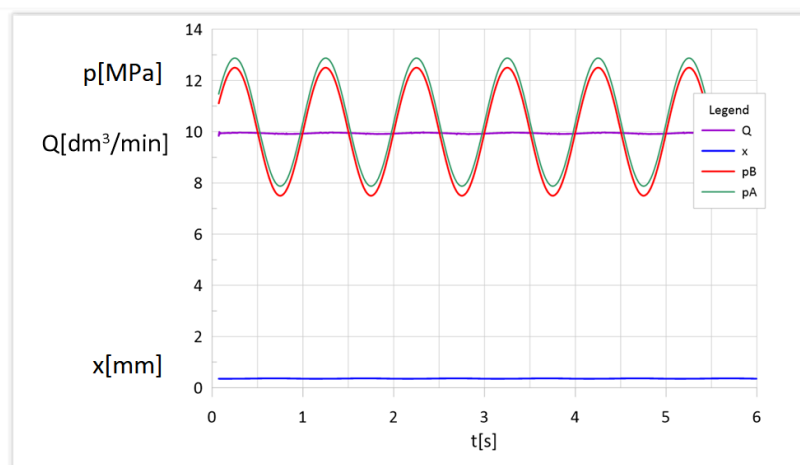
Tabela 3. Dane trójdrogowego regulatora przyjęte do analizy

$m_s = 0,02 [kg]$	$d_s = 12 [mm]$
$d_d = 2,3,4,5 [mm]$	$\mu_{kryzy} = 0,8$
$d_{sz} = 6 [mm]$	$\mu_{szczeliny} = 0,7$
$c_s = 5,10,20,30 [\frac{N}{mm}]$	$x_{cs} = 0,5 > 5 [mm]$
$B = 1000 [MPa]$	$\rho = 850 [\frac{kg}{m^3}]$
$f_s = 1 [\frac{kNs}{m}]$	$Q_p = 0,75 [\frac{dm^3}{s}]$

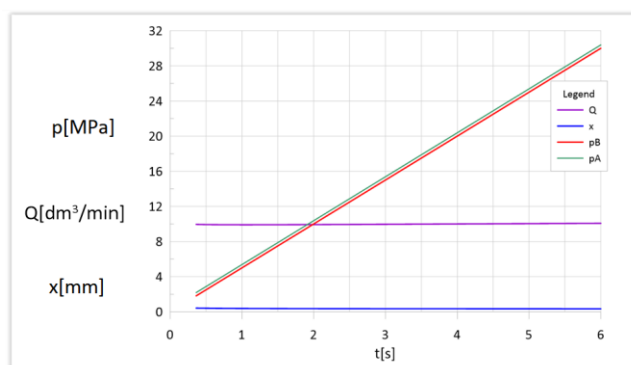
Po wprowadzeniu danych do programu symulacyjnego wygenerowano przebiegi czasowe podobnie, jak dla regulatora dwudrogowego. Na rys. 50. pokazano przebiegi czasowe objętościowego natężenia przepływu oraz ciśnienia przed i za zaworem, przemieszczenia suwaka. Początkowe obciążenie ciśnieniem na wyjściu zaworu wynosiło ok. 2 MPa, i po ok 2 s. skokowo zwiększono to ciśnienie do 30 MPa. Jak wynika z rys. 50. po chwilowym spadku przepływu na skutek ściśliwości cieczy układ wraca do stanu równowagi. Wartość objętościowego natężania przepływu ustaliła się na wartości zbliżonej do wartości przed skokiem obciążenia. Uzyskane przebiegi są bez pulsacji i szybko się ustalają po wystąpieniu zakłócenia. Na rys. 51. pokazano przebiegi czasowe przy zmiennym sinusoidalnie obciążeniu ciśnieniem o amplitudzie 2,5 MPa przy wartości ustalonej 10 MPa. Natomiast na rys. 52. pokazano przebiegi, przy liniowo narastającym obciążeniu od 2 MPa do 30 MPa. Zmiana obciążenia w niewielkim stopniu wpływa na zmianę wartość objętościowego natężenia przepływu.



Rys. 50. Przebiegi parametrów zaworu w funkcji czasu przy skokowej zmianie obciążenia zaworu z 2 do 30 MPa dla danych $d=3$ mm, $x_c=1$ mm, $c=30$ N/mm



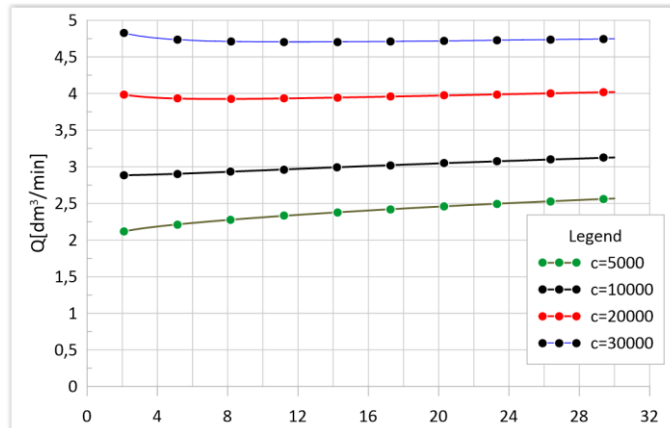
Rys. 51. Przebiegi parametrów zaworu w funkcji czasu przy sinusoidalnej zmianie obciążenia zaworu z amplitudą 5 MPa, dla danych $d=3$ mm, $x_c=1$ mm, $c=30$ N/mm



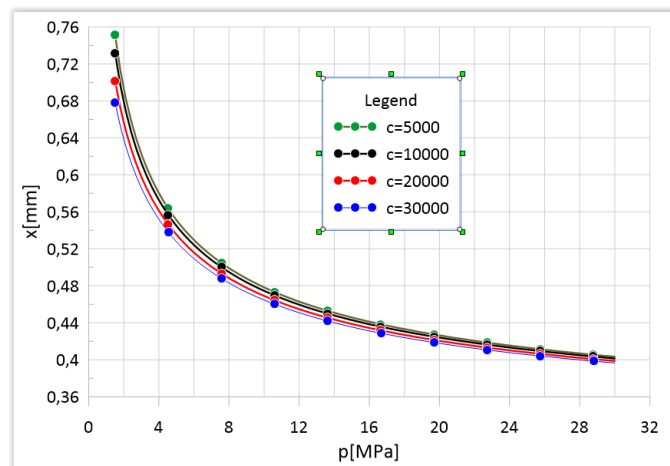
Rys. 52. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji czasu dla ciśnienia na wyjściu zaworu w zakresie 2 do 30 MPa, dla różnych średnic dyszy dławiącej, przy $c=30$ N/mm i ugięciu wstępnym 1 mm przy linowo narastającym obciążeniu zaworu.

8.2. Charakterystyki statyczne zaworu trójdrogowego

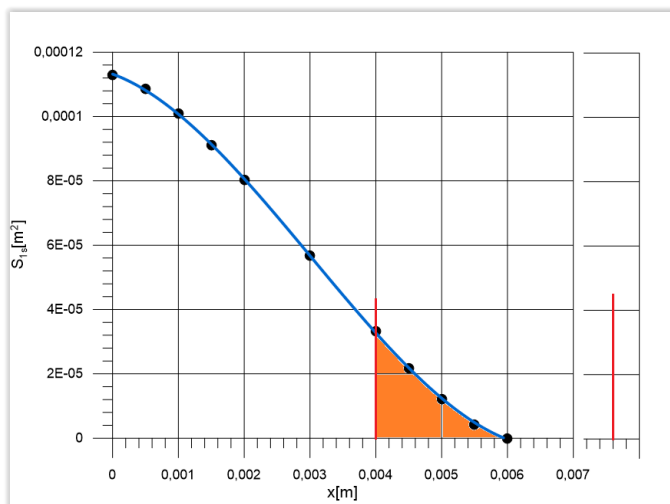
Charakterystyki przepływowe $Q_{A,B} = f(p)$ wyznaczono w analogiczny sposób, jak dla zaworu dwudrogowego, to jest, jako zmiana wartości objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia na wyjściu zaworu. Zawór zasilany jest z pompy o wydajności $45 \text{ dm}^3/\text{min}$, a na wyjściu pompy jest zawór przelewowy, ustawiony na wartość ciśnienia otwarcia 32 MPa . Na rys. 53. i rys. 54. pokazano charakterystyki dla różnych wartości sztywności sprężyn, przy ugięciu wstępnym sprężyny 1 mm . Jak wynika z rys. 53, zmiana wartości ciśnienia na wyjściu zaworu, nie zmienia znacząco ustawionej wartości objętościowego natężenia przepływu. Dla większej wartości współczynnika sztywności sprężyny, przy tym samym ugięciu wstępnym sprężyny, otrzymuje się większe wartości objętościowego natężenia przepływu. Przy czym ta zmiana wartości jest znacznie mniejsza niż w zaworze dwudrogowym. Zatem poprzez dobór sztywności sprężyny, w mniejszym stopniu, można wpływać na wartość regulowanego przepływu. Biorąc pod uwagę tą dyszę o średnicy $d=2 \text{ mm}$ i założony limit strat ciśnienia na dyszy dławiącej $0,5 \text{ MPa}$, dla tych danych regulowany przepływ powinien być dla wartości przepływu poniżej $5 \text{ dm}^3/\text{min}$. Zwiększenie sztywności sprężyny zwiększa wartość objętościowego natężenia przepływu niezależnie od ciśnienia obciążenia. Na rys. 55 pokazano zakres zmian przemieszczenia suwaka w funkcji ciśnienia na wyjściu zaworu dla sztywności sprężyn o takich samych wartościach, jak dla zaworu dwudrogowego (rys. 37). Skok suwaka w zaworze dwudrogowym jest znacznie większy. W przypadku zaworu trójdrogowego, przepływ nadmiarowy jest kierowany do linii upustowej i nie ma konieczności dodatkowego dławienia przepływu na szczelinie wylotowej, jak to jest w przypadku zaworu dwudrogowego.



Rys. 53. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych sztywności sprężyn, przy ugięciu wstępnym sprężyny 1 mm i dyszy dławiącej 2 mm.

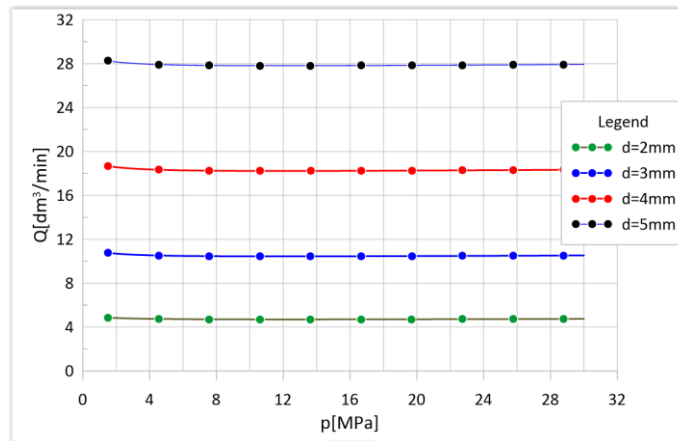


Rys. 54. Zależność przemieszczenia suwaka x w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych sztywności sprężyn, przy ugięciu wstępnym sprężyny 1 mm i dyszy dławiącej 2 mm.

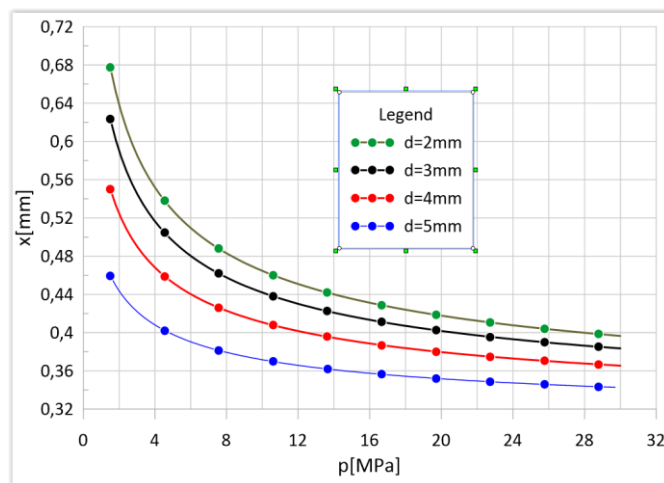


Rys. 55. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu

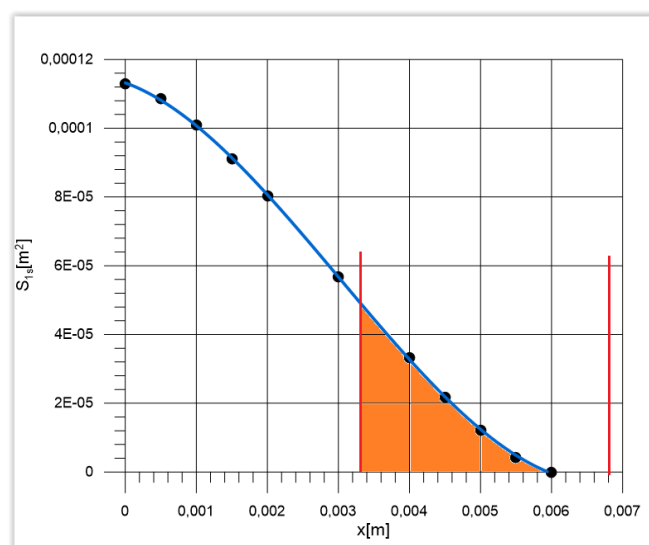
Wpływ średnicy dyszy dławiącej na wartość objętościowego natężenia przepływu dla sztywności sprężyny 30 N/mm, przy ugięciu wstępnym 1 mm pokazano na rys. 56 i rys. 57. Zwiększenie średnicy dyszy dławiącej, zwiększa wartość objętościowego natężenia przepływu, przy czym charakterystyki nie zależą od ciśnienia na wyjściu zaworu. Przesunięcie suwaka jest nieco większe dla dysz o mniejszej średnicy, co jest wynikiem, ponieważ dla mniejszych przepływów, większy wydatek jest kierowany do kanału upustowego. Z kolei zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu, dla różnych średnic dyszy dławiącej, dla sztywności sprężyny 10 N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 1 mm pokazano na rys. 58, a przesunięciu suwaka na rys. 59. Jak wynika z rys. 58 zastosowanie sprężyny o zbyt małym współczynniku sztywności i małym ugięciu wstępnym, prowadzi do zwiększania objętościowego natężenia przepływu wraz ze wzrostem ciśnienia na wyjściu zaworu, zwłaszcza dla dysz o większej średnicy. Z kolei zastosowanie sprężyny o mniejszej sztywności ($c=10\text{N/mm}$), ale z odpowiednio dobranym ugięciem wstępnym, pozwala uzyskać charakterystyki przepływu niezależne od ciśnienia na wyjściu zaworu. Na rys. pokazano charakterystyki dla $c=10\text{ N/mm}$ oraz ugięciu wstępnym $x_c=1\text{ mm}$, natomiast na rys. 57, przy ugięciu wstępnym 5 mm. Przesunięcie suwaka rys. 56 i rys. 58. dla zaworu trójdrogowego realizowane jest w zakresie małych skoków (do 0,7 mm), natomiast poprzez zmianę ugięcia wstępnego można w szerokim zakresie nastawiać wartość regulowaną objętościowego natężenia przepływu. Takie rozwiązanie jest najbardziej korzystne, ponieważ poprzez odpowiedni dobór średnicy dyszy dławiącej dla danej sprężyny, ugięciem wstępnym, można doregulować żadaną wartość objętościowego natężenia przepływu.



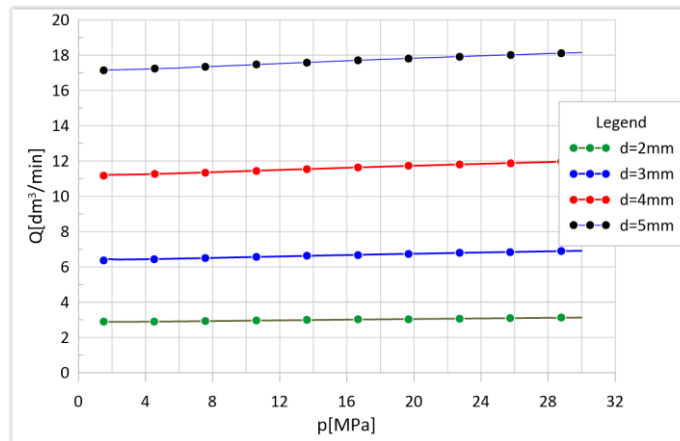
Rys. 56. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 30N/mm i napięcia wstępnego 1 mm



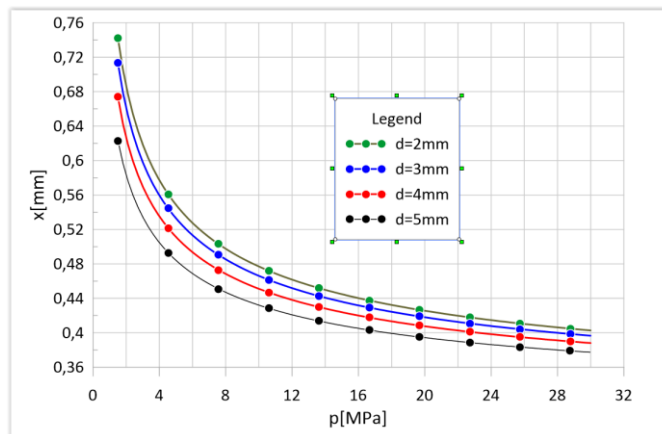
Rys. 57. Zależność przemieszczenia suwaka w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 30N/mm i napięcia wstępnego 1 mm



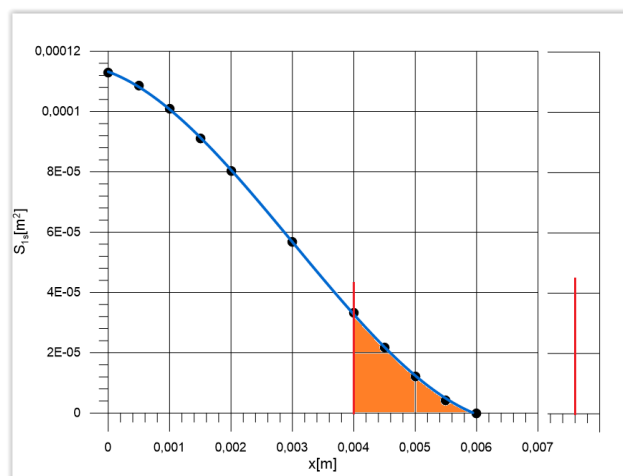
Rys. 58. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu



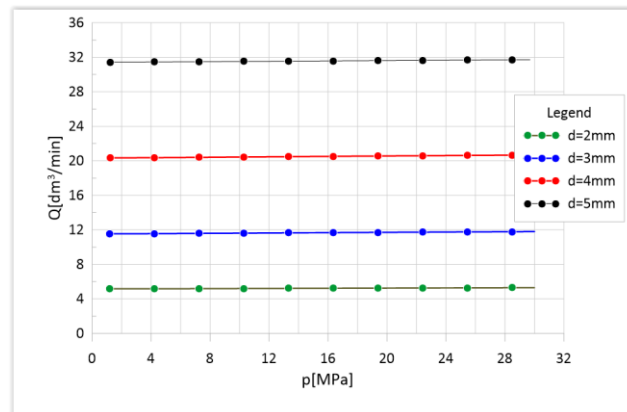
Rys. 59. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10 N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 1 mm.



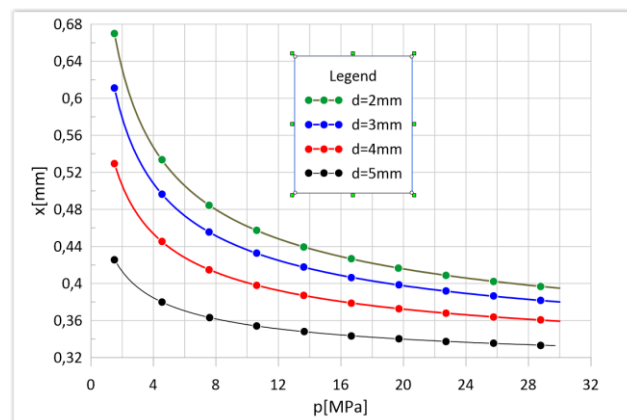
Rys. 60. Zależność przemieszczenia suwaka w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 1 mm.



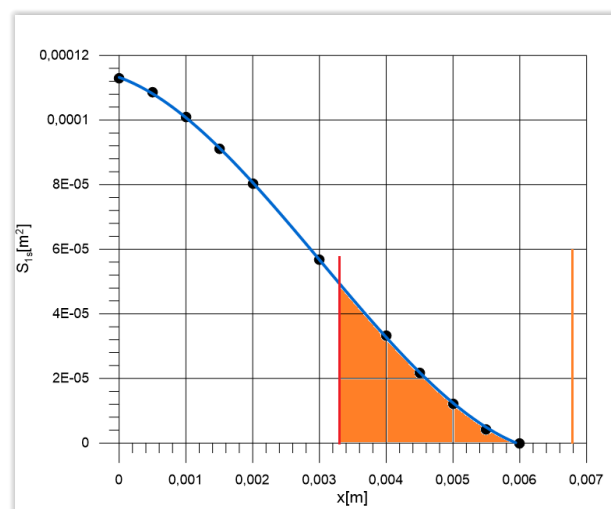
Rys. 61. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu



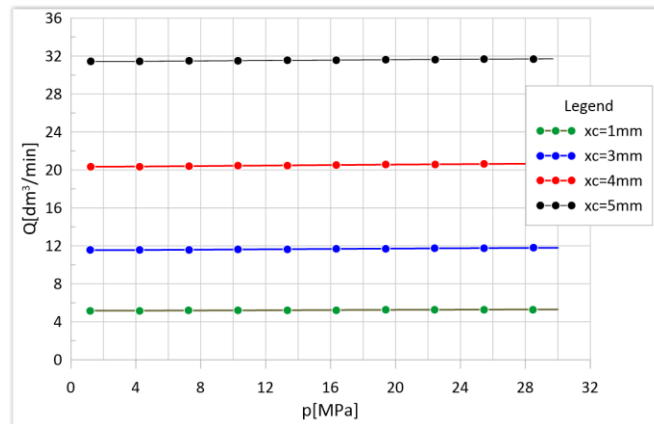
Rys. 62. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10 N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 5 mm.



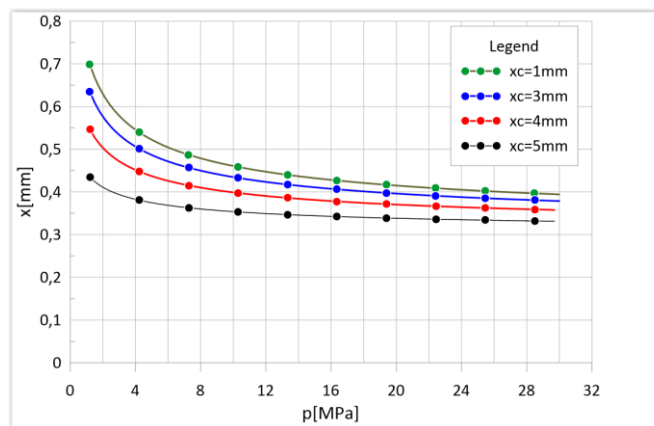
Rys. 63. Zależność przemieszczenia suwaka x w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 1000 N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 5 mm.



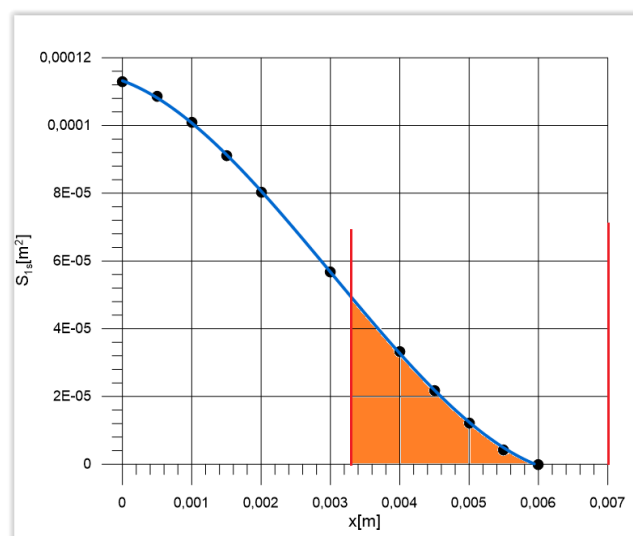
Rys. 64. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu



Rys. 65.. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla dyszy dławiącej $d=3$ mm dla sztywności sprężyny 10 N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny w zakresie 1 do 5 mm.



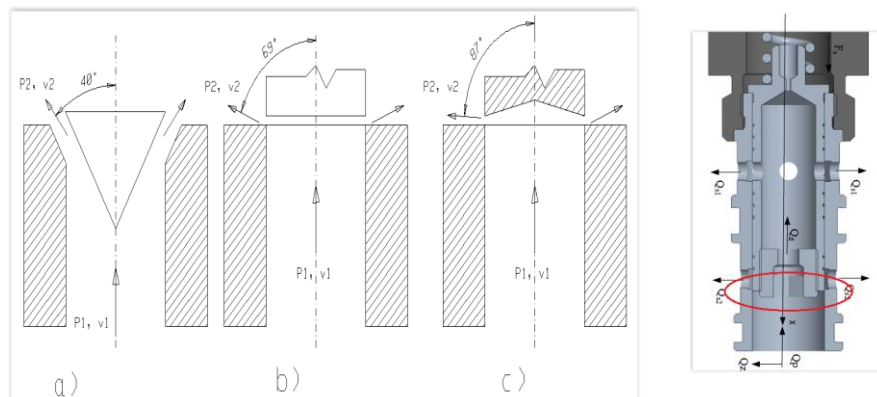
Rys. 66. Zależność przemieszczenia suwaka x w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych wartości napięcia wstępnego sprężyny o sztywności $c=10$ N/mm, dla dyszy dławiącej $d=3$ mm.



Rys. 67. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu

8.2.1. Wpływ siły hydrodynamicznej

Ogólnie wiadomo, że przy przepływie cieczy, zgodnie z zasadą zachowania pędu, powstaje siła hydrodynamiczna oddziaływająca na suwak zaworu. Zjawisko to w przypadku zaworów, jest przebadane i opisane w podstawowej literaturze napędu i sterowania hydraulicznego [28], [29]. Zwykle siła ta oddziałując nie korzystnie na charakterystyki zaworu, chociaż można spotkać przypadki jej pozytywnego wykorzystania [14], [19]. Najbardziej istotny wpływ na wartość siły hydrodynamicznej ma kąt wpływu strugi. W przypadku analizowanego trójdrogowego regulatora istotny wpływ ma struga upustowa, która bezpośrednio działa na powierzchnię czołową suwaka. Na rys. 69 pokazano, w jaki sposób można kształtować siłę hydrodynamiczną. Jeżeli oczekujemy zwiększenia siły w kierunku domyknięcia szczeliny zaworu to wówczas kąt zakończenia suwaka będzie kątem ostrym. Jeżeli zastosuje się płaskie zakończenia suwaka dla kątów rozwartych, to przy małym otwarciu i tak powstanie niewielki kąt zagięcia strugi wywołując siłę zamykającą, a siła ta w zależności od otwarcia będzie uzyskiwać małe wartości. Jeżeli jest potrzeba zminimalizowania występowania tej siły to niezbędnym będzie lekkie podcięcie suwaka.

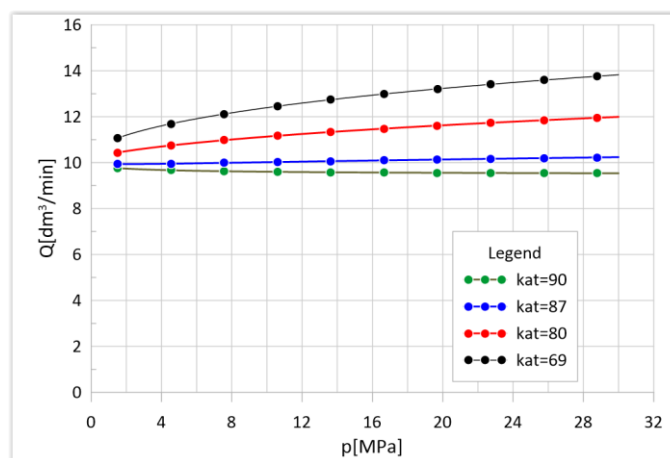


Rys. 68. Schemat działania siły hydrodynamicznej na suwak zaworu

Rys. 69. Prównanie rozkładów prędkości dla różnych położeń suwaka pokazujący wpływ na siły hydrodynamiczne działające na suwak zaworu

Kąt wpływu strugi wpływa znacząco na charakterystyki przepływowe i nawet nieduża zmiana jego wartości ma wpływ na charakterystyki, co pokazano na rys. 70. Charakterystyki te wygenerowano dla danych dla dyszy 3 mm, $c=10$ N/mm, $x_c=3,5$ mm, co odpowiada nominalnemu przepływu o wartości $10 \text{ dm}^3/\text{min}$. Standardowy kąt

strugi to 87 stopni, (charakterystyka - linia niebieska). Następnie wygenerowano charakterystyki dla kąta wypływu strugi 69, 80 i 90 stopni. Przy kącie wypływu strugi 90 stopni znika działanie siły hydrodynamicznej, dla tego przypadku występuje niewielki spadek wartości objętościowego natężenia przepływu wraz ze wzrostem ciśnienia na wyjściu zaworu. Zatem, w tym przypadku, występowanie niewielkiej siły hydrodynamicznej korzystnie wpływa na dokładność regulacji. W pozostałych przypadkach rys. 70. (linia czerwona i czarna) - uzyskano, widocznym na wykresie, znaczne odchylenia od wartości regulowanej objętościowego natężenia przepływu.



Rys. 70. Wpływ siły hydrodynamicznej (kąta wypływu strugi) na ustalone wartości przepływu $Q = 10 \text{ dm}^3/\text{min}$.

8.2.2. Wnioski - trójdrogowy regulator

Zbudowany model matematyczny oraz zaproponowana metoda badań symulacyjnych pozwoliła na uzyskanie charakterystyk statycznych zaworu, również dla regulatora trójdrogowego. Dzięki temu możliwe jest określenie zakresu pracy dla przyjętych parametrów dla danego zaworu.

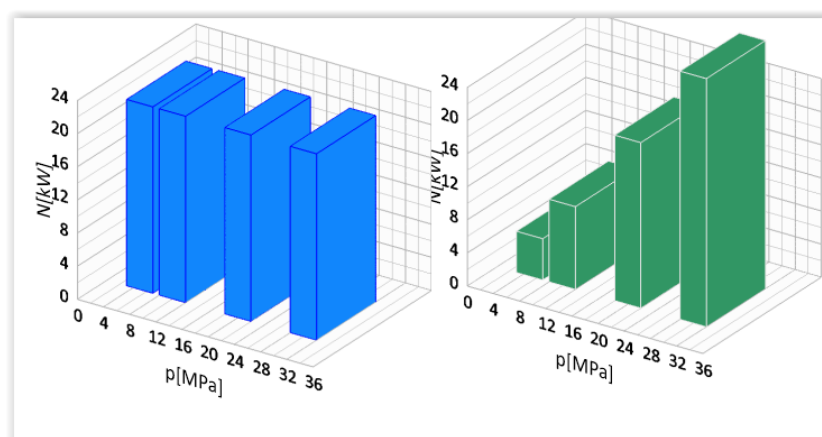
Analiza charakterystyk statycznych pozwoliła na kształtowanie parametrów zaworu pod kątem wymagań hydraulicznego układu regulacji przepływu. Istotny wpływ na przebiegi charakterystyk mają parametry konstrukcyjne w przyjętym zakresie parametrów eksploatacyjnych. Z uzyskanych analiz wykresów wynika, że trójdrogowy regulator przepływu, powinien pracować dla uzyskania wysokiej dokładności podziału strumienia cieczy, w określonym zakresie objętościowego natężenia przepływu. Mimo dużego podobieństwa konstrukcyjnego zaworu dwu- i trójdrogowego. Własności regulacyjne znacznie się różnią. Przemieszczenia tłoczka

w zaworze dwudrogowym są kilkukrotnie większe. Mimo zastosowania identycznej dyszy dławiącej w obu zaworach, przepływ w zaworze dwudrogowym, przy dużych przemieszczeniu, będzie powodował zmniejszanie się szczeliny, co skutkuje zwiększaniem się strat przepływu. Regulacja nastawy wartości objętościowego natężenia przepływu poprzez zmianę ugięcia wstępnego sprężyny będzie znacznie większa niż w zaworze dwudrogowym.

Z przeprowadzonych badań wynika, że podobnie, jak w zaworze dwudrogowym, poprawy dokładności regulacji strumienia należy poszukiwać we właściwych parametrach konstrukcyjnych i regulacyjnych zaworu. Stąd też istotnym jest określenie zakresu pracy. Badania symulacyjne pokazują, że zmiany parametrów konstrukcyjnych takich, jak: parametry dysz i szczelin dławiących, sztywność i napięcie wstępne, mają istotny wpływ dla regulacji strumienia. Prawidłowy dobór tych parametrów pozwala uzyskać poprawę charakterystyki zaworu w szerokim zakresie ciśnień roboczych. Bardziej korzystne charakterystyki uzyskamy dla zaworu trójdrogowego, w tym przypadku potrzebny będzie jeden kanał odprowadzający nadmiar wydatku do zbiornika. W zakresie energetycznym różnica pomiędzy tymi zaworami jest znaczna, zwłaszcza, gdy na zasilaniu jest nadmiar wydatku. W regulatorze przepływu zarówno dwudrogowym, jak i trójdrogowym, dla jego poprawnej pracy wymagany jest nadmiar wydatku nad wartością regulowanego przepływu. W przypadku zaworu dwudrogowego prowadzi to do występowania dużego ciśnienia zasilania, wynikającego z ustawienia zaworu przelewowego. W przypadku zaworu trójdrogowego ciśnienie zasilania zależy od ciśnienia na wyjściu zaworu, zatem zwykle jest znacznie niższe od ciśnienia ustawionym na zaworze przelewowym. W tabeli 4 oraz ilustracyjnie na rys. 71 pokazano wartości mocy hydraulicznej, na wejściu do zaworu, w funkcji ciśnienia obciążenia w zakresie do 30 MPa, przy zasilaniu pompą o wydajności 45 dm³/min. i ciśnieniu ustawionym na zaworze przelewowym 32 MPa. W przypadku zaworu dwudrogowego będzie stałe zapotrzebowanie mocy hydraulicznej 24 kW, a w przypadku zaworu trójdrogowego zapotrzebowanie mocy będzie zmienne, w zależności od obciążenia układu i przy tym samym ustawieniu zaworu przelewowego zapotrzebowanie mocy będzie zawsze mniejsze.

Tabela 4. Moc hydrauliczna na wejściu do zaworu w funkcji ciśnienia do 30 MPa

	p	Q	Nd	Nt
1	30	45	24	3,75
2	30	45	24	7,5
3	30	45	24	15
4	30	45	24	22,5



Rys. 71. Graficzna ilustracja mocy zasilania hydraulicznego w funkcji ciśnienia na wyjściu w funkcji ciśnienia na wyjściu zaworu dwu i trójdrogowego.

9. Badania doświadczalne

9.1. Stanowisko badawcze

1. Pompa łopatkowa Berarma 82 PHC
2. Silnik asynchroniczny elektryczny o mocy 11 kW
3. Zawór przelewowy S10A10
4. Zbiornik oleju 160 cm³
5. Zasilacz marki Hydex
6. Przetworniki ciśnienia Trafag 0,1 o 25 MPa
7. Mikroprocesor 16 bitowy (Atmed 82C2052 – 24PI)
8. Karta przetwornika A/C i C/A 816B firmy Advantech
9. Dwudrogowy regulator przepływu UDRN6 – Ponar Wadowice
10. Trójdrogowy regulator przepływu – Ponar Wadowice

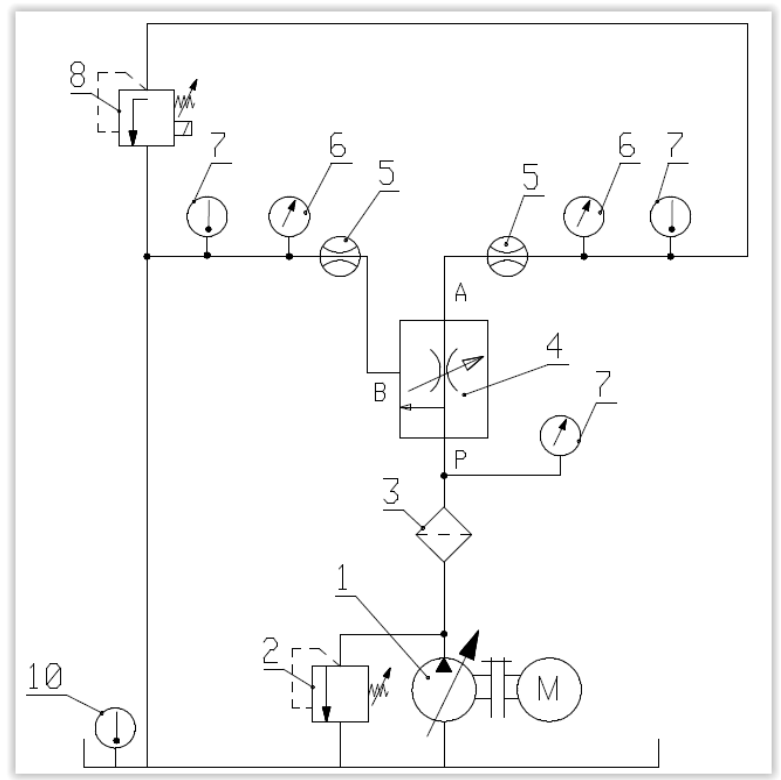
9.2. Budowa stanowiska

Schemat ideowy stanowiska do badania napędu hydraulicznego z regulatorem przepływu pokazano na rys. 72. Stanowisko zbudowano z układu: zasilającego, obciążającego i pomiarowo-sterującego. W układzie zasilającym ciecz robocza przepływa od pompy o zmiennej wydajności 1, do regulatora przepływu 4. Regulator rozdziela strumień cieczy na dwa strumienie: strumień główny i upust resztkowy. Zawór przelewowy 8 umożliwia symulację obciążenia. Nastawienie ciśnienia odbywa się poprzez zmianę napięcia wstępnej sprężyny lub za pomocą elektromagnesu.

Do zasilania układu zastosowano pompę łopatkową Berarma 82 PHC 1.2.5. F.H.R. Pompa napędzana jest asynchronicznym silnikiem elektrycznym o mocy 11 kW. Pompa wyposażona jest w układ sterowania położeniem pierścienia statora. Sterownik nastawia zadaną wartość mimośrodowo na podstawie zewnętrznego sygnału napięciowego lub prądowego. Dodatkowo, pompa wyposażona jest w proporcjonalny zawór przelewowy pozwalający na ustawienie maksymalnego ciśnienia pracy. Na głównej linii hydraulicznej zamontowano filtr ciśnieniowy MP91.16VG oraz zawór zwrotny S10A1.0. Wszystkie wymienione elementy zabudowane zostały na zbiorniku oleju o pojemności 160 dm³ i tworzą zasilacz hydrauliczny. Zasilacz został wykonany przez firmę HYDEX, jego widok pokazano na rys. 73. Układ badawczy

połączony z zasilaczem pokazano na rys. 74, natomiast rys. 75 pokazuje pompę wraz z systemem zaworów sterujących.

Układ wyposażono w przetworniki ciśnienia zainstalowane na głównej linii układu hydraulicznego oraz na wyjściu regulatora. Zastosowano przetworniki Trafag (klasy 0,1) o zakresie pomiarowym 25 MPa, dające na wyjściu sygnał napięciowy 0÷10 V. W układzie zastosowano trzy przepływomierze: dwa turbinowe i jeden zębaty. Przepływomierze generują impulsy w zależności od objętościowego natężenia przepływu. Zliczanie impulsów i pomiar czasu między kolejnymi impulsami realizowane było przez własny mikroprocesorowy 16 bitowy układ oparty na procesorze Atmel 82C2051-24PI. Do przetwarzania sygnałów pomiarowych zastosowano kartę przetwornika A/C i C/A PCL 816B firmy Advantech.



Rys. 72. Schemat ideowy stanowiska do badania regulatora przepływu:
 1, 2 – zawór przelewowy, 3 – filtr oleju, 4 – badany regulator,
 5 – przetworniki objętościowego natężenia przepływu (przepływomierze),
 6 – przetworniki ciśnienia, 7 – pomiar temperatury, 8 – zawór przelewowo-sterujący (obciążenie), 9 – przetwornik przemieszczenia liniowego, 10 – pomiar temperatury oleju w zbiorniku, 11 – układ pomiarowo-sterujący.



Rys. 73. Widok zasilacza hydraulicznego



Rys. .74. Widok układu badawczego: 1 – badany regulator, 2 – przetworniki ciśnienia, 3- przepływomierze, 4-generator obciążenia.



Rys. 75. Widok pompy

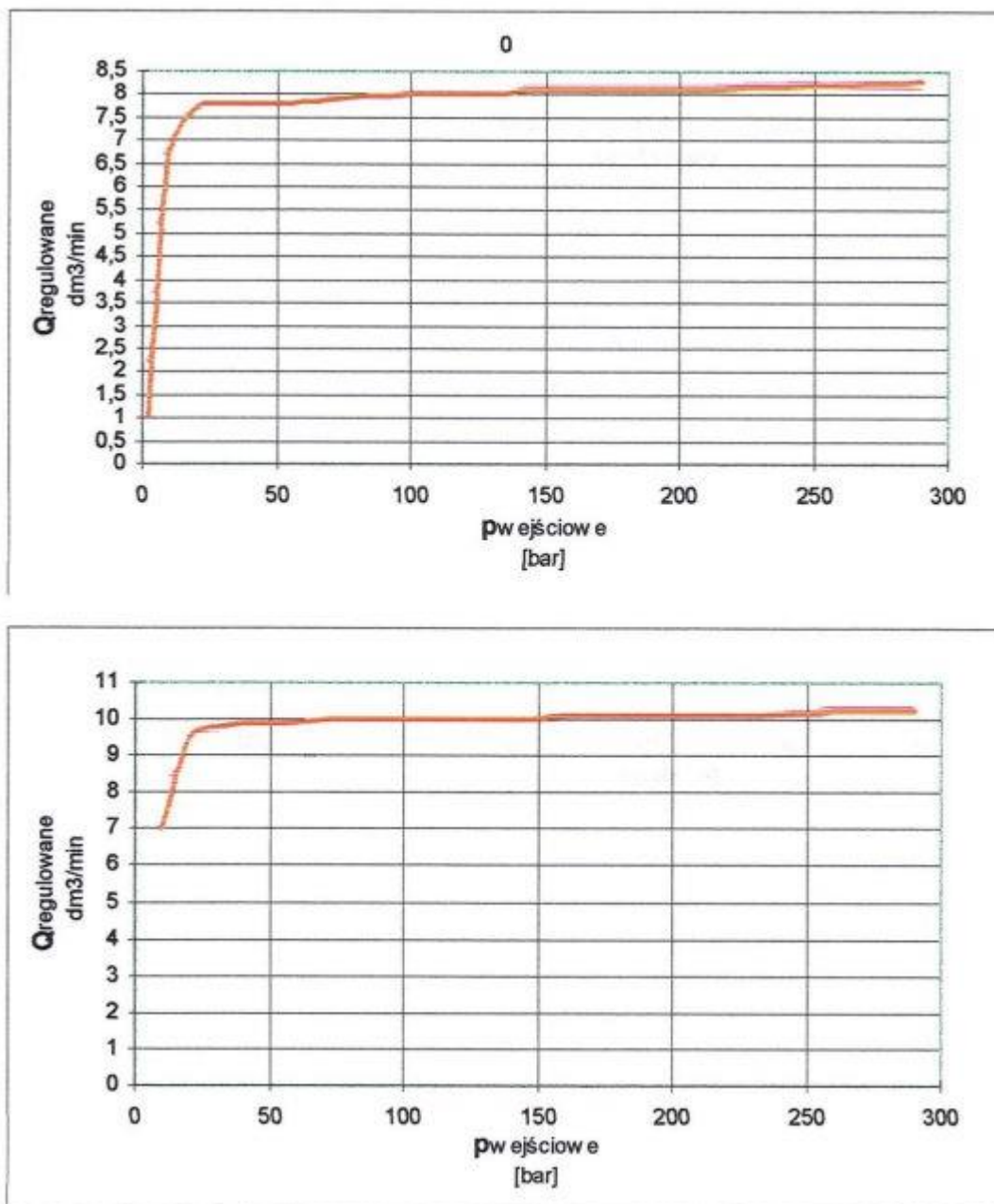
Zbudowane stanowisko badawcze pozwala na badania zaworu w zmiennych warunkach pracy z uwzględnieniem:

- zmiennej wydajności pompy;
- zróżnicowanego obciążenia stałego;
- zróżnicowanych wymuszeń dynamicznych obciążenia o charakterze deterministycznym i losowym;
- komputerowego sterowania pracą stanowiska i akwizycji danych pomiarowych.
-

Do obsługi stanowiska wykorzystano własne oprogramowanie układu pomiarowo-sterującego wykonane w środowisku Delphi, które pozwala jednocześnie realizować funkcje sterowania układem, jak i akwizycję danych pomiarowych. Dzięki temu uzyskano pełną automatyzację badań, włącznie ze stabilizacją temperatury stanowiska badawczego.

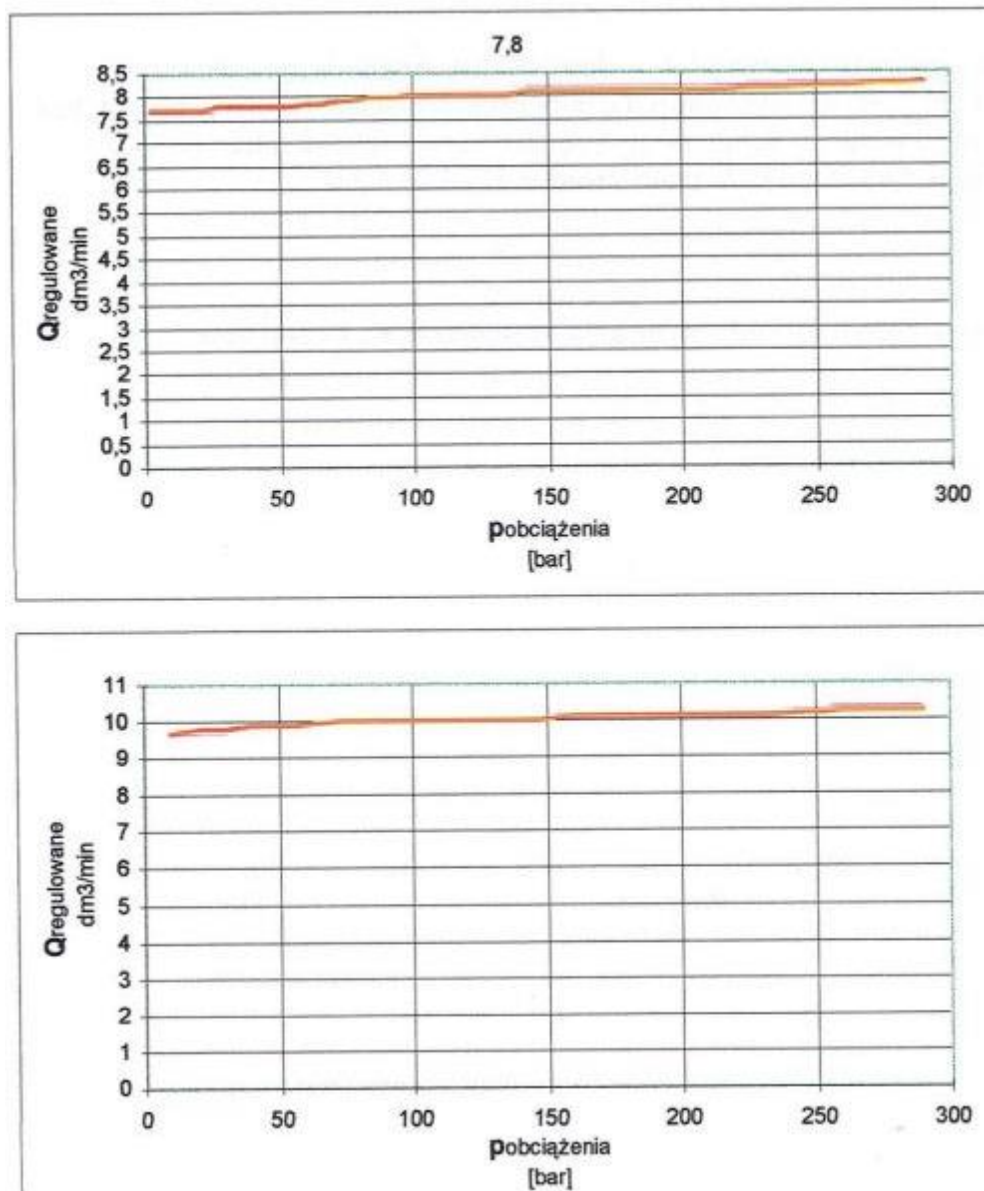
9.3. Charakterystyki przepływu regulowanego

Na kolejnych rysunkach przedstawiono wyniki przeprowadzonych testów na stanowisku badawczym.



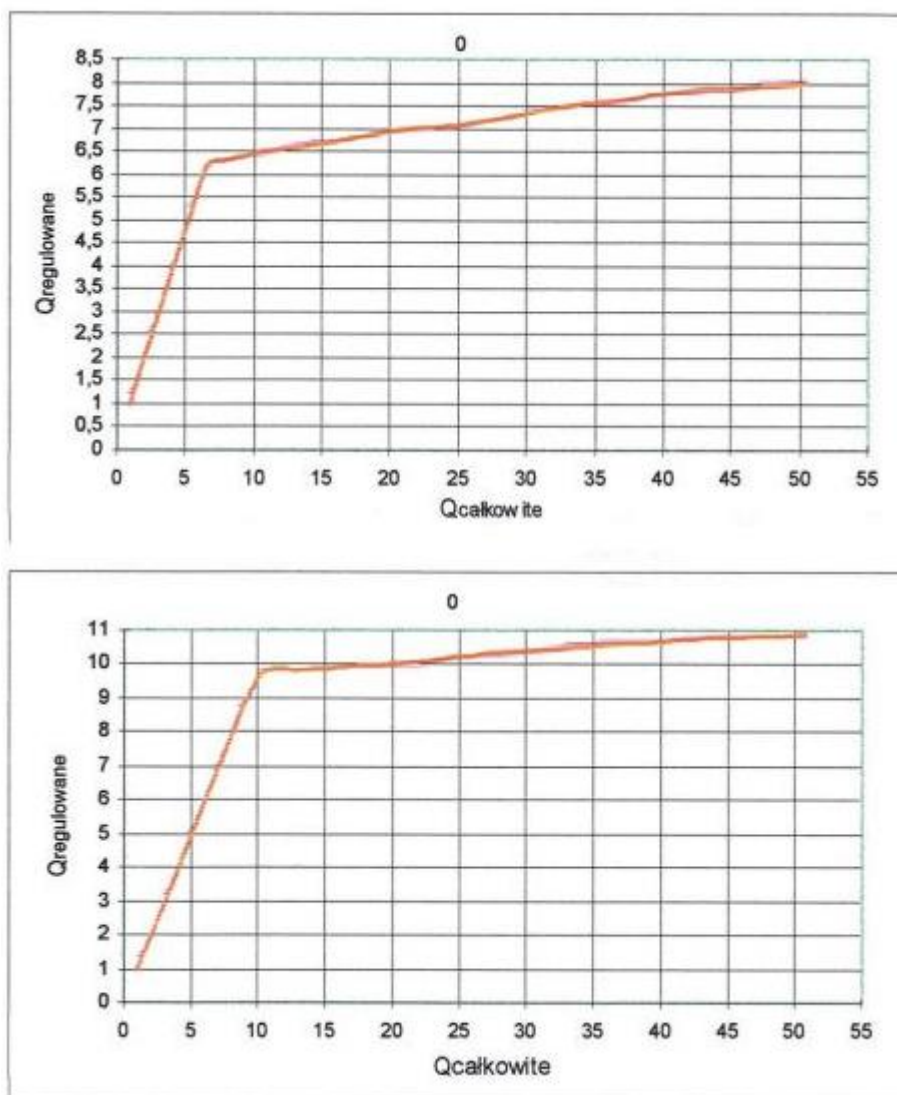
Rys. 76. i 77. Zależność przepływu regulowanego od ciśnienia na wejściu

Na rys. 76 i rys. 77 pokazano zmiany regulowanego wydatku oleju ($8 \text{ dcm}^3/\text{min}$ na rys. 76 i $10 \text{ dcm}^3/\text{min}$ na rys. 77) w funkcji ciśnienia wejściowego. Poza obszarem niskich ciśnień zasilania widoczny jest nieznaczny wzrost rzeczywistego wydatku oleju w stosunku do zadanej wartości.



Rys. 78. i 79. Zależność przepływu regulowanego od jego obciążenia (kanał odprowadzający nadmiar połączony jest ze zbiornikiem)

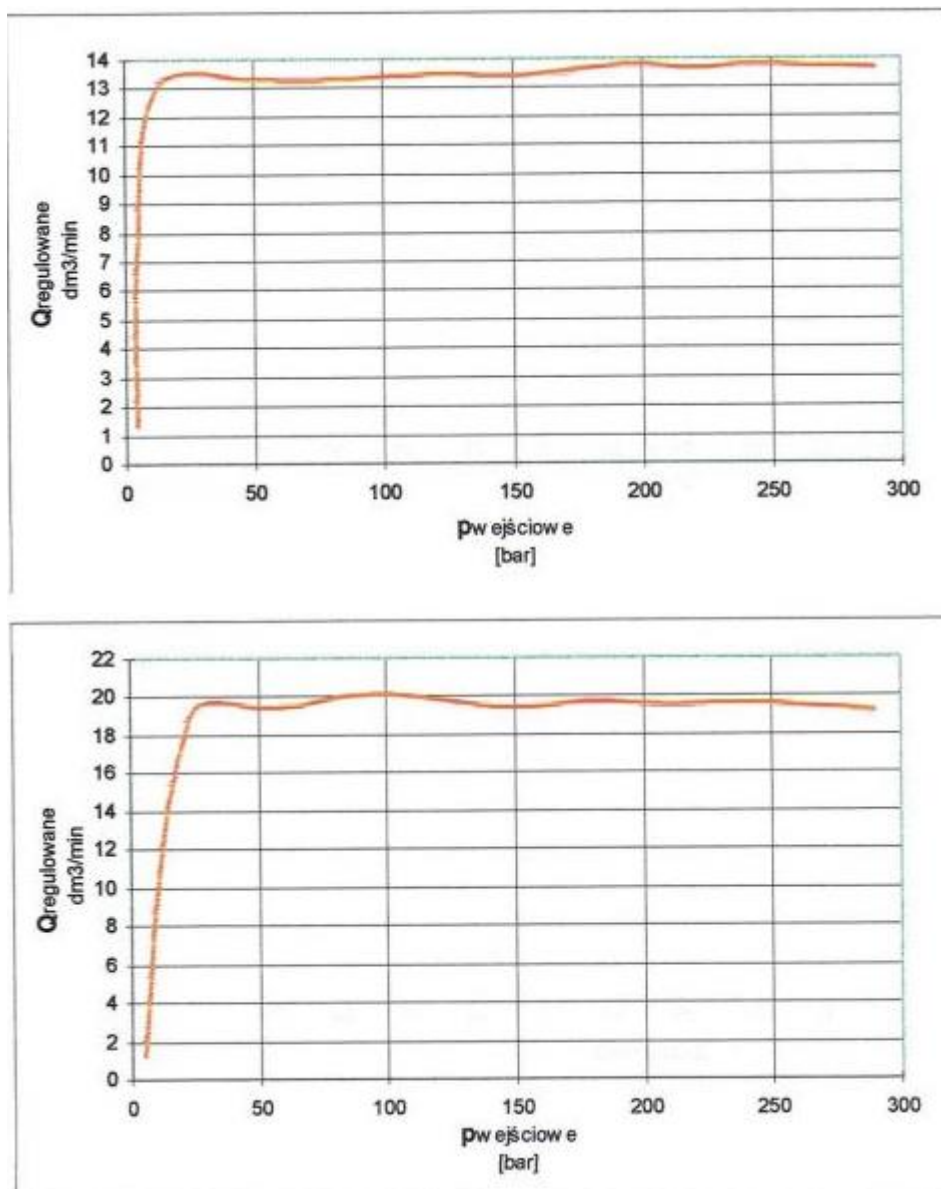
Na rys. 78 i rys. 79 pokazano zmiany regulowanego wydatku oleju (8 dm^3/min na rys. 78 i 10 dm^3/min na rys. 79) w funkcji ciśnienia obciążenia. W całym zakresie ciśnień obciążenia widoczny jest nieznaczny wzrost rzeczywistego wydatku oleju w stosunku do zadanej wartości.



Rys 80. i 81. Zależność przepływu regulowanego od przepływu całkowitego (kanał odprowadzający nadmiar połączony ze zbiornikiem). Kanał regulowany obciążony ciśnieniem 100 bar. Q regulowane 6,5 i 10 dm^3/min .

Na rys. 80 i rys. 81 pokazano zmiany regulowanego wydatku oleju (8 dm^3/min na rys. 80 i 10 dm^3/min na rys. 81) w funkcji zmiennego wydatku całkowitego.

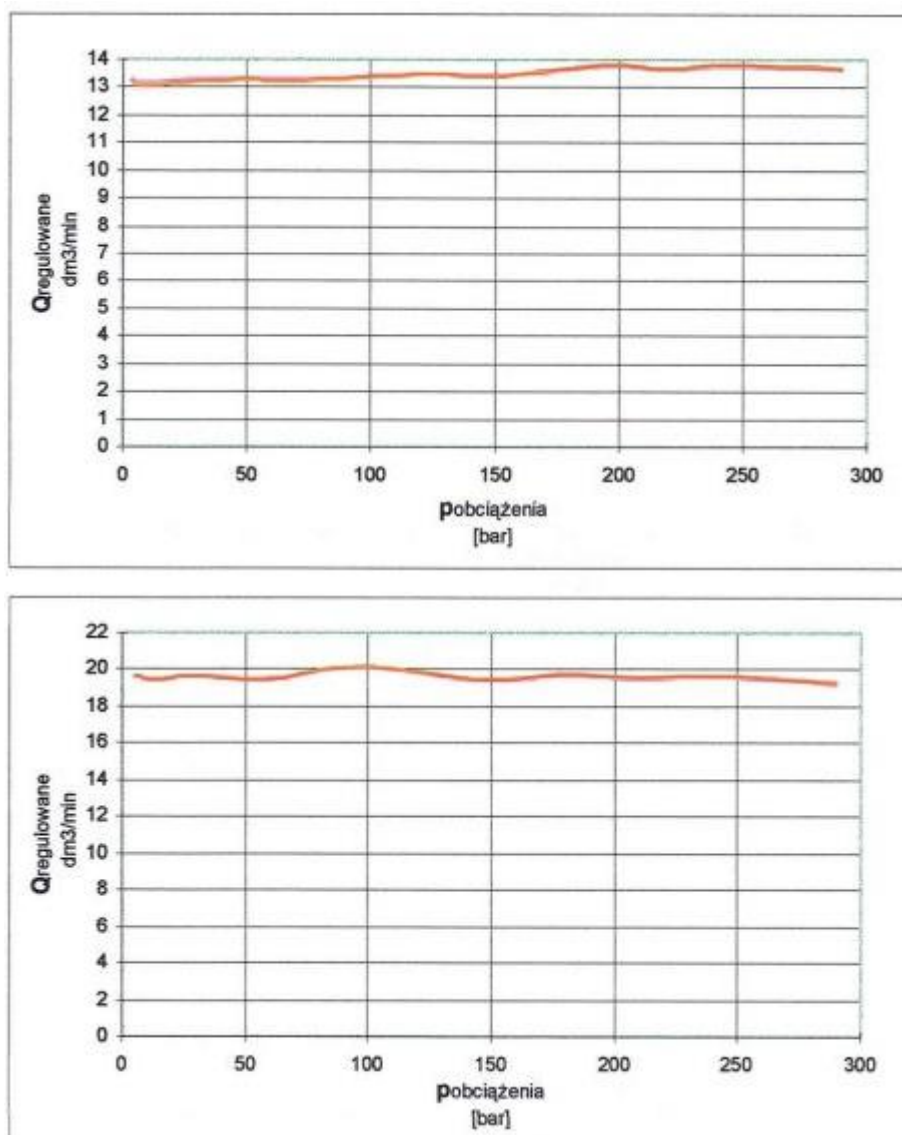
Widoczne są skutki działania zaworu przelewowego.



Rys. 82. i 83. Zależność przepływu regulowanego od ciśnienia na wejściu (dla 13 i 19,5 dm³/min.)

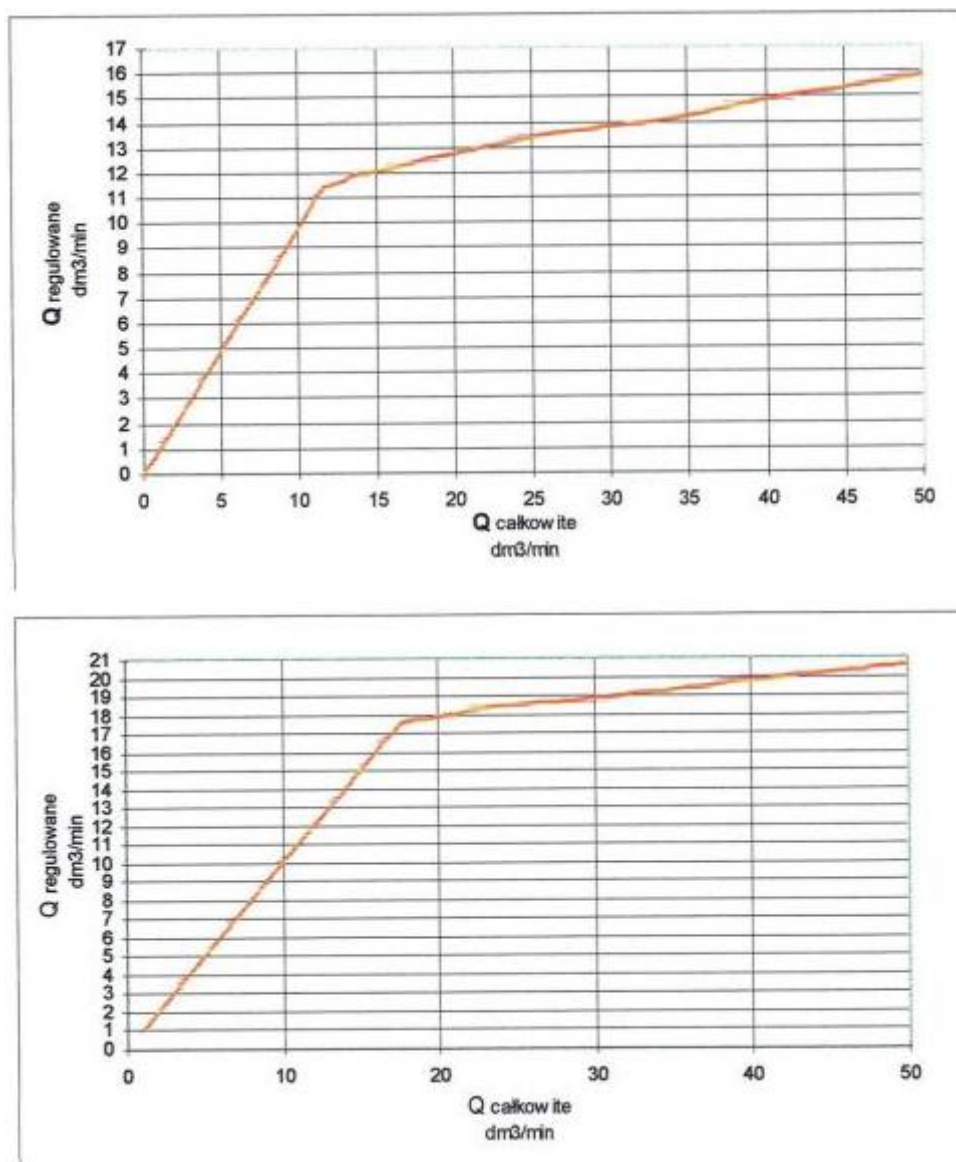
Na rys. 82 i rys. 83 pokazano zmiany regulowanego wydatku oleju (13 dcm³/min na rys. 82 i 19.5 dcm³/min na rys. 83) w funkcji ciśnienia wejściowego.

Poza obszarem niskich ciśnień zasilania widoczne są nieznaczne odchylenia rzeczywistego wydatku oleju w stosunku do zadanej wartości.



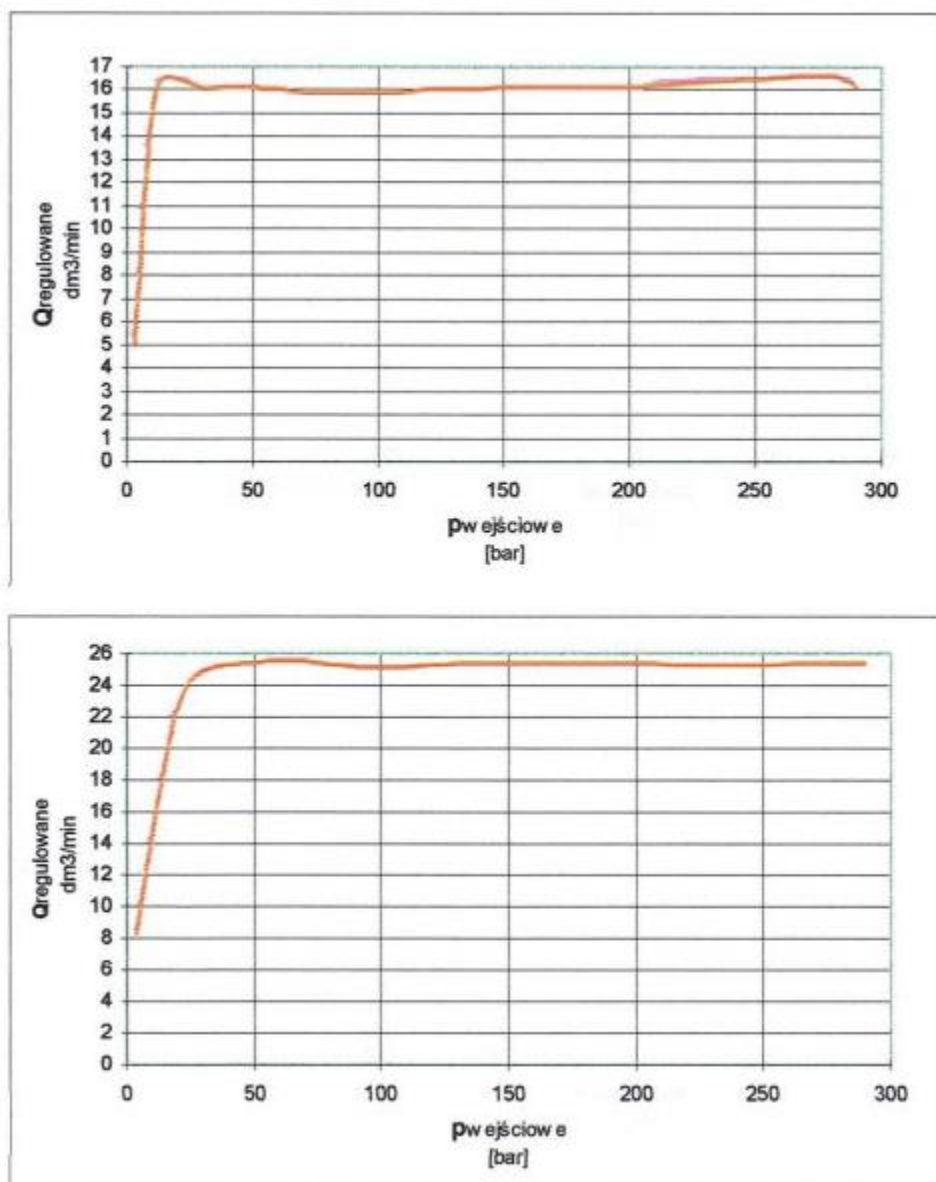
**Rys. 84. i 85. Zależność przepływu regulowanego od jego obciążenia
(Kanał odprowadzający nadmiar połączony jest ze zbiornikiem)
Q regulowane 13 i 19,5 dm³/min.**

Na rys. 84 i rys. 85 pokazano zmiany regulowanego wydatku oleju (13 dm³/min na rys. 84 i 19.5 dm³/min na rys. 85) w funkcji ciśnienia obciążenia. W całym zakresie ciśnień obciążenia widoczne są tylko nieznaczne odchylenia rzeczywistego wydatku oleju w stosunku do zadanej wartości.



Rys. 86. i 87. Zależność przepływu regulowanego od wielkości przepływu całkowitego. (Kanał odprowadzający nadmiar jest połączony ze zbiornikiem). Kanał regulowany jest obciążony ciśnieniem 100 bar. $Q_{\text{regulowane}}$ 13,5 i 19,5 dm^3/min .

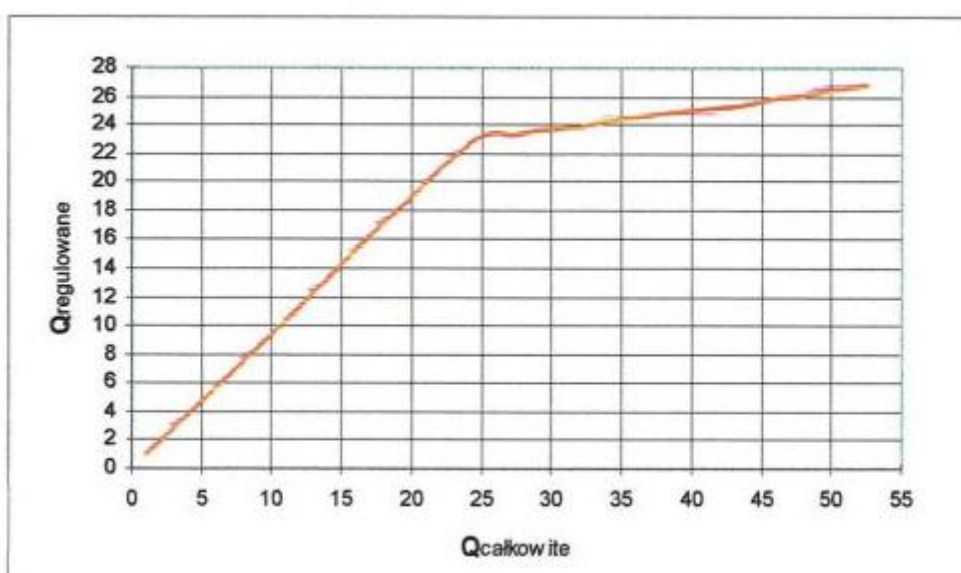
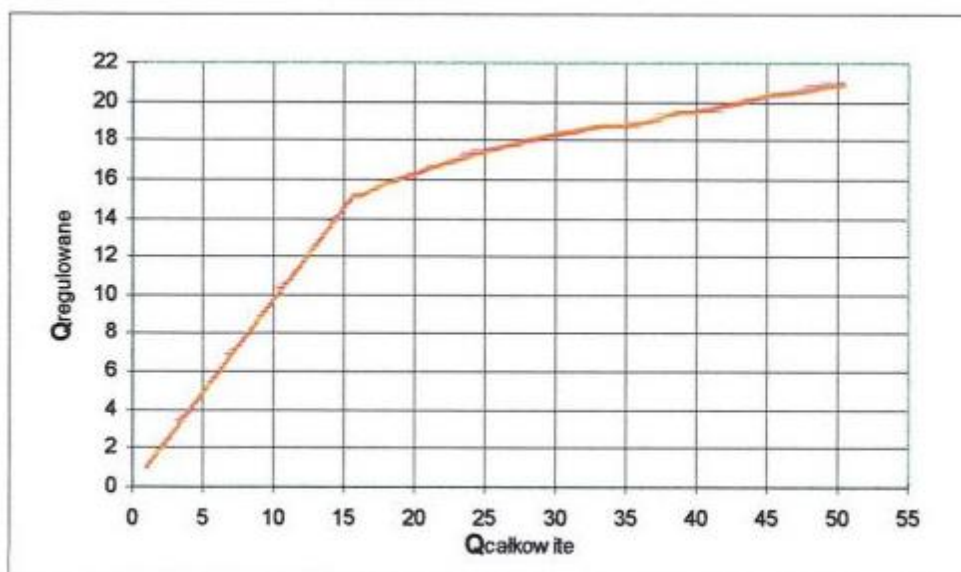
Na rys. 86 i rys. 87 pokazano zmiany regulowanego wydatku oleju (13.5 dm^3/min na rys. 86 i 19.5 dm^3/min na rys. 87) w funkcji zmiennego wydatku całkowitego. Widoczne są skutki działania zaworu przelewowego.



Rys. 88. i 89. Zależność przepływu regulowanego od ciśnienia na wejściu (dla 16 i 25,5 dm³/min.) Zawór UDUN6-30.

Na rys. 88 i rys. 89 pokazano zmiany regulowanego wydatku oleju (16 dcm³/min na rys. 88 i 25.5 dcm³/min na rys. 89) w funkcji ciśnienia wejściowego.

Poza obszarem niskich ciśnień zasilania widoczne są nieznaczne odchylenia rzeczywistego wydatku oleju w stosunku do zadanej wartości.



Rys. 90. i 91. Zależność przepływu regulowanego od wielkości przepływu całkowitego (Kanał odprowadzający nadmiar jest połączony ze zbiornikiem). Kanał regulowany jest obciążonym ciśnieniem 100 bar. Q regulowane jest 17,5 i 24 dm^3/min .

Na rys. 90 i rys. 91 pokazano zmiany regulowanego wydatku oleju (17.5 dm^3/min na rys. 90 i 24 dm^3/min na rys. 91) w funkcji zmiennego wydatku całkowitego. Widoczne są skutki działania zaworu przelewowego.

10. Procesy nieustalone, obciążenie bierne i czynne i niekonwencjonalna konstrukcja zaworu

Wykonane badania doświadczalne zaworów dwu i trójdrogowego postawiły pytania nad układem w którym mogłyby pracować.

Postanowiono wykonać numeryczne analizy przepływu nieustalonego w uproszczonym układzie przepływowym. Ponieważ analizy procesów nieustalonych w instalacjach hydraulicznych nie są częste [32], [33], [34], [35], poniżej przedstawiono podstawy użytej metody symulowania jednowymiarowych procesów nieustalonych w przewodach instalacji hydraulicznej w oparciu o wykłady dotyczące modelowania procesów nieustalonych prowadzonych na wydziale MEiL Politechniki Warszawskiej.

Teoria

Teoria modelowania przepływów nieustalonych.

Równania.

Metoda charakterystyk wykreślna.

Metoda charakterystyk wersja numeryczna.

Budowa modelu pompa – sterownik – linia do siłownika – linia do zbiornika.

Analiza przepływu nieustalonego w układzie pompa w obiegu jałowym i sterownik przełączający na lewą i prawą stronę siłownika.

Cel – pokazanie występowania zjawisk nieustalonych w układzie hydraulicznym ze sterownikami.

Pokazanie zjawiska uderzenia hydraulicznego i pojawienia się kawitacji.

Pokazanie warunków, wartości i czasów występowania tych zjawisk.

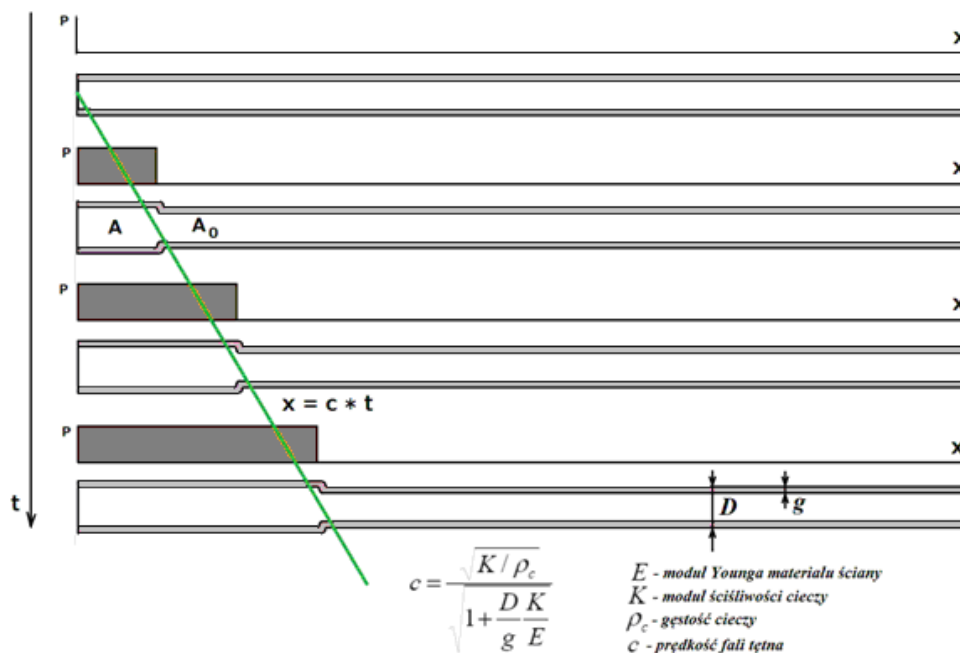
Modelowanie nieustalonego przepływu cieczy elastycznym przewodem. W przypadku analizy przepływu nieustalonego przyjmuje się, iż przepływ można traktować jako jednowymiarowy gdy długość przewodu 10 razy większa od średnicy przewodu.

Zakładając iż interesuje nas model jednowymiarowego przepływu cieczy elastycznym przewodem przyjmujemy, iż długość przewodu jest co najmniej 10 razy większa od jego średnicy, ciecz płynąca w jego wnętrzu charakteryzuje się określonym

współczynnikiem ściśliwości a własności materiału z którego wykonany jest przewód charakteryzowany jest przez moduł Younga.

Podstawowe równania przepływu nieustalonego ściśliwego płynu sprężystym przewodem.

Fizycznie przyjmujemy, iż elastyczny przewód odkształca się poprzecznie pod wpływem ciśnienia w jego wnętrzu zwiększając wewnętrzny przekrój poprzeczny. Wprowadzając ciec do przewodu wywołujemy wzrost ciśnienia przejawiający się rozszerzeniem się elastycznego przewodu i pewne skurczenie się cieczy. Fala ciśnienia i prędkości porusza się z pewną prędkością wzdłuż przewodu. Proces ten pokazano na rys. 92.



Rys. 92. Przewód gumowy i jego odkształcenia pod ciśnieniem

Aby matematycznie opisać ten proces wykorzystamy równanie ciągłości i pędu. Jednowymiarowy nieustalony przepływ ściśliwej cieczy w elastycznym przewodzie opisany jest zestawem równań.

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho A)}{\partial x} + \rho A \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \text{ciągłości} \quad (10)$$

Równanie pędu z uwzględnieniem tarcia

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \frac{\lambda u^2}{2D} = 0 \quad \text{pędu} \quad (11)$$

Proces zmiany gęstości cieczy pod wpływem zmian ciśnienia opiszemy zależnością.

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 + \frac{p - p_0}{K} \right) \quad (12)$$

Gdzie K jest ścisłością cieczy

Przybliżony związek pomiędzy przekrojem sprężystego przewodu o określonej geometrii a zmianami ciśnienia ma postać

$$\frac{A}{A_0} = \left(1 + \frac{p - p_0}{E} \frac{D}{g} \right) \quad (13)$$

Gdzie, E jest modułem Younga materiału z którego wykonany jest przewód D jest średnicą przewodu g jest grubością ścian przewodu. Biorąc pod uwagę sumaryczne zmiany obu wielkości wywołane zmianami ciśnienia wiążemy ze sobą zmiany gęstości i zmiany przekroju i po odrzuceniu małych wielkości drugiego rzędu otrzymujemy zależność na prędkość rozchodzenia się zaburzeń ciśnienia w przewodzie [36, 37].

$$c = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho_c}}}{\sqrt{1 + \frac{D}{g} \frac{K}{E}}} \quad (14)$$

Znając prędkość rozchodzenia zaburzeń w przewodzie można pochodne w równaniu ciągłości zapisać w innej postaci

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} = \frac{A_0}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t}; \quad \frac{\partial(\rho A)}{\partial x} = \frac{A_0}{c^2} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (15)$$

Zakładając iż ciecz jest mało ścisliwa, a przewód mało odkształcalny przyjmujemy, iż

$$A \approx A_0 \quad \text{i} \quad \rho \approx \rho_0 \quad (16)$$

$$A \approx A_0 \quad (17)$$

Zatem równanie ciągłości przybiera postać

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + \rho c^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (18)$$

A równanie pędu

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda u^2}{2D} = 0 \quad (19)$$

gdzie a jest prędkością przemieszczania się fali ciśnienia w analizowanym przewodzie. Układ równań różniczkowych cząstkowych nie ma znanego rozwiązania analitycznego więc najczęściej zastępuje się go równaniami charakterystyk które są równaniami różniczkowymi zwyczajnymi pierwszego rzędu i ich całkowanie nie jest kłopotliwe. Rozwiązanie powyższych równań może się odbywać przez wykorzystanie prostszych równań, równań charakterystyk.

Mają one postać:

Pierwszy zestaw dwóch równań rozchodzenia się zaburzeń w dwóch kierunkach

$$\left(\frac{dx}{dt} \right)_{I,II} = u \pm c \quad (20)$$

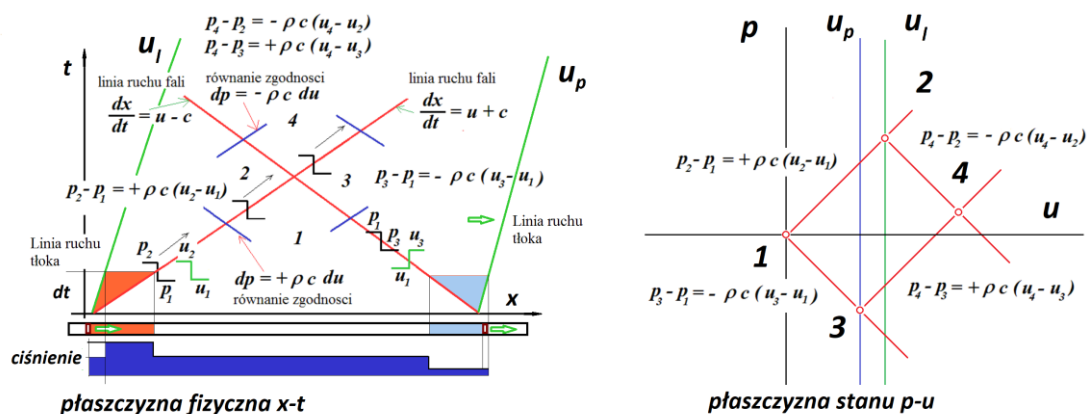
Interpretowane jest ono jako równanie opisujące ruch nieciągłości parametrów płynu z prędkością rozchodzenia się zaburzeń c w stosunku do prędkości przepływu u w kierunku x i w kierunku $-x$.

Drugi zestaw równań nazywanych równaniami zgodności ma postać

$$(du)_{I,II} = \mp \frac{(dp)_{I,II}}{\rho c} - \frac{\lambda u^2}{2D} (dt)_{I,II} \quad (21)$$

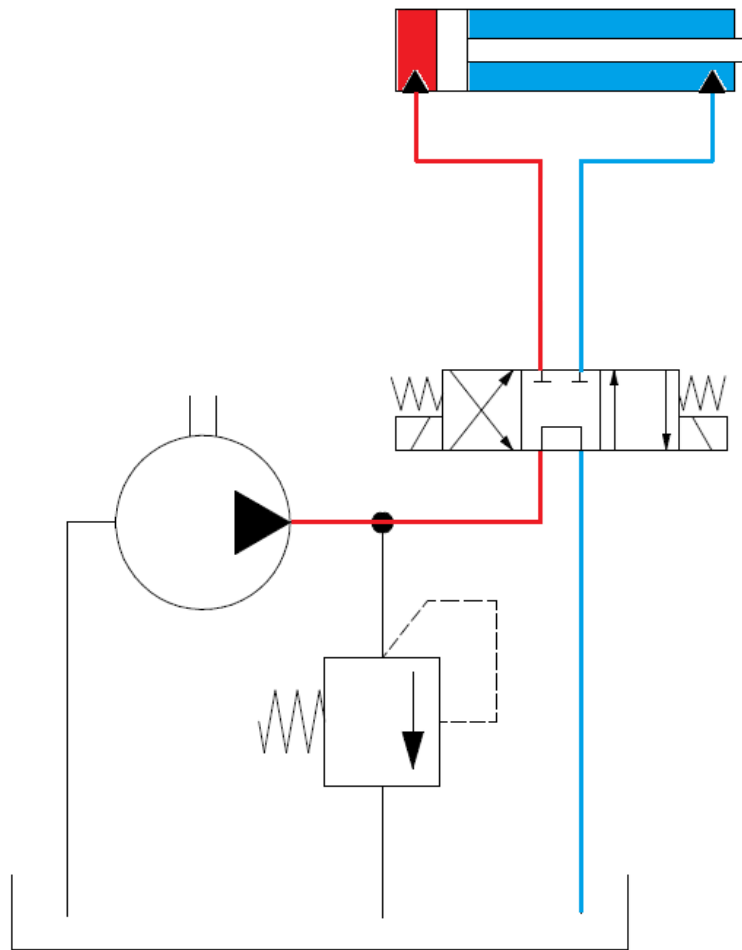
Wiąże on ze sobą parametry przepływu u i p występujące po obu stronach linii rozchodzenia się zaburzeń. Metoda charakterystyk stosowana jest do analizy przepływów nieustalonych cieczy w elastycznych przewodach. Ideę wykreślnej metody charakterystyk pokazano na rys. 93.

Obliczenia prowadzi się na dwóch płaszczyznach – płaszczyźnie fizycznej x-t i płaszczyźnie stanu p-t. Linie ruchu zaburzeń (nieciągłości przepływu) kreślone są na płaszczyźnie x-t i dzielą one tę płaszczyznę na ponumerowane (1, 2, 3, 4,.....) podobszary. Każdy z tych podobszarów ma ponumerowany (1, 2, 3, 4,.....) odpowiednik na płaszczyźnie p-u reprezentujący parametry przepływu (prędkość u i ciśnienie p). Na rysunku 2 pokazano przykład na którym na lewym końcu przewodu umieszczony był tłok lewy a na prawym tłok prawy. W pewnej chwili oba tłoki ruszają w prawo. Lewy z prędkością u_l a prawy z prędkością u_p . Ruch tłoków powoduje pojawienie się fal niosących informację o zmianach prędkości w sąsiadującej z tłokami cieczy na prędkość u_l i prędkość u_p . Po obu stronach linii ruchu tych zaburzeń występują różne prędkości przepływu cieczy i różne ciśnienia. Równania zgodności wiążą parametry przepływu po obu stronach linii nieciągłości. Z równań tych obliczane parametry przepływu ze stron na których są znane na strony w których są one nieznanne.



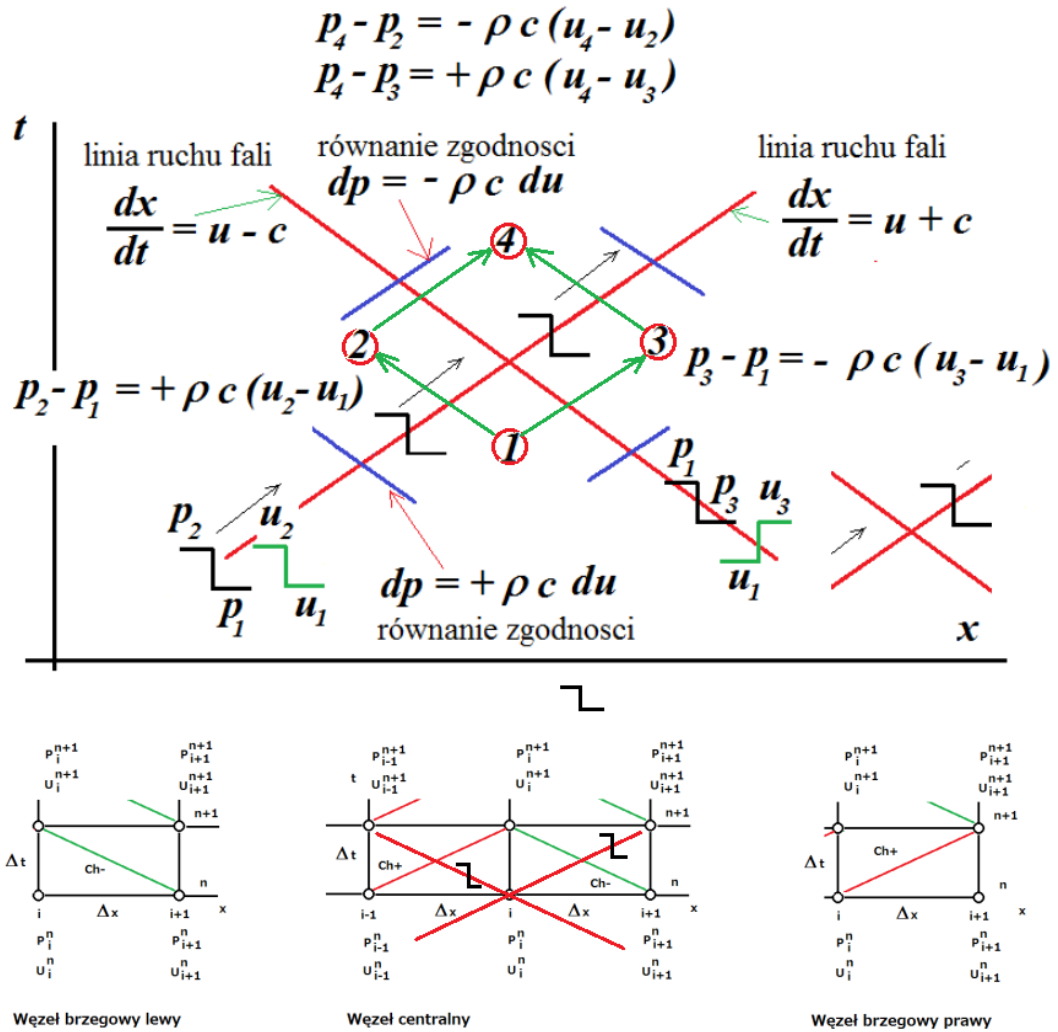
Rys. 93. Schemat rozchodzenia się zaburzeń wywołanych ruchem tłoków (płaszczyzna fizyczna x-t) i zmian parametrów przepływu definiowanych równaniami zgodności (płaszczyzna stanu p-u).

Do analizy procesów nieustalonych we fragmencie instalacji hydraulicznej pokazanym na rys. 94. wykorzystana zostanie numeryczna wersja metody charakterystyk.



Rys. 94. Schemat badanej instalacji

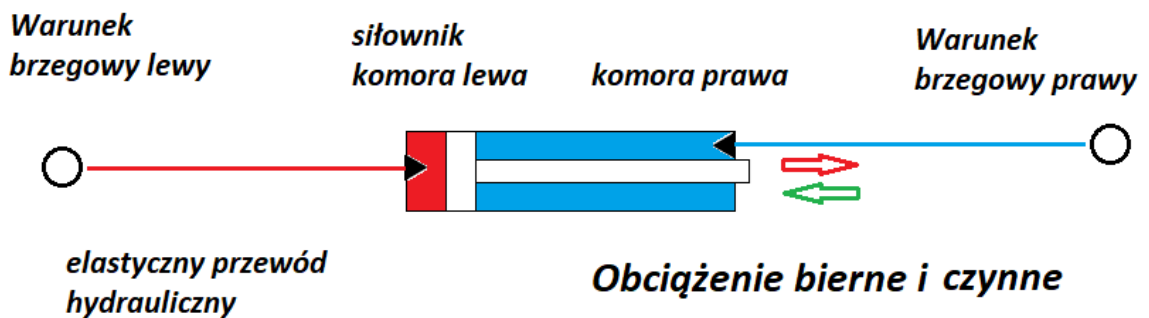
W cieczy wypełniającej przewód mogą się rozchodzić zaburzenia zarówno w lewo, jak i w prawo z prędkością $u-c$ oraz $u+c$. Ponieważ prędkość przepływu cieczy jest mała (1-10 m/s) w porównaniu z prędkością rozchodzenia się fal ciśnienia c rzędu 1000 m/s, prędkość przepływu cieczy może być pominięta. W metodzie numerycznej przewód dzielimy na odcinki o długości dx co odpowiada dyskretyzacji równań różniczkowych w przestrzeni. Podobnie zakładamy skończone przyrosty w czasie dt , co odpowiada dyskretyzacji w czasie. Budujemy w czaso-przestrzeni $x-t$ siatkę węzłów. Krok czasowy dt dobieramy tak, by spełniał kryterium stabilności (kryterium CFL) jawnego schematu całkowania w czasie. Węzły na starym poziomie czasowym wiążemy równaniami zgodności z węzłami na nowym poziomie czasowym. Występują trzy grupy zależności: dla węzłów typu lewego warunku brzegowego, dla węzłów centralnych i dla węzłów typu prawego warunku brzegowego. Na rys. 95 pokazano schemat dyskretyzacji i powiązań pomiędzy węzłami.



Rys. 95. Schemat użytej numerycznej wersji metody charakterystyk.

Do rozwiązania utworzonego układu równań wykorzystano arkusz kalkulacyjny Excel w starej wersji.

Badany jest schemat przepływowy pokazany na rys. 96



Rys. 96. Uproszczony schemat instalacji.

Przyjęte założenia:

Układ jest zasilany przez wyporową pompę zębatą generującą określony przepływ przy dowolnym ciśnieniu w instalacji. Instalacja jest zabezpieczona przed nadmiernym wzrostem ciśnienia przez zawór bezpieczeństwa. Obciążenie siłownika może się zmieniać z biernego na czynne. Można dławić przepływ na prawym końcu instalacji.

Analizowano następujące scenariusze:

1. Uruchomienie pompy na lewym brzegu instalacji obciążonej siłą bierną
2. Zatrzymanie pompy
3. Uruchomienie pompy, praca z obciążeniem biernym i zmiana obciążenia na obciążenie czynne
4. Praca pompy i zablokowanie ruchu tłoczyska
5. Praca pompy z obciążeniem biernym, przejście na obciążenie czynne i zatrzymanie pracy pompy
6. Praca pompy z obciążeniem biernym, przejście na obciążenie czynne i zatrzymanie pracy pompy uaktywnienie blokady wypływu cieczy z siłownika

Wynikiem przeprowadzonych analiz jest możliwość zaprojektowania wersji zaworu cztero-drogowego współpracującego z układem hydraulicznym obciążanym obciążeniem biernym i czynnym.

Warunki brzegowe

Można obliczyć ciśnienie na lewym brzegu przewodu na nowym poziomie czasu, gdy znana jest prędkość przepływu na nowym poziomie i znane są prędkość i ciśnienie w sąsiednim węźle na starym poziomie czasu

$$p_l^n = p_p + \rho c (u_l^n - u_p) \quad (22)$$

I podobnie można obliczyć prędkość na lewym brzegu na nowym poziomie czasu, gdy znane jest ciśnienie na nowym poziomie i znane są prędkość i ciśnienie w sąsiednim węźle na starym poziomie czasu

$$u_l^n = \frac{(p_l^n - p_p)}{\rho c} - u_p \quad (23)$$

Prawy warunek brzegowy

Podobnie obliczymy nowe ciśnienie na prawym brzegu

$$p_p^n = p_l - \rho c (u_p^n - u_l) \quad (24)$$

gdy zna jest prędkość na prawym brzegu na nowym poziomie czasu

Gdy znane jest nowe ciśnienie na prawym brzegu, obliczymy na nim nową prędkość przepływu

$$u_p^n = u_l - \frac{(p_p^n - p_l)}{\rho c} \quad (25)$$

gdy zna jest prędkość na prawym brzegu na nowym poziomie czasu

Zmiany ciśnienia w lewej i prawej przestrzeni siłownika można obliczyć korzystając z definicji modułu ściśliwości

$$K = -V \frac{dp}{dV}; \quad (26)$$

Możemy policzyć zmiany ciśnienia w przestrzeni po lewej stronie tłoczyska siłownika dwustronnego działania całkując numerycznie równanie opisujące zmiany pochodnej ciśnienia w czasie.

$$\frac{dp}{dt} = -K \frac{1}{V} \frac{dV}{dt}; \quad (27)$$

Zmiana objętości cieczy hydraulicznej po lewej stronie tłoczyska po czasie Δt wyrazi się wzorem

$$V_n = V_s + \frac{dV}{dt} \Delta t; \quad (28)$$

Znając prędkość tłoka u_l i powierzchnię czołową lewej strony tłoka A_{tl} oraz prędkość napływu cieczy do przestrzeni przed tłokiem u_r przez przewód hydrauliczny o przekroju poprzecznym A_r można policzyć zmianę objętości cieczy w przestrzeni obok tłoka będącej różnicą pomiędzy strumieniem dopływającej cieczy, a zmianą objętości wywołaną ruchem tłoka:

$$dV = Q dt - A_{tl} u_l dt; \quad (29)$$

Gdzie, $Q = A_r u_r$, jest strumieniem cieczy dopływającym do przestrzeni obok tłoka

Znając pochodną zmiany objętości w czasie całkując tę zależność w czasie otrzymamy nową objętość.

$$\frac{dV}{dt} = Q - A_t u_t; \quad (30)$$

$V_n = V_o + (Q - A_t u_t) \Delta t$ to nowa objętość cieczy

$$\frac{dp}{dt} = -K \frac{1}{V} \frac{dV}{dt} \quad (31)$$

$$\frac{dp}{dt} = -K \frac{1}{V_o} (Q - A_t u_t) \quad (32)$$

całkując to równanie otrzymamy nową wartość ciśnienia po czasie dt .

$$p_n = p_s - K \frac{1}{V_o} (Q - A_t u_t) \Delta t \text{ to nowe ciśnienie w przestrzeni obok tłoka} \quad (33)$$

Potrzebne jest nam jeszcze równanie opisujące ruch tłoka siłownika. Ma ono postać równania ruchu tłoka:

$$m_t \frac{du_t}{dt} = p_{sl} A_{tl} - p_{sp} A_{tp} - T - P + S \quad (34)$$

Gdzie:

- m_t to zredukowana masa tłoka
- T to siła tarcia tłoka
- P to pasywne obciążenie tłoka
- S to aktywne obciążenie tłoka
- p_{sl} to ciśnienie po lewej stronie tłoka
- p_{sp} to ciśnienie po prawej stronie tłoka
- A_{tl} to lewa powierzchnia tłoka
- A_{tp} to powierzchnia po prawej stronie tłoka

Całkując numerycznie to równanie metodą Eulera otrzymamy nową prędkość tłoka

$$u_m = u_{is} + \frac{(p_{sl} A_{tl} - p_{sp} A_{tp} - T - P + S)}{m_t} \Delta t \quad (35)$$

I dalej jego położenie

$$x_m = x_{is} + u_m \Delta t \quad (36)$$

Obecność kawitacji symulowano blokując ciśnienia mniejsze od ciśnienia wrzenia na poziomie ciśnienia wrzenia.

Przedstawione wyżej równania zostały zapisane w arkuszu kalkulacyjnym Excel. Wykonano kilka symulacji przepływu w analizowanej konfiguracji.

Założono:

Masa tłoka z tłoczyskiem = 7.6 kg

Dołączona masa obciążenia = 300 kg

Średnica zewnętrzna przewodów gumowych = 0.01 m

Grubość ścianek = 0.002 m

Współczynnik ściśliwości oleju = 1370000000 Pa

Moduł Younga gumy = 4820000000 Pa

Gęstość oleju = 880 kg/m³

Prędkość rozchodzenia się fal ciśnienia w gumowym przewodzie = 920 m/s

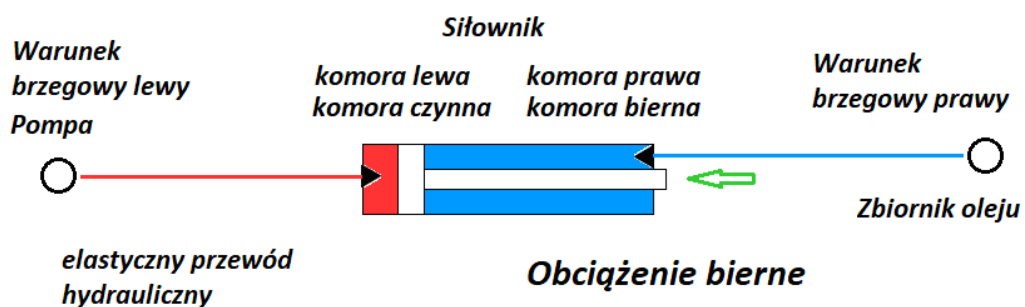
Długość skoku siłownika 0.5 m

Średnica tłoka siłownika = 0.05 m

Średnica tłoczyska siłownika = 0.02 m

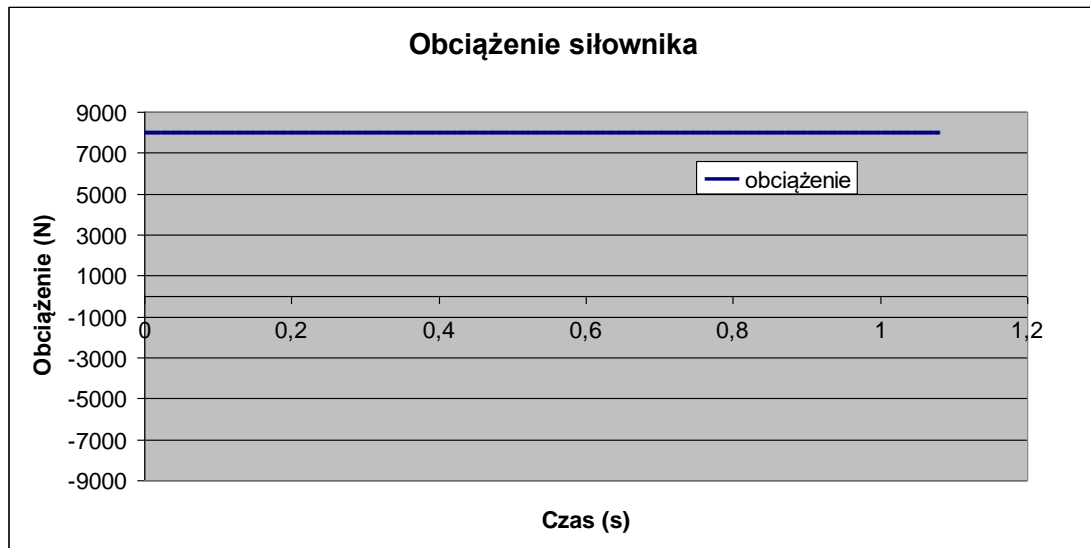
Długości przewodów gumowych = 10 m

1. Przypadek obciążenia biernego



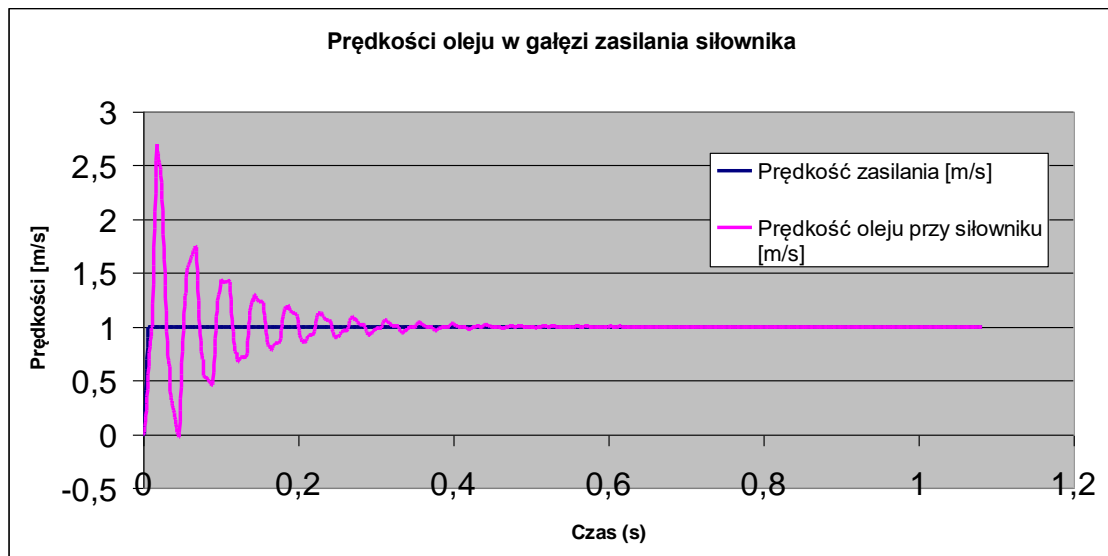
Rys. 97. Schemat układu hydraulicznego i obciążenie bierne

Rys. 97 przedstawia schemat analizowanego układu hydraulicznego z obciążeniem biernym siłownika.



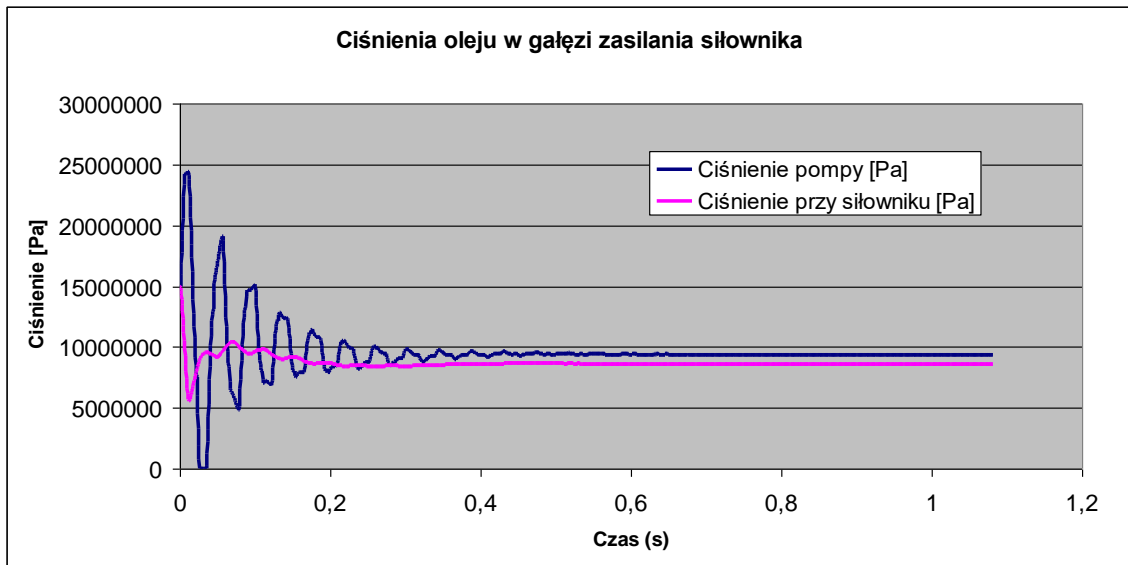
Rys. 98 Obciążenie siłownika (dodatnia wartość reprezentuje obciążenie bierne, ujemna obciążenie czynne)

Na rysunku 98 pokazano stałe obciążenie siłownika obciążeniem biernym.



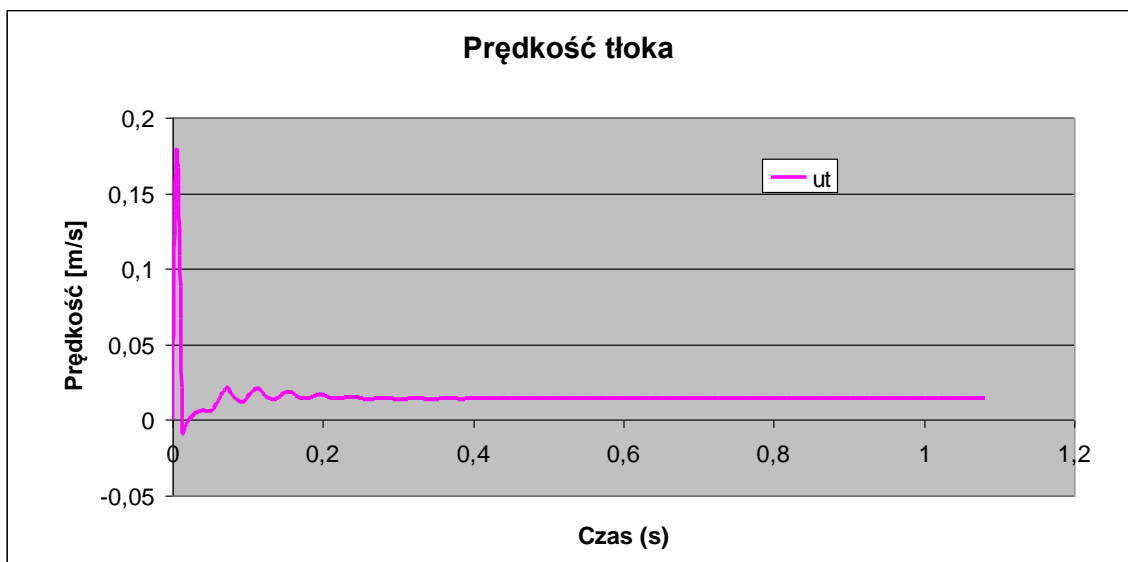
Rys. 99. Zmiany prędkości zasilania i prędkości oleju na wlocie do komory czynnej siłownika

Na rys. 99 pokazano zmiany prędkości na końcach przewodu zasilającego lewą (czynną) komorę siłownika. Można zauważyć, iż skokowy przyrost prędkości wywołany uruchomieniem pompy spowodował skok ciśnienia rozprzestrzeniający się w przewodzie gumowym i na skutek odbić od komory siłownika i dalej od pompy wytworzył oscylację prędkości oleju. Oscylacje gasną na skutek tłumienia wywołanego tarciem i ruchem tłoka.



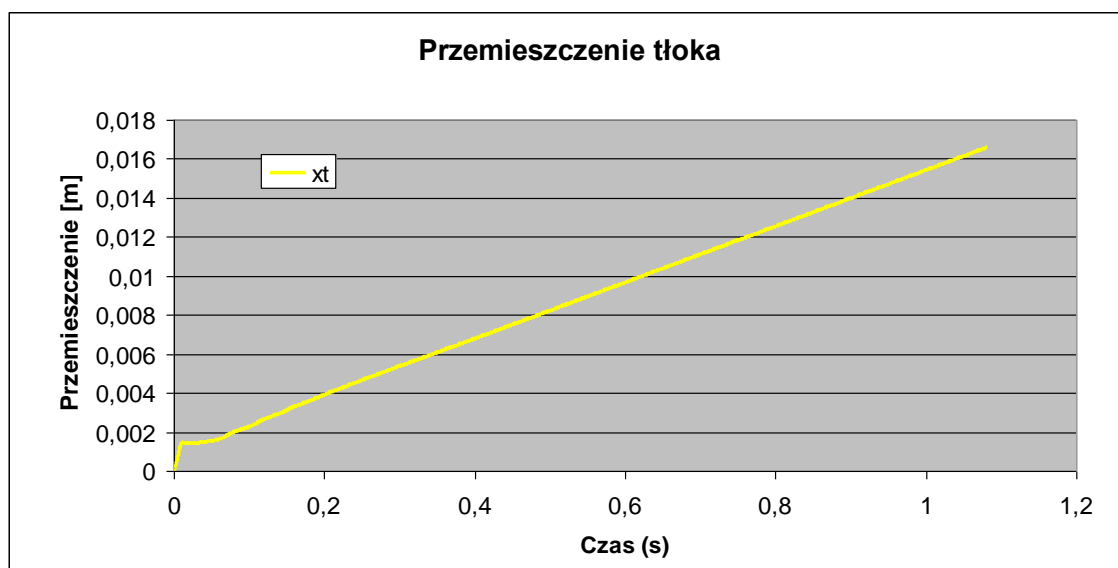
Rys 100. Ciśnienie na wylocie z pompy i ciśnienie na wlocie do czynnej komory siłownika

Na rysunku 100 przedstawiono zmiany ciśnienia wywołane włączeniem i wyłączeniem pompy zasilającej (pompa zębata). Widoczne są silne zmiany ciśnienia wywołane zmianami prędkości oleju w pobliżu pompy. Gasną na skutek działania sił tarcia – nieliniowych warunków brzegowych. Oscylacje przy siłowniku mają mniejszą amplitudę niż przy pompie.



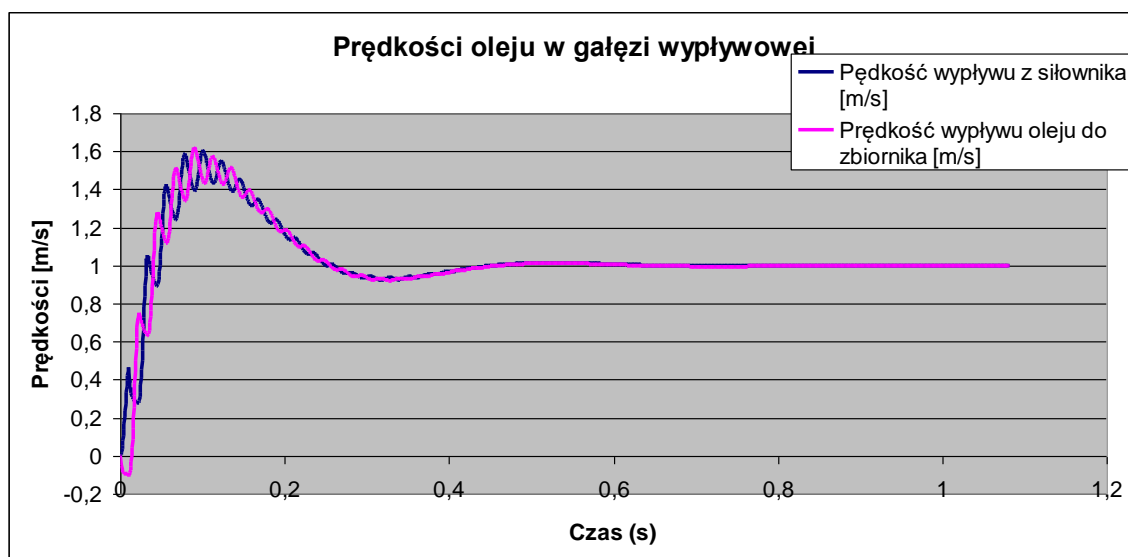
Rys. 101. Prędkość tłoka

Na rysunku 101 przedstawiono zmiany prędkości tłoka spowodowane uruchomieniem pompy zasilającej. Na skutek gwałtownej zmiany prędkości oleju na wlocie przewodu wywołaniem włączeniu pompy zasilającej następuje chwilowy, gwałtowny skok prędkości tłoka. Można zauważyć gasnące oscylacje prędkości tłoka.



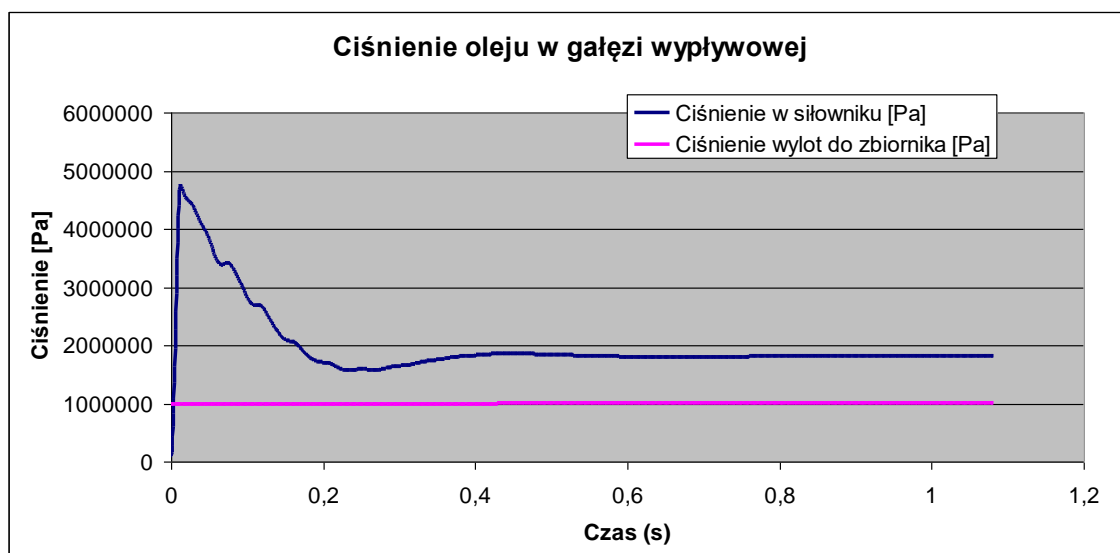
Rys. 102. Przemieszczenie tłoka

Przemieszczenia tłoka zaprezentowano na rys. 102. Po skokowym wzroście przemieszczenia w początkowym okresie tłoka, można dalej zauważyć płynną zmianę położenia tłoka do momentu wyłączenia pompy.



Rys. 103. Prędkość wypływu oleju z pasywnej komory siłownika i prędkość wypływu oleju do zbiornika

Na rysunku 103. wizualizowano zmiany prędkości oleju w (gumowym) przewodzie wypływowym w okolicy komory prawej (biernej) siłownika w pobliżu tej komory i na wylocie do zbiornika oleju. Można zauważyć gasnącą oscylację prędkości oleju.

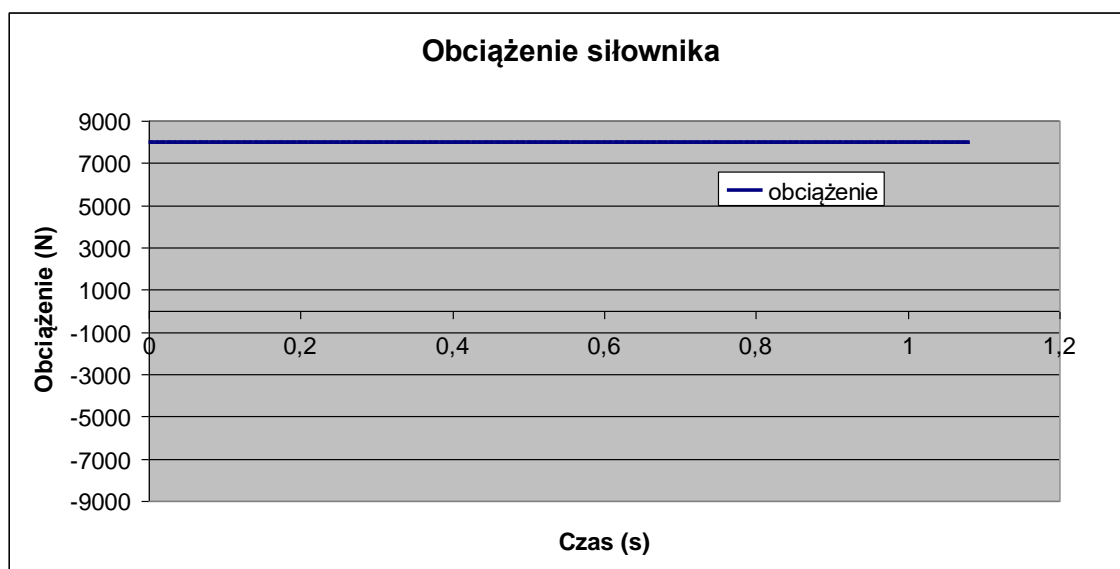


Rys. 104. Ciśnienie oleju w pasywnej komorze siłownika i ciśnienie wypływu oleju do zbiornika

Na rysunku 104. widoczny jest gwałtowny wzrost i oscylacyjny spadek ciśnienia w prawej komorze siłownika. Ciśnienie utrzymuje się na wysokim poziomie z powodu dławienia przepływu do poziomu 10 bar na wylocie z przewodu.

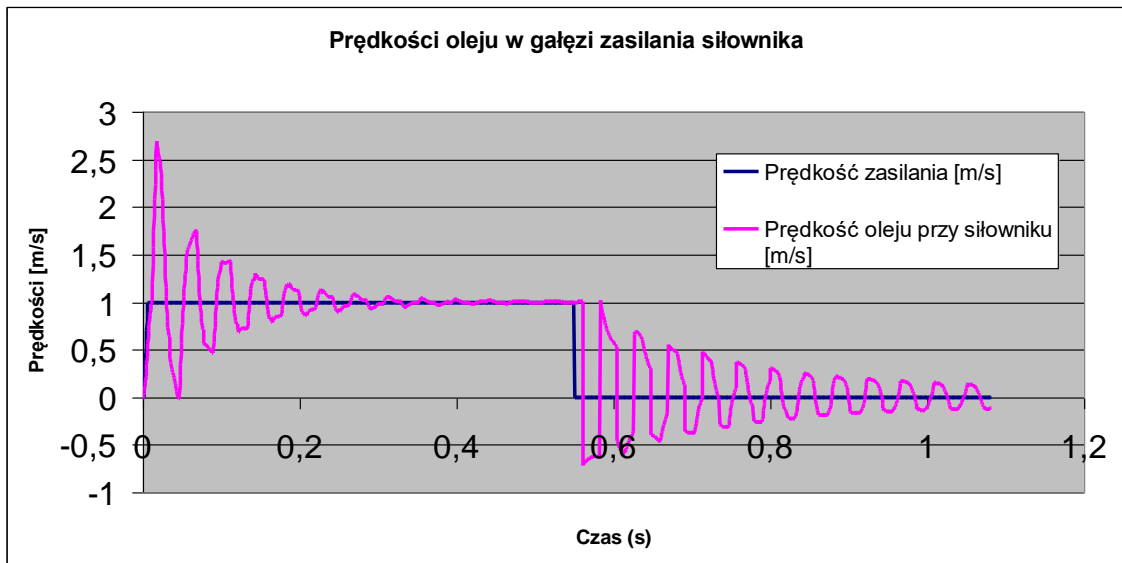
2. Zatrzymanie pompy

Scenariusz kolejnej symulacji obejmował uruchomienie pompy i po chwili jej zatrzymanie. Wyniki symulacji pokazano na kolejnych rysunkach.



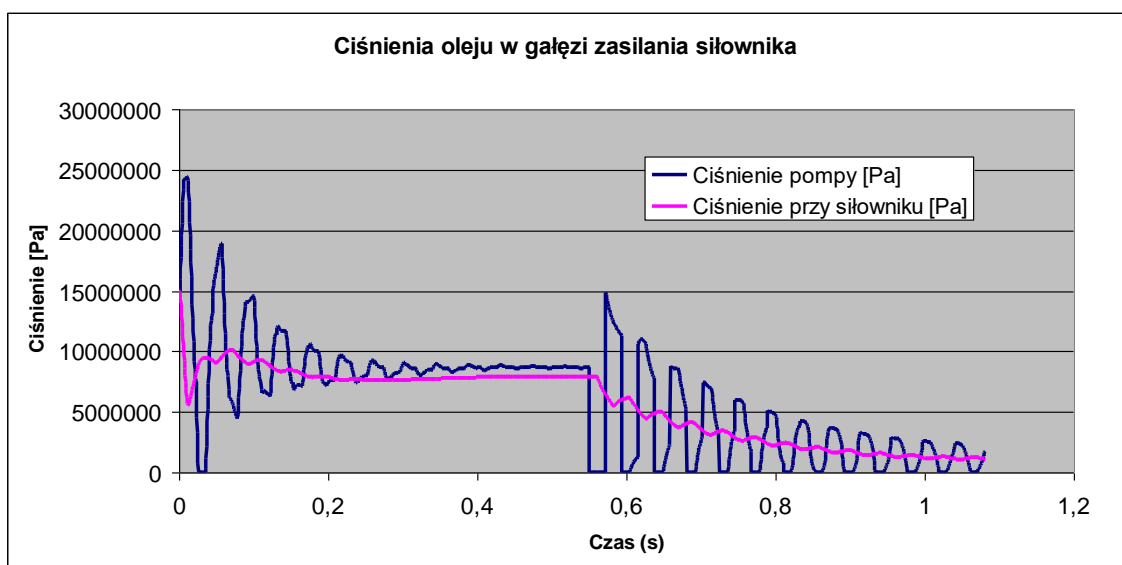
Rys. 105. Obciążenie siłownika (dodatnia wartość reprezentuje obciążenie bierne, ujemna obciążenie czynne)

Na rysunku 105. pokazano stałe obciążenie siłownika obciążeniem biernym.



Rys. 106. Zmiany prędkości zasilania i prędkości oleju na wlocie do komory czynnej siłownika

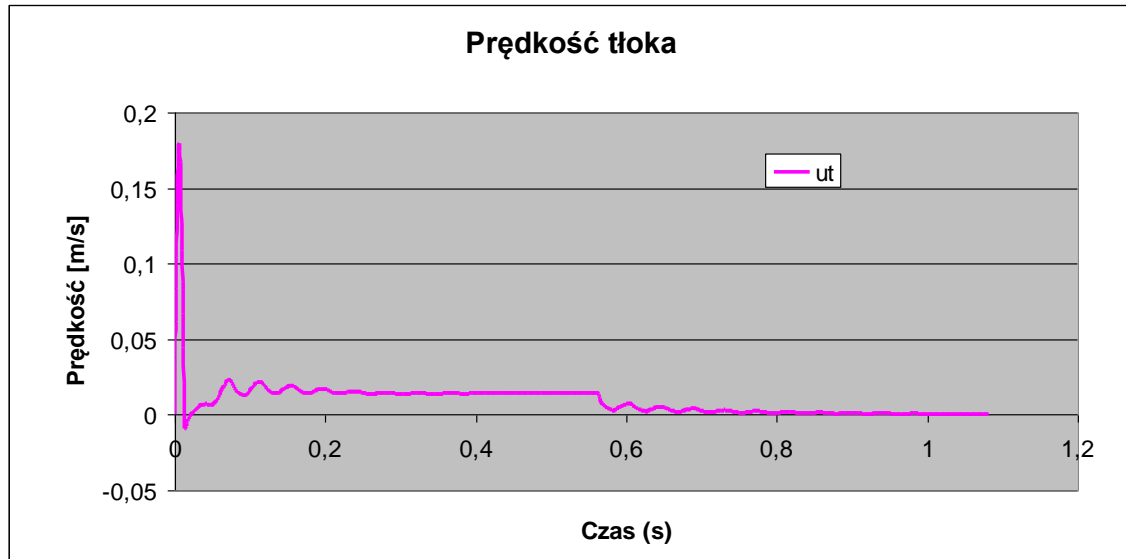
Na rys. 106 pokazano zmiany prędkości na końcach przewodu lewą (czynną komorę siłownika). Można zauważyć, iż skokowy przyrost prędkości wywołany uruchomieniem pompy spowodował skok ciśnienia rozprzestrzeniający się w przewodzie gumowym i na skutek odbić od komory siłownika i dalej od pompy wytworzył oscylację prędkości. Oscylacje gasną na skutek tłumienia wywołane tarciami i ruchem tłoka. Po wyłączeniu pompy prędkość na początku przewodu (przy pompie) spada do zera, wywołując oscylacje przepływu w przewodzie.



Rys.107. Ciśnienie na wlocie z pompy i ciśnienie na wlocie do czynnej komory siłownika

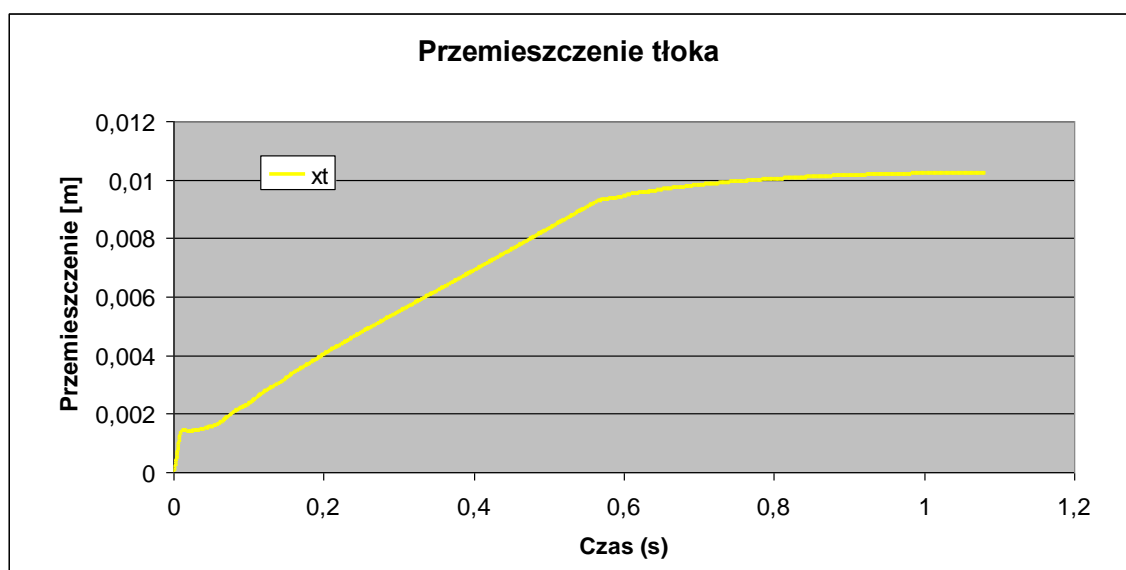
Na rysunku 107. przedstawiono zmiany ciśnienia wywołane włączeniem i wyłączeniem pompy zasilającej (pompa zębata). Widoczne są silne zmiany ciśnienia

zmianami prędkości w pobliżu pompy. Gasną na skutek działania sił tarcia – nieliniowych warunków brzegowych. Należy zauważyć, iż po wyłączeniu pompy ciśnienie spadło do niskiego poziomu wywołując pojawienie się zjawiska kawitacji. Oscylacje przy siłowniku mają mniejszą amplitudę oscylacji.



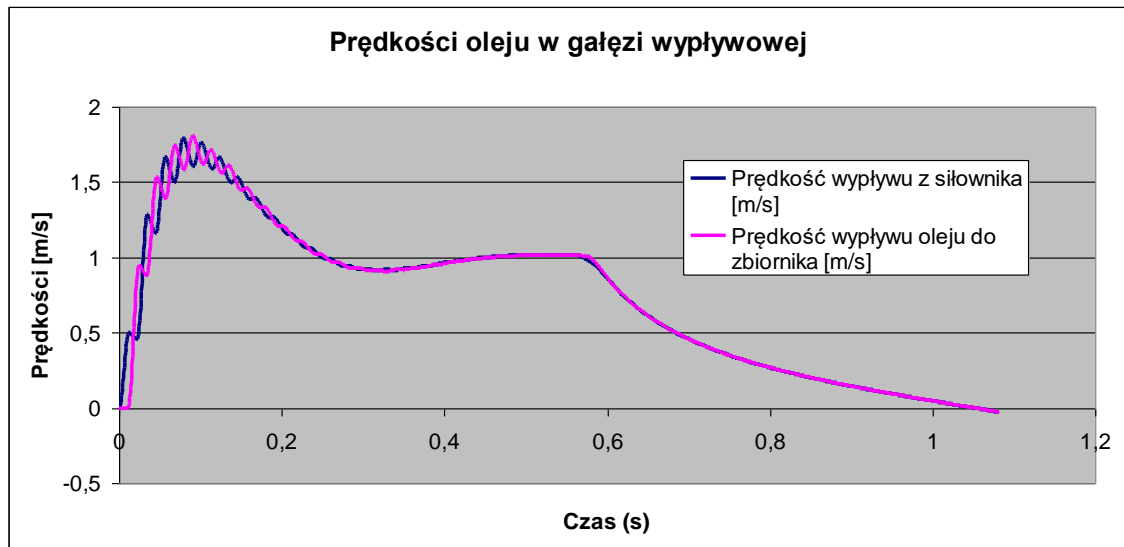
Rys. 108. Prędkość tłoka

Na rysunku 108. przedstawiono zmiany prędkości tłoka spowodowane uruchomieniem pompy zasilającej. Na skutek gwałtownej zmiany prędkości oleju na wlocie przewodu wywołanym włączeniem pompy zasilającej następuje chwilowy, gwałtowny skok prędkości tłoka. Można zauważyć gasnące oscylacje tłoka. Wyłączenie pompy nie powoduje gwałtownych zmian prędkości tłoka. Występują tylko małe gasnące jej oscylacje.



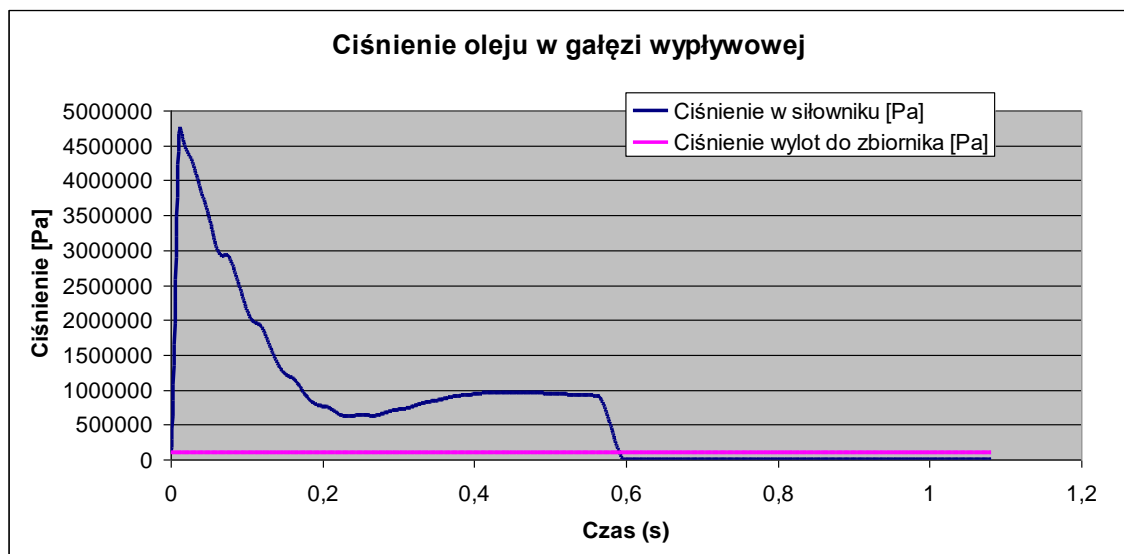
Rys. 109. Przemieszczenie tłoka

Przemieszczenia tłoka zaprezentowano na rys. 109. Po skokowym wzroście przemieszczenia w początkowym okresie tłoka, można dalej zauważyć można zauważyć płynną zmianę położenia tłoka do momentu wyłączenia pompy. Po wyłączeniu pompy widoczne jest niewielkie przemieszczenie tłoka spowodowane bezwładnością tłoka i dołożonej masy biernej tłoka (obciążenie łyżki ładowarki).



Rys. 110. Prędkość wypływu oleju z pasywnej komory silownika i prędkość wypływu oleju do zbiornika

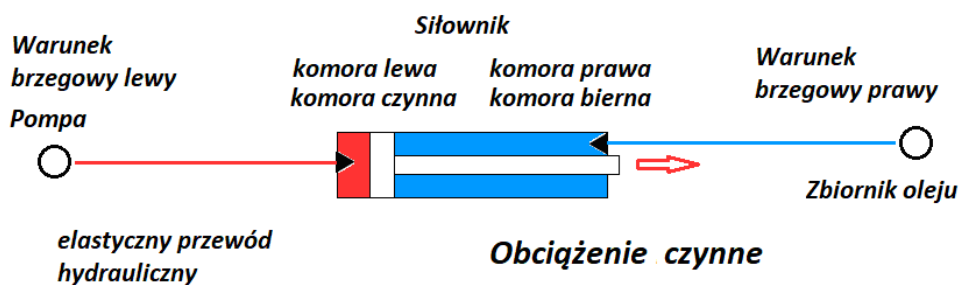
Na rysunku 110. wizualizowano zmiany prędkości oleju w (gumowym) przewodzie wypływowym w okolicy komory prawej (biernej) silownika w pobliżu tej komory i na wylocie do zbiornika oleju. Można zauważyć gasnącą oscylację prędkości oleju, po wyłączeniu pompy zasilającej następuje bez oscylacyjny spadek prędkości wypływu oleju.



Rys. 111. Ciśnienie oleju w pasywnej komorze silownika i ciśnienie wypływu oleju do zbiornika

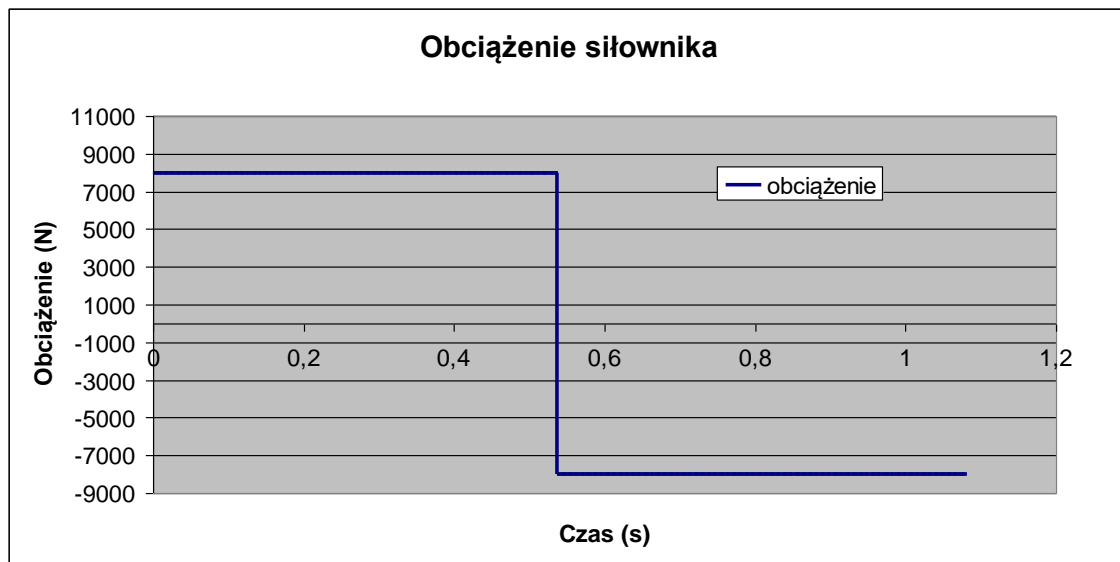
Na rysunku 111. widoczny jest gwałtowny wzrost i oscylacyjny spadek ciśnienia w prawej komorze siłownika. Po wyłączeniu pompy zasilającej następuje w komorze spadek ciśnienia – poniżej ciśnienia zbiornika zlewowego. Spadek do ciśnienia kawitacyjnego. Wynika to z braku dławienia przepływu na wylocie z przewodu wylotowego z komory.

3. **Obciążenie pasywne przechodzące w obciążenie aktywne wypływ z komory pasywnej do ciśnienia 10 bar.**



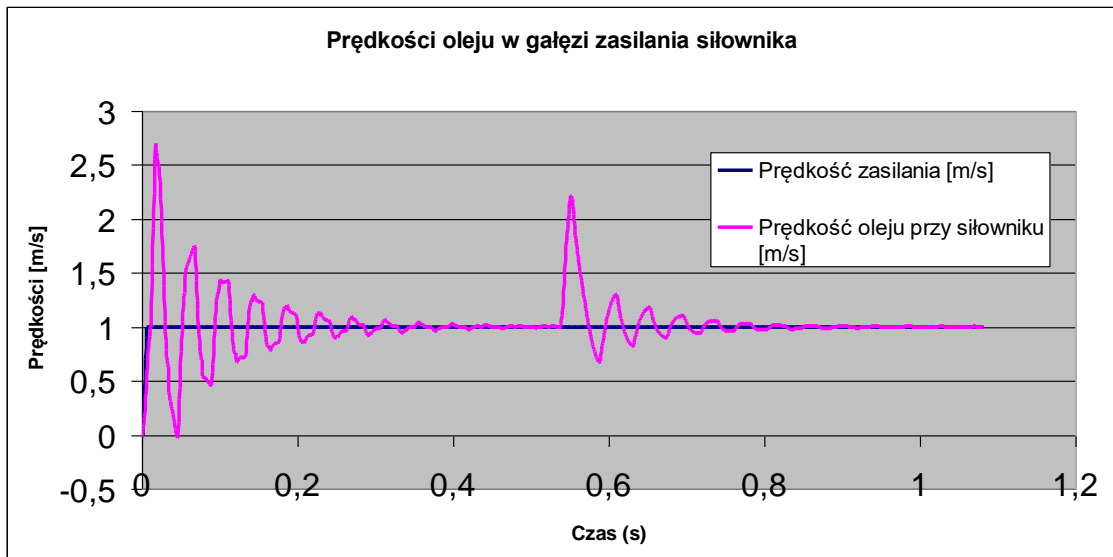
Rys. 112. Obciążenie czynne

Na rys. 112 przedstawiono przypadek obciążenia siłownika obciążeniem czynnym



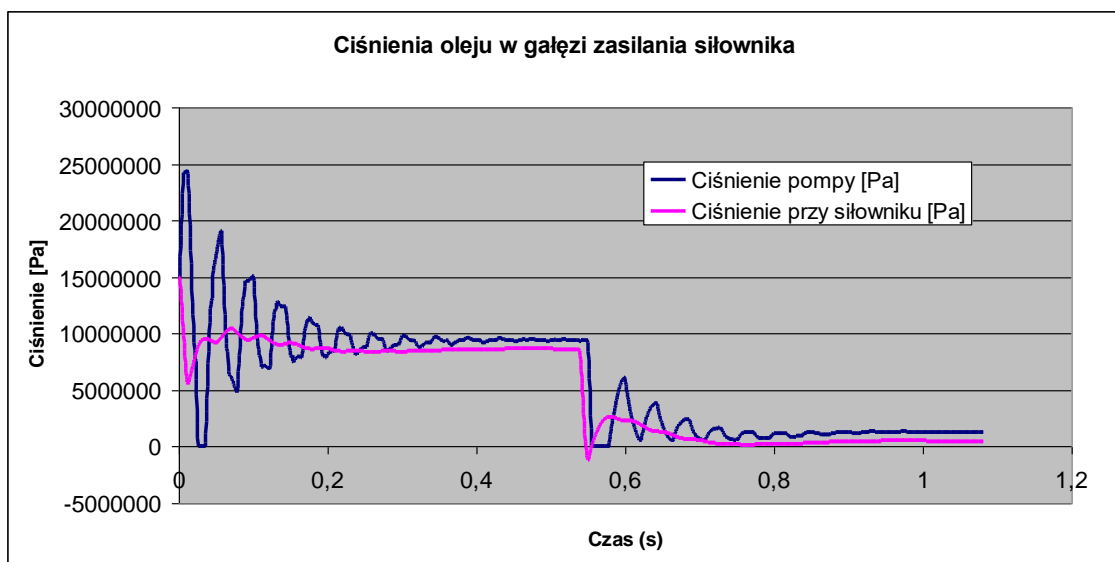
Rys. 113. Obciążenie siłownika (dodatnia wartość reprezentuje obciążenie bierne, ujemna obciążenie czynne)

Na rys. 113 pokazano zmiany obciążenia z początkowego biernego na obciążenie czynne.



Rys. 114. Zmiany prędkości zasilania i prędkości oleju na wlocie do komory czynnej siłownika

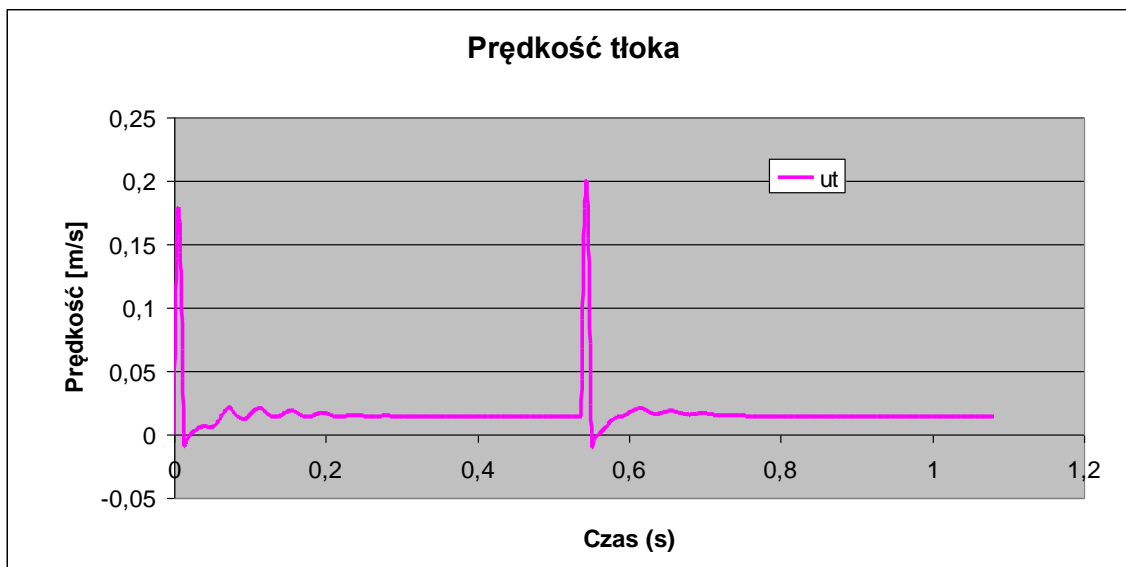
Na rys. 114 przedstawiono zmiany prędkości oleju na wylocie z pompy zębatej i w lewej komorze siłownika, po uruchomieniu pompy i biernym obciążeniu tłoka siłownika oraz po zmianie typu obciążenia na czynne. Widoczne są zmiany prędkości początkowo wywołane uruchomieniem pompy a następnie przez zmianę obciążenia z biernego na czynne. Gwałtowne zmiany parametrów (zmiana i zmiana typu obciążenia) wywoływały oscylacje prędkości przepływu oleju.



Rys. 115. Ciśnienie na wylocie z pompy i ciśnienie na wlocie do czynnej komory siłownika

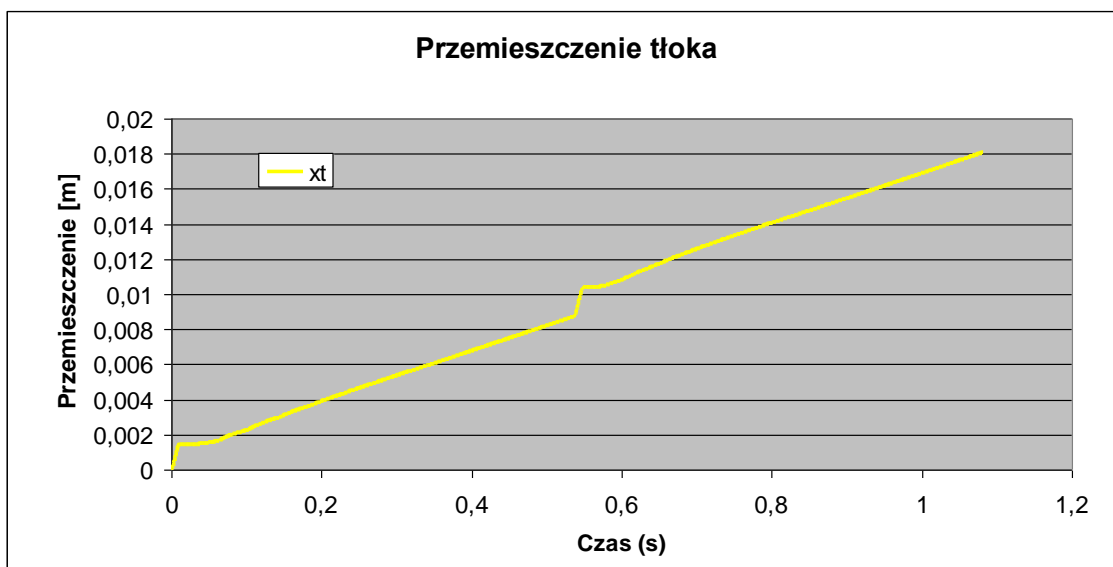
Na rys. 115 przedstawiono zmiany ciśnienia oleju na wylocie z pompy zębatej i w lewej komorze siłownika, po uruchomieniu pompy i obciążeniu biernym oraz po zmianie typu obciążenia na czynne. Widoczne są oscylacyjne zmiany ciśnienia,

początkowo wywołane uruchomieniem pompy a następnie przez zmianę obciążenia z biernego na czynne. Gwałtowne zmiany parametrów (zmiana prędkości oleju i zmiana typu obciążenia) są powodem tych oscylacji. Krótco po zmianie typu obciążenia ciśnienie w lewej komorze siłownika spada do ciśnienia wrzenia oleju (kawitacja) a następnie utrzymuje się powyżej tego ciśnienia.



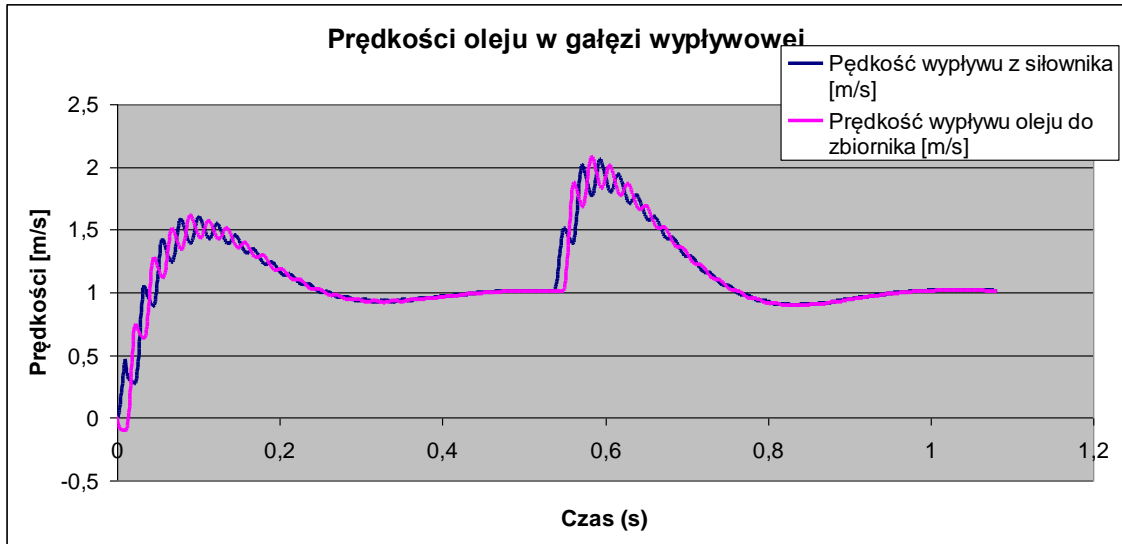
Rys. 116. Prędkość tłoka

Analizując zmiany prędkości tłoka pokazane rys. 116 można zauważyć silne chwilowe zmiany prędkości tłoką w momentach zmian parametrów układu (prędkości zasilania i typu obciążenia)



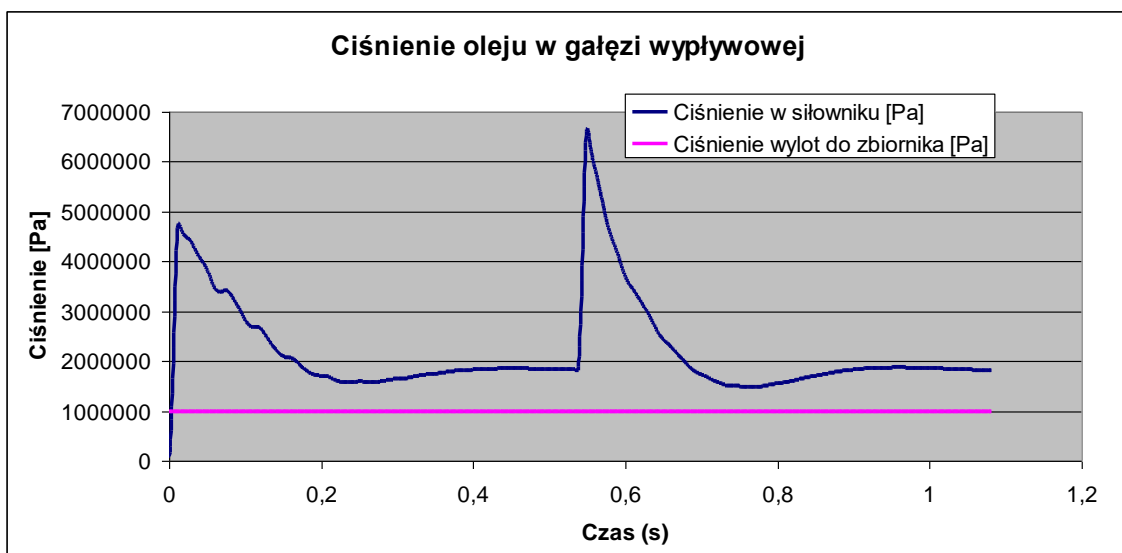
Rys. 117. Przemieszczenie tłoka

Zmiany prędkości tłoka pokazane rys. 117 wskazują na istnienie chwilowych większych zmian położenia tłoka odpowiadających czasom gwałtownych zmian parametrów układu (prędkości zasilania i typu obciążenia).



Rys. 118. Prędkość wypływu oleju z pasywnej komory siłownika i prędkość wypływu oleju do zbiornika

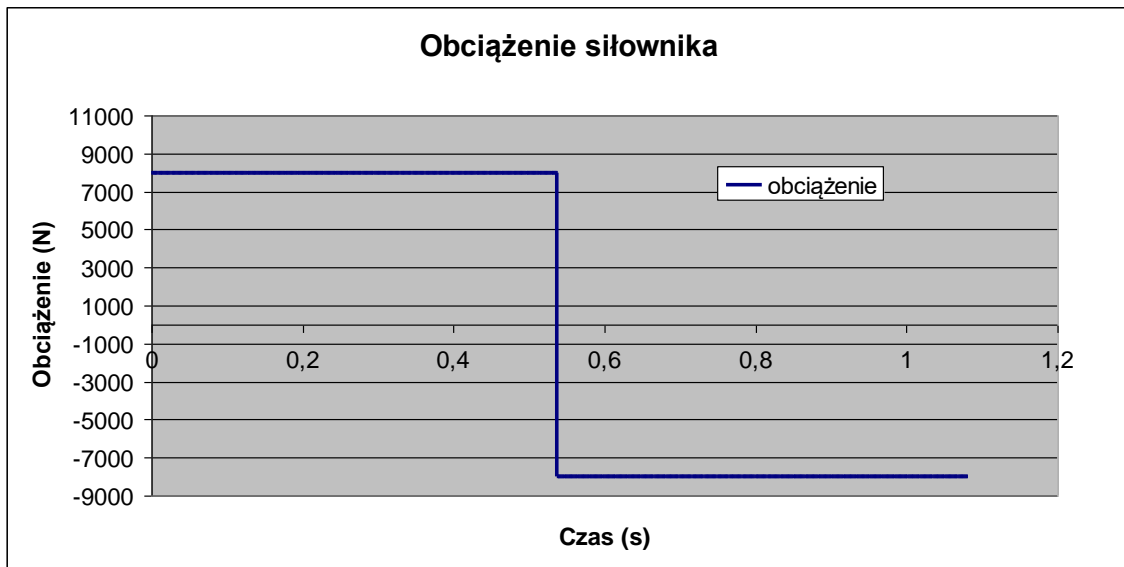
Na rysunku 118 pokazano zmiany prędkości wypływu oleju z prawej komory siłownika i wypływu oleju do zbiornika wlewowego zabezpieczonego przez zawór podnoszący ciśnienie na końcu przewodu wypływowego do poziomu ciśnienia 10 bar.



Rys. 119. Ciśnienie oleju w pasywnej komorze siłownika i ciśnienie wypływu oleju do zbiornika

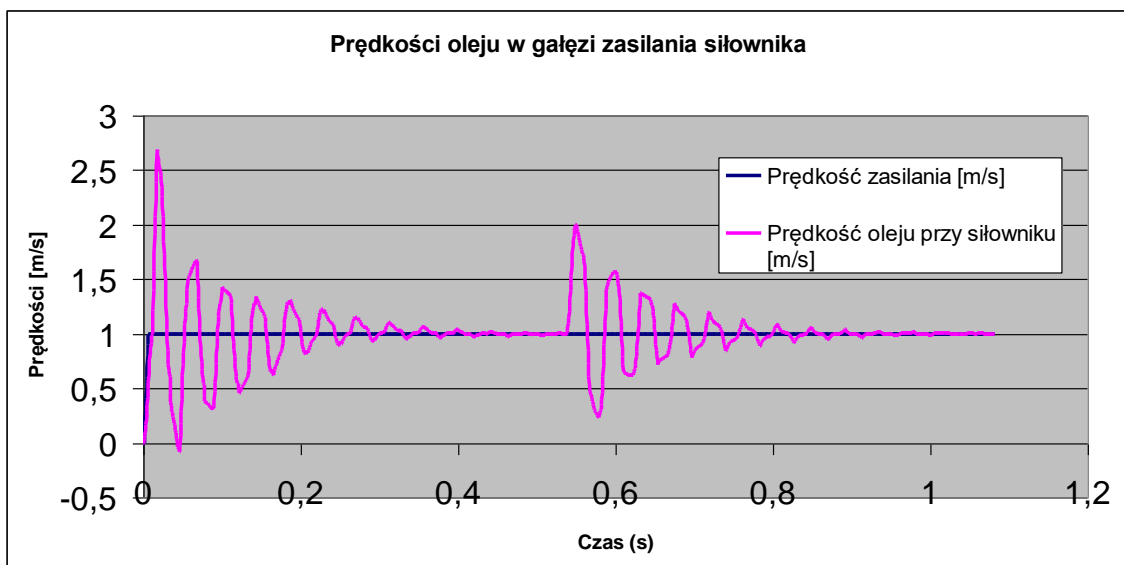
Na rysunku 119 pokazano zmiany ciśnienia oleju w prawej komory siłownika i wylocie oleju do zbiornika wlewowego zabezpieczonego prze zawór podnoszący ciśnienie na końcu przewodu wypływowego do poziomu ciśnienia 10 bar.

4. Obciążenie pasywne przechodzące w obciążenie aktywne -wypływ z komory pasywnej do ciśnienia 70 bar.



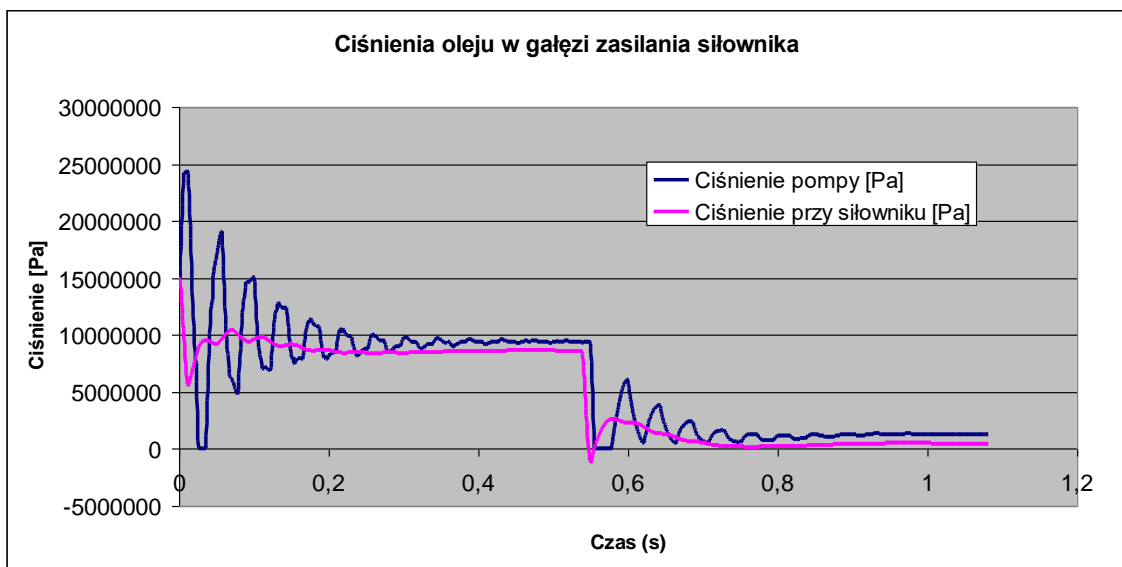
Rys. 120. Obciążenie siłownika (dodatnia wartość reprezentuje obciążenie bierne, ujemna obciążenie czynne)

Na rys. 120 pokazano zmiany obciążenia z początkowego biernego na obciążenie czynne.



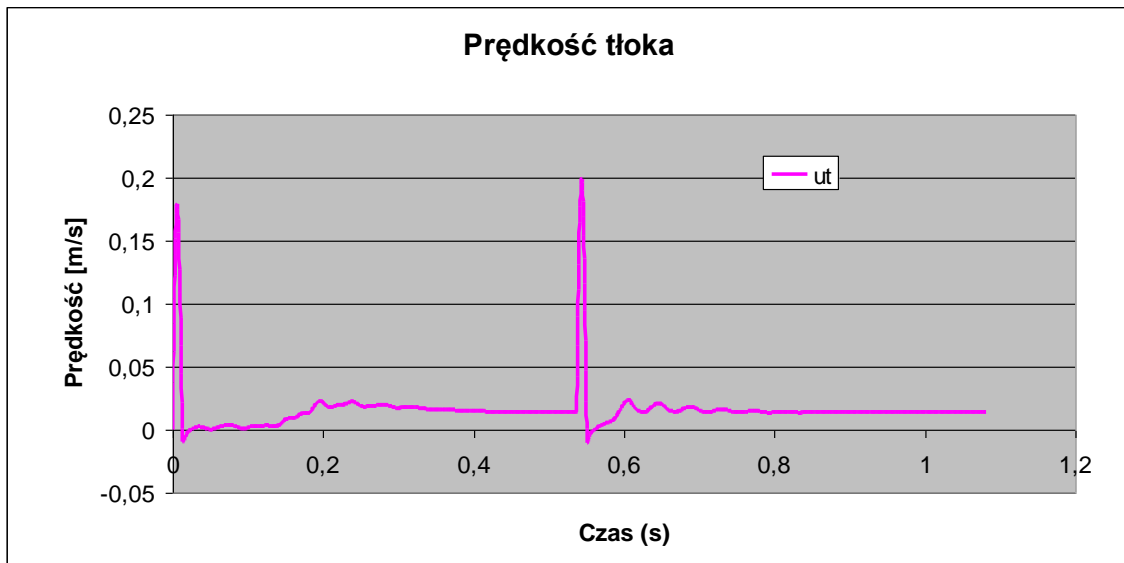
Rys. 121. Zmiany prędkości zasilania i prędkości oleju na wlocie do komory czynnej siłownika

Na rys. 121 przedstawiono zmiany prędkości oleju na wylocie z pompy zębatej i w lewej komorze siłownika, po uruchomieniu pompy i biernym obciążeniu tłoka siłownika oraz po zmianie typu obciążenia na czynne. Widoczne są zmiany prędkości początkowo wywołane uruchomieniem pompy a następnie przez zmianę obciążenia z biernego na czynne. Gwałtowne zmiany parametrów (zmiana i zmiana typu obciążenia) wywoływały oscylacje prędkości przepływu oleju. Są one nieco inne niż na rys. 114 gdyż inne jest ciśnienie wylotowe (teraz 70 bar, poprzednio 10 bar)



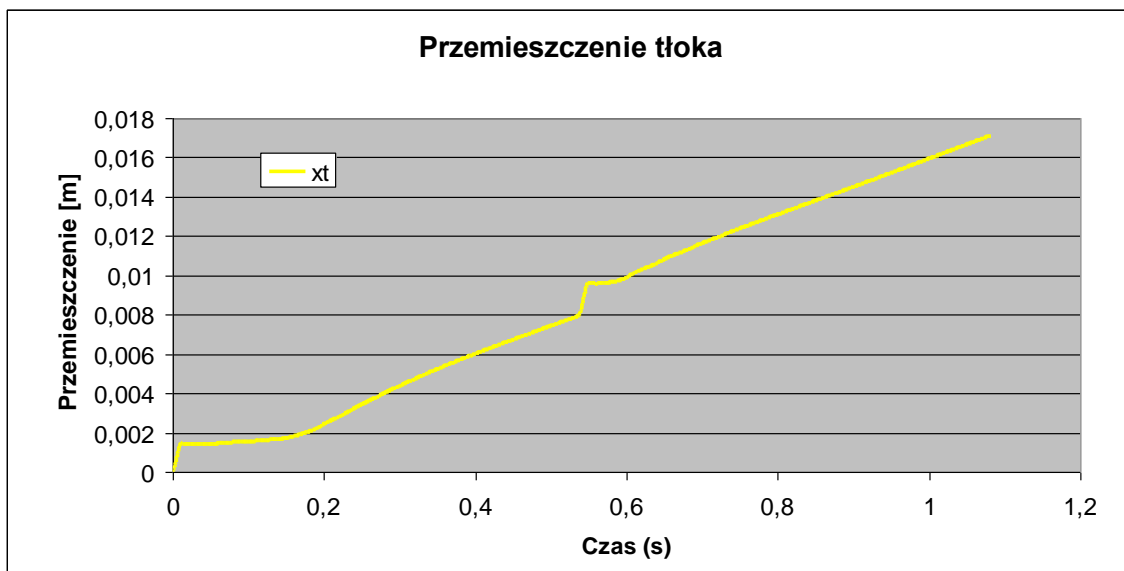
Rys. 122. Ciśnienie na wylocie z pompy i ciśnienie na wlocie do czynnej komory siłownika

Na rys. 122 przedstawiono zmiany ciśnienia oleju na wylocie z pompy zębatej i w lewej komorze siłownika, po uruchomieniu pompy i obciążeniu biernym oraz po zmianie typu obciążenia na czynne. Widoczne są oscylacyjne zmiany ciśnienia, początkowo wywołane uruchomieniem pompy a następnie przez zmianę obciążenia z biernego na czynne.



Rys. 123. Prędkość tłoka

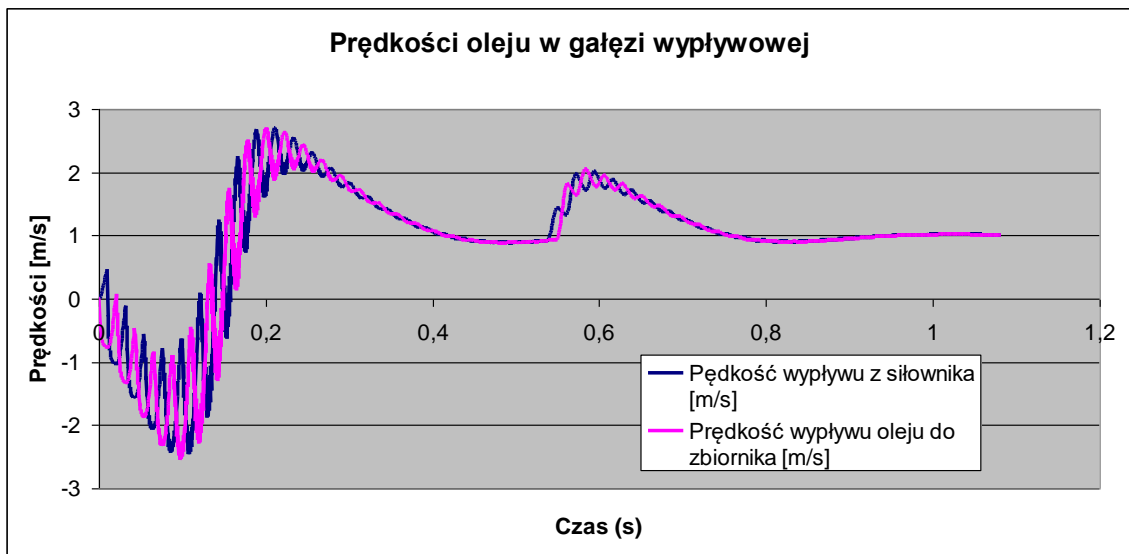
Analizując zmiany prędkości tłoka pokazane rys. 123 można zauważyć silne chwilowe zmiany prędkości tłoką w momentach zmian parametrów układu (prędkości zasilania i typu obciążenia). Charakterystyczne jest opóźnienie wzrostu prędkości po pierwszym gwałtownym skoku prędkości. Opóźnienie to jest wywołane znacznie większym ciśnieniem wylotowym z komory prawej (biernej) siłownika.



Rys. 124. Przemieszczenie tłoka

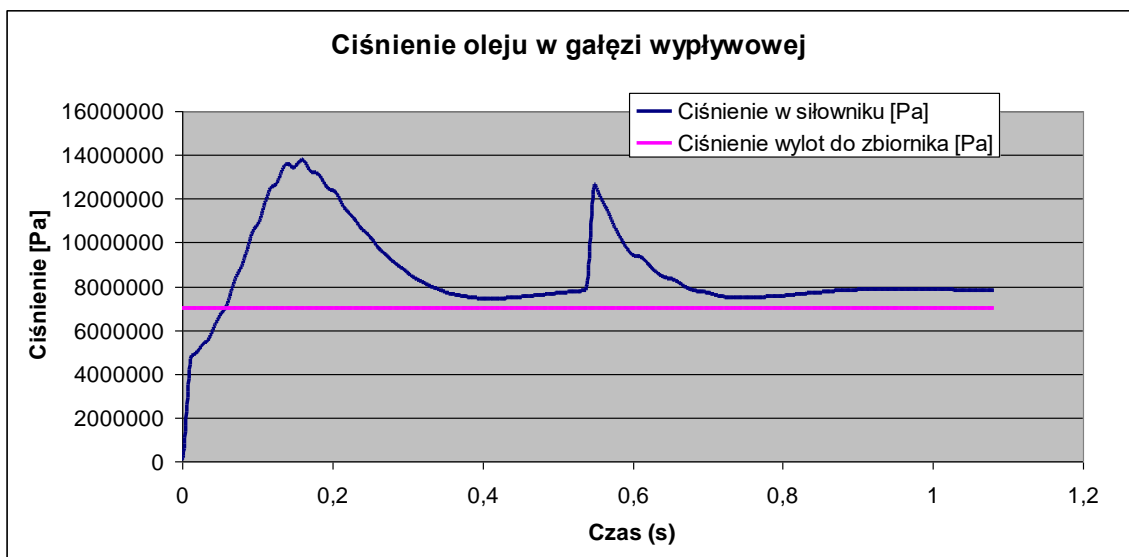
Zmiany prędkości tłoka pokazane rys. 124 wskazują na istnienie chwilowych większych zmian położenia tłoka odpowiadających czasom gwałtownych zmian parametrów układu (prędkości zasilania i typu obciążenia). Widoczne jest opóźnienie

w ruchu tłoka wywołane przez zwiększone ciśnienie wylotowe z prawej (biernej) komory siłownika.



Rys. 125. Prędkość wypływu oleju z pasywnej komory siłownika i prędkość wypływu oleju do zbiornika

Na rysunku 125 pokazano zmiany prędkości wypływu oleju z prawej komory siłownika i wypływu oleju do zbiornika wlewowego zabezpieczonego prze zawór podnoszący ciśnienie na końcu przewodu wypływowego do poziomu ciśnienia 70 bar. Można zauważyć istotne różnice z przebiegach prędkości w porównaniu do ciśnienia wypływu równego 10 bar.



Rys. 126. Ciśnienie oleju w pasywnej komorze siłownika i ciśnienie wypływu oleju do zbiornika

Na rysunku 126 pokazano zmiany ciśnienia oleju w prawej komory siłownika i wylocie oleju do zbiornika wlewowego zabezpieczonego prze zawór podnoszący ciśnienie na końcu przewodu wypływowego do poziomu ciśnienia 70 bar. Można zauważyć istotne różnice w porównaniu z wylotowym ciśnieniem równym 10 bar.

Zapowietrzenie oleju

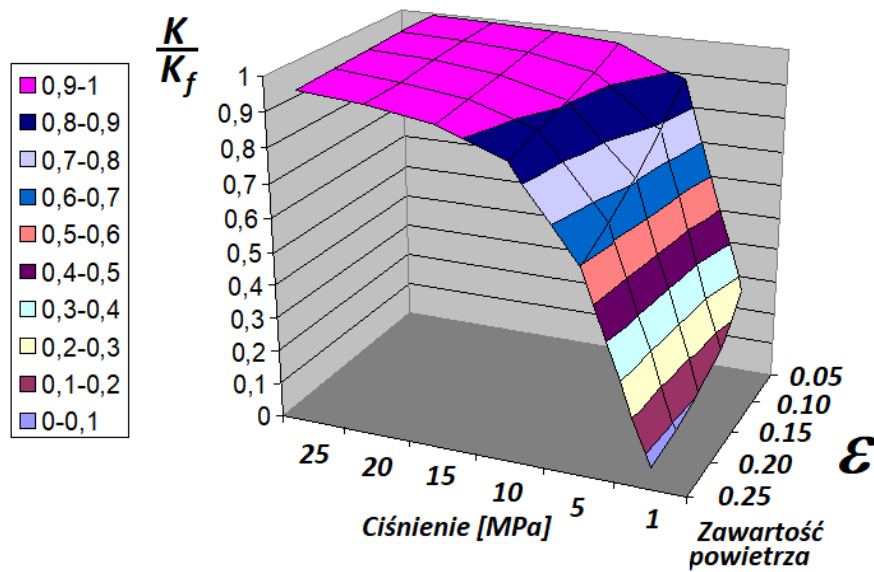
W warunkach rzeczywistych olej zawiera pewną ilość rozpuszczonego w nim powietrza co w przypadku silnego obniżenia ciśnienia w instalacji może przejawiać się pojawieniem pęcherzyków powietrza istotnie zmieniających charakterystyki jej działania. Adiabatyczny objętościowy moduł sprężystości K płynu hydraulicznego w rzeczywistych warunkach roboczych uzyskuje się za pomocą następującego równania (53), gdzie ciśnienie P_m jest nadciśnieniem w stosunku do ciśnienia otoczenia P_{abs} , adiabatyczny objętościowy moduł sprężystości czystego płynu hydraulicznego K_f oraz zawartość powietrza w płynie hydraulicznym ε są zmiennymi, a n - to wykładnik izentropy dla powietrza ($n = 1.4$).

Następujące równanie jest używane do uzyskania wartości K [38], [39].

$$K = K_f \frac{\left(\frac{P_{abs}}{P_{abs} + P_m}\right)^{\frac{1}{n}} \varepsilon + 1}{\left(\frac{P_{abs}}{P_{abs} + P_m}\right)^{\frac{1}{n}} \frac{\varepsilon K_f}{n(P_{abs} + P_m)} + 1} \quad (37)$$

$$\varepsilon = \frac{V_g}{V} \quad (38)$$

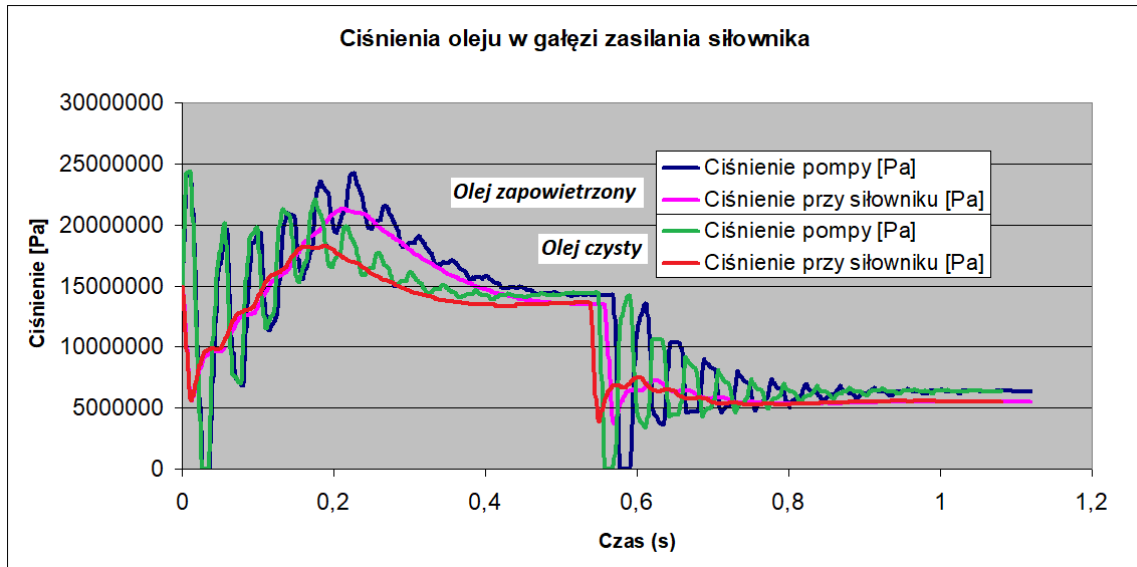
Przedstawiając tę zależność graficznie można zauważyć, iż wpływ zapowietrzenia oleju na moduł sprężystości zapowietrzonego oleju w odniesieniu do modułu sprężystości oleju czystego przejawia się dla ciśnień mniejszych od 10 MPa.



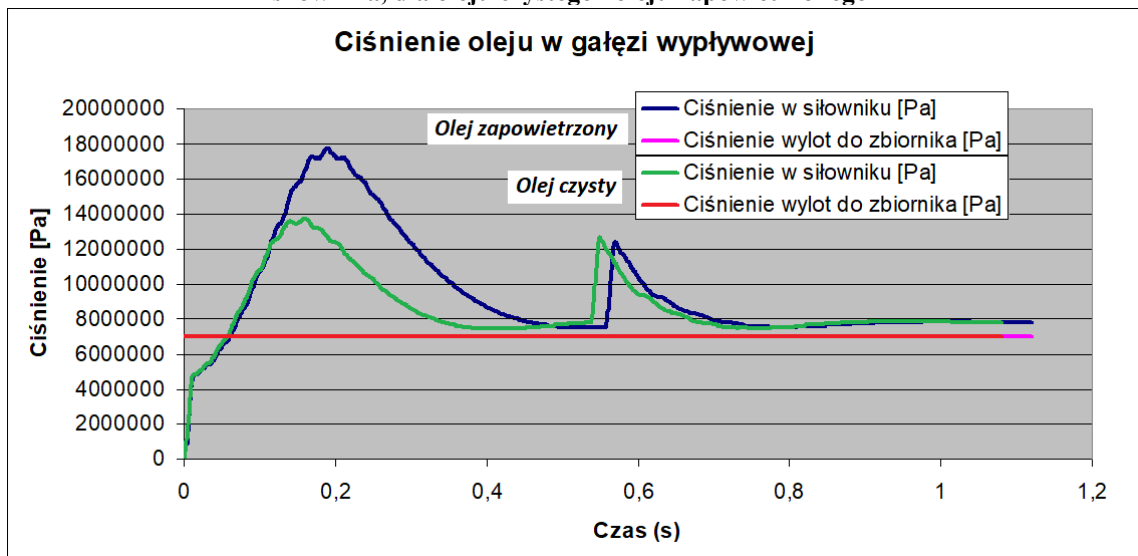
Rys. 127. Wpływ zmniejszania się współczynnika ściśliwości gdy olej nie ma powietrza

Wpływ zapowietrzenia oleju można zasymulować przez korektę współczynnika ściśliwości cieczy. Na rys. 127. pokazano wpływ zmniejszenia współczynnika ściśliwości do 0.88 jego wartości gdy olej nie zawiera powietrza.

Dla pokazanie zjawiska zapowietrzania oleju na zachowanie się instalacji, wykonano porównawcze obliczenia dla zapowietrzonego oleju o module sprężystości równym 0.88 modułu sprężystości oleju czystego. Wyniki przedstawiono na rys. 128 i rys. 129. Widoczne są dość istotne różnice w przebiegach ciśnień czystego oleju i oleju zapowietrzonego zarówno w lewej (czynnej) komorze siłownika (rys. 128) jak też w prawej (biernej) komorze siłownika (rys. 129).



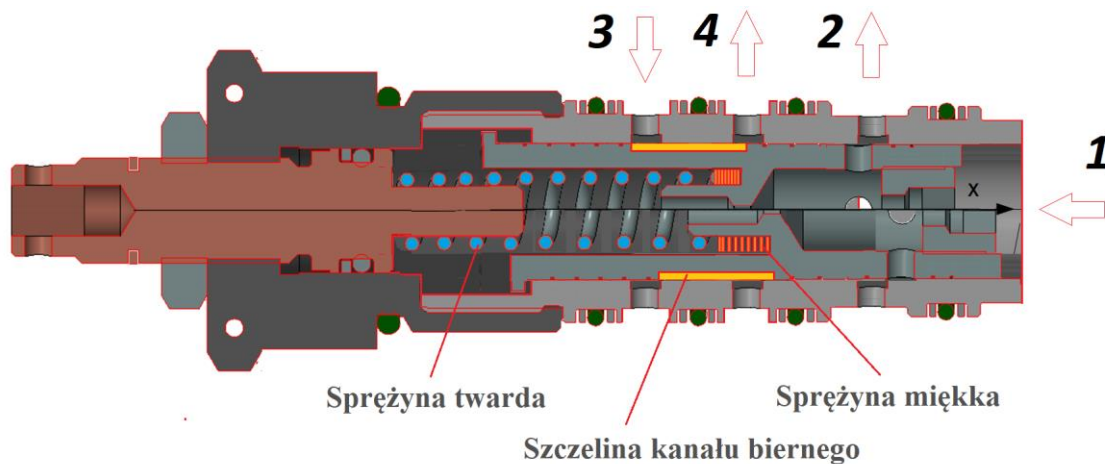
Rys. 128. Porównanie zmian ciśnienia oleju na wylocie z pompy i wlocie do komory aktywnej siłownika, dla oleju czystego i oleju zapowietrzonego



Rys. 129. Porównanie zmian ciśnienia oleju w pasywnej komorze siłownika i ciśnienie wypływu oleju do zbiornika, dla oleju czystego i oleju zapowietrzonego

Analizując wyniki obliczeń uznano, iż najciekawsze wyniki uzyskano dla przypadku z przełączeniem z obciążenia biernego na czynne. Wyniki obliczeń pokazały, iż zmiana obciążenia z biernego na czynne powoduje spadek ciśnienia w lewej (czynnej) komorze siłownika do bardzo małych wartości. Ta informacja była podstawą do rozwinięcia konstrukcji zaworu dwudrogowego o dwie dodatkowe drogi których celem byłoby automatyczne podniesienie ciśnienia w prawej (biernej) komorze siłownika dla skompensowania efektu działania aktywnego obciążenia.

Proponowaną geometrię cztero-drogowego siłownika pokazano na rys. 130.



Rys. 130. Propozycja zaworu cztero-kanałowego

Proponowana konstrukcja zaworu posiada cztery kanały: dwa dolotowe i dwa wylotowe.

Oznaczenia kanałów pokazanych na rys. 130.

1. Kanał zasilania
2. Kanał zasilania siłownika
3. Kanał wylotu z przeciwnej komory siłownika
4. Kanał wypływu do zbiornika

Przewidywane funkcje zaworu:

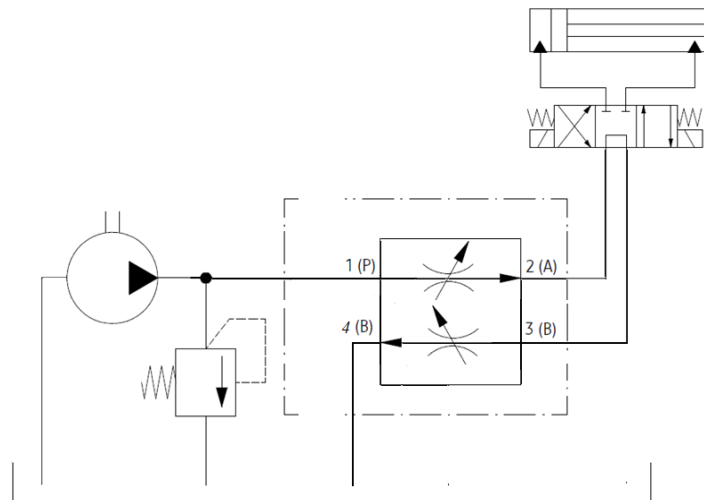
1. Odcięcie przepływu oleju do obu komór siłownika w przypadku zatrzymania pracy pompy
2. Kontrolowanie wydatku przepływającego przez zawór
3. Podniesienie ciśnienia w komorze biernej w przypadku wystąpienia obciążenia aktywnego

Schemat działania:

W przypadku zatrzymania pracy pompy spada ciśnienie w kanale zasilania 1. Sprężyna miękka przesuwając suwak w prawe skrajne położenie i w ten sposób zamyka kanały 2 i 3 odcinając dopływ i odpływ do komór siłownika zatrzymując go w aktualnym położeniu.

W przypadku pojawienia się obciążenia siłownika o charakterze czynnym, powoduje ono spadek ciśnienia w gałęzi zasilania siłownika (komora czynna) i przesunięcie suwaka w lewe skrajne położenie ograniczając wypływ z prawej biernej komory siłownika podnosząc w niej ciśnienie i redukując wartość czynnego obciążenia.

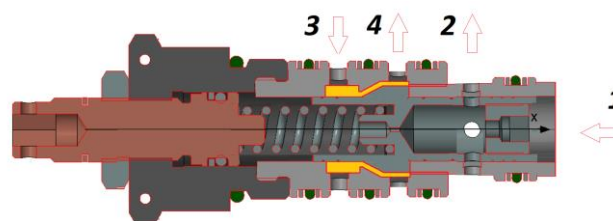
W pośrednich położeniach suwaka, sprężyna miękka jest ściśnięta a przez sprężynę sztywną realizowana jest jego podstawowa funkcja utrzymywania zadanego przepływu oleju przy zmiennym ciśnieniu zasilania.



Rys. 131. Schemat układu sterowania siłownikiem z wykorzystaniem zaworu czterodrogowego

Na rys. 131 przedstawiono schemat układu sterowania siłownikiem z wykorzystaniem zaworu czterodrogowego.

Rozważano też geometrie zaworu czterodrogowego o ograniczonej funkcjonalności – bez blokady przepływu w przypadku awarii pompy zasilającej jak pokazano na rys. 132



Rys. 132. Wersja zaworu kontrolującego wydatek przepływający przez zawór i podnoszący ciśnienie i dławiącym wypływ z komory biernej w przypadku wystąpienia obciążenia aktywnego

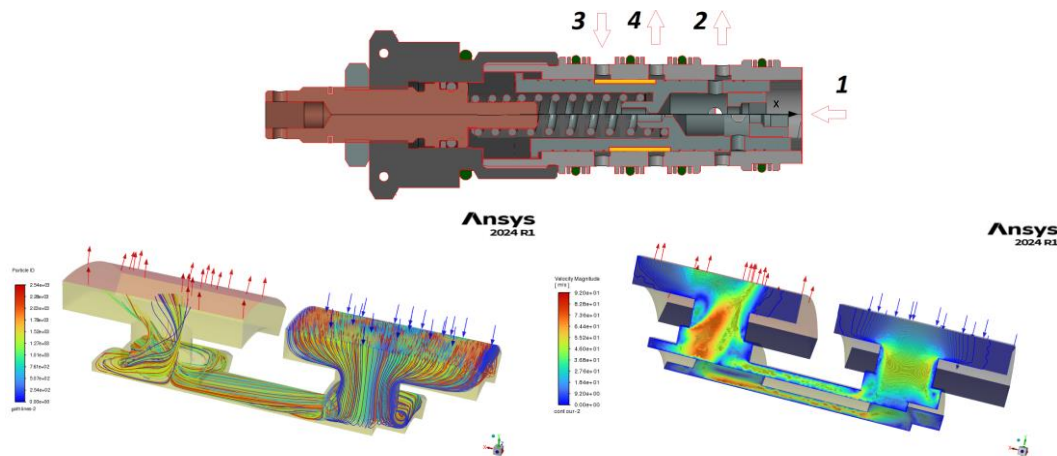
Wykorzystując możliwości oprogramowania ANSYS-Fluent dokonano kilku symulacji przepływów przez charakterystyczne elementy proponowanego zaworu czterodrogowego.

Analizując wyniki numerycznych symulacji procesów nieustalonych w układzie z siłownikiem obciążanym siłą bierną i czynną zauważono, iż zmiana obciążenia biernego

na czynne powoduje charakterystyczne zmiany w ciśnieniach panujących w komorach czynnych i biernych siłownika. Są to: silny spadek ciśnienia w komorze czynnej i wzrost ciśnienia w komorze biernej.

Postanowiono wykorzystać te zmiany w zmodyfikowanej wersji regulatora dodając możliwość dławienia przepływu w gałęzi biernej siłownika gdy ciśnienie w komorze czynnej wyraźnie spada. Spadek ciśnienia w komorze czynnej siłownika uruchamia dodatkowy ruch suwaka zaworu dławiąc wypływ oleju z komory biernej siłownika. Wykonano wstępne obliczenia przepływu pomiędzy kanałem wypływowym z biernej komory siłownika a kanałem odpływu z zaworu do zbiornika.

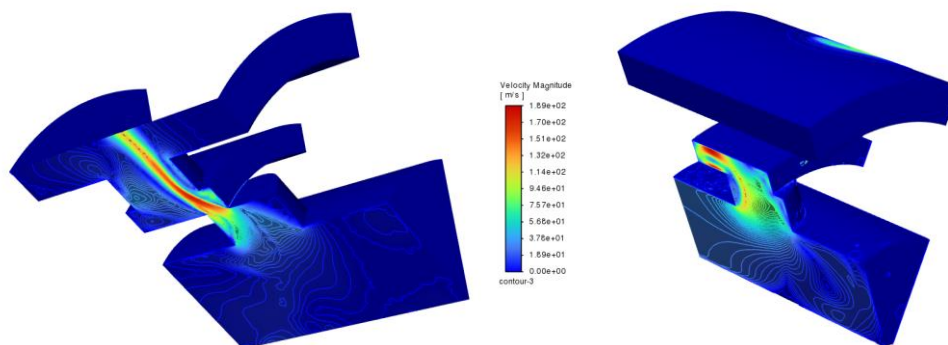
Na rysunku 133 pokazano przebiegi linii prądu i rozkłady prędkości szczelinach pomiędzy kanałami 3 i 4 zaworu czterodrogowego.



Rys. 132. Przebiegi linii prądu i rozkłady prędkości w szczelinach pomiędzy kanałami 3 i 4 zaworu czterodrogowego.

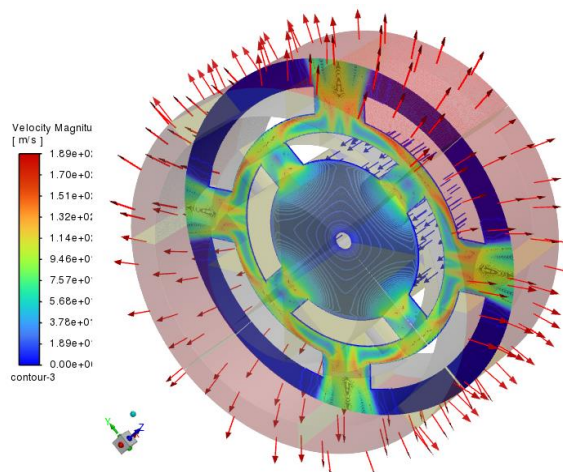
Ponieważ w czasie pracy zaworu suwak oprócz ruchu posuwistego wykonuje także obrót wokół swojej osi podłużnej nie zawsze otwory trafiają na siebie.

Na rysunku 133 pokazano rozkłady prędkości dla dwóch skrajnych położenia otworów. Gdy otwory trafiają na siebie i gdy połączenie pomiędzy nim odbywa się przez pierścieniową szczelinę naciętą w części stałej zaworu.



Rys. 133 Rozkład prędkości w kanałach zaworu gdy otwory w suwaku trafiają w otwory obudowy zaworu i gdy otwory są przesunięte

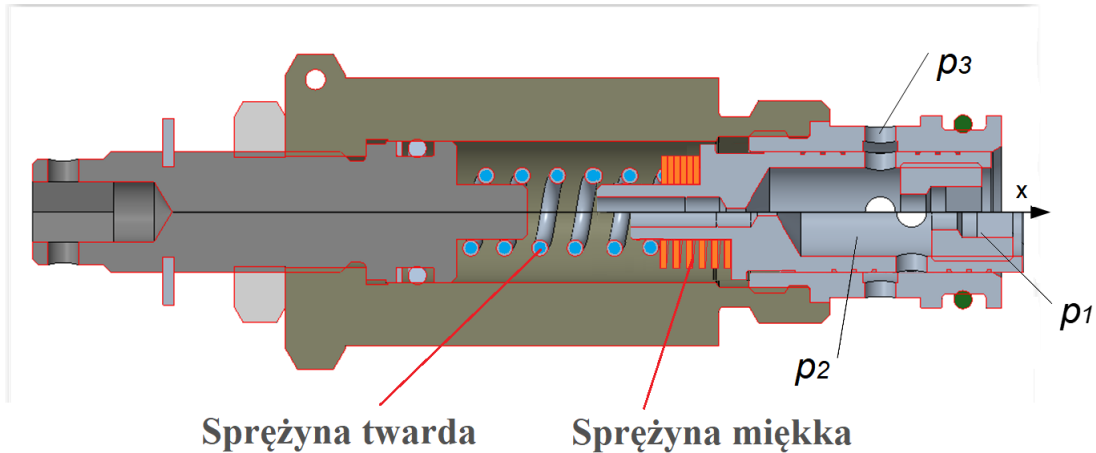
Na rys. 134 w innym ujęciu pokazano rozkłady prędkości dla konfiguracji gdy otwory nie pokrywają się.



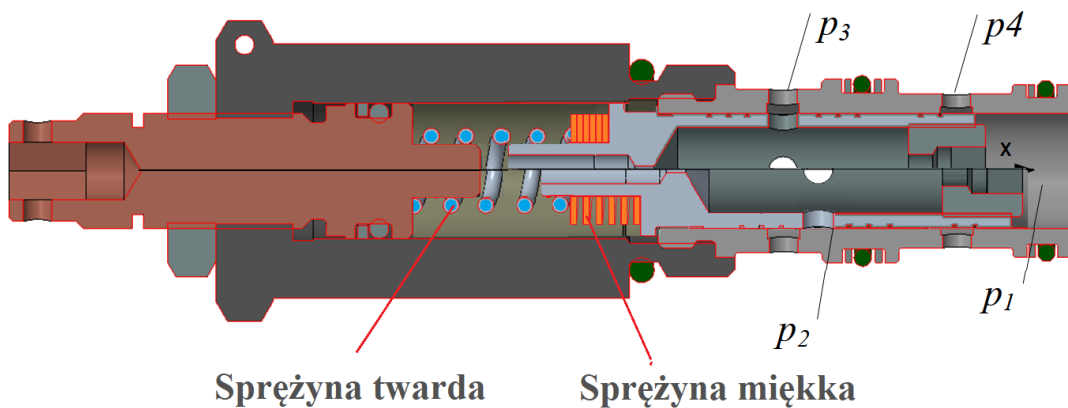
Rys. 134. Rozkłady prędkości w kanałach gdy otwory w suwaku nie pokrywają się z otworami w obudowie.

Zaproponowana dodatkowa funkcjonalność w postaci dodania stanu odcięcia zasilania od przewodu zasilającego czynną komorę siłownika w sytuacji awarii pompy zasilającej, może być zastosowana zarówno w zaworze dwu-drogowym jak i trój-drogowym. Funkcjonalność ta zwiększa bezpieczeństwo użytkowania instalacji siłownika uniemożliwiając niekontrolowane ruchy tłoka siłownika.

Na rysunkach 135 i 136 pokazano przykładowe geometrie takiego rozwiązania.



Rys. 135. Przykład modyfikacji zaworu dwudrogowego o funkcjonalność odcięcia przewodu zasilania czynnej komory siłownika w sytuacji awarii pompy zasilającej



Rys. 136. Przykład modyfikacji zaworu trójdrogowego o funkcjonalność odcięcia przewodu zasilania czynnej komory siłownika w sytuacji awarii pompy zasilającej

Podsumowanie

Napędy hydrauliczne mają istotne znaczenie w napędach maszyn roboczych i urządzeń przemysłowych. Współczesne maszyny robocze, przy realizacji złożonych ruchów, mogą być napędzane wieloma siłownikami lub silnikami hydraulicznymi. W celu zrealizowania określonego ruchu roboczego w wielu przypadkach istnieje potrzeba regulacji ruchu poszczególnych odbiorników. Do tego celu można stosować różne techniki regulacji. Jedną z nich, która jest intensywnie rozwijana przez czołowe firmy produkujące elementy hydrauliczne, to stosowanie regulatorów przepływu. Elementy te, charakteryzują się małą masą i gabarytami, a umieszczone na wyjściu zespołu zasilającego, są w stanie zapewnić ruch z wymaganą prędkością, odległych od siebie jednostek hydraulicznych, bez konieczności instalowania dodatkowych elementów ze sprzężeniem zwrotnym.

Technika regulacji prędkości ruchu przy zastosowaniu regulatorów przepływu doczekała się wielu zastosowań praktycznych. Natomiast brakuje opracowań teoretycznych, co może wynikać z tego, że w przeszłości nie dysponowano odpowiednim aparatem obliczeniowym. Z wielu rozwiązań konstrukcyjnych tych elementów, których przegląd przedstawiono w rozdziale 2.2. wynika, że poszukiwano rozwiązań metodami doświadczalnymi „prób i błędów”. Stąd też, nie dopracowano się standardowych rozwiązań, jak ma to miejsce w przypadku rozdzielaczy czy zaworów przelewowych. Przeprowadzona analiza wykazała, że trudno jest o znaczącą poprawę jakościową charakterystyk zaworów, przy prowadzeniu jedynie badań doświadczalnych.

Stąd też w pracy podjęte zadania ukierunkowano na budowę modelu matematycznego i badania symulacyjne. Rozdział 4 przedstawia model matematyczny układu hydraulicznego oraz regulatora przepływu dwu i trójdrogowego, które następnie zostały wykorzystane w badaniach symulacyjnych.

Rozdział 6. dotyczy regulatora przepływu dwudrogowego. W punkcie 6.1. pokazano przebiegi czasowe, w którym układ obciążano zmiennym ciśnieniem na wyjściu regulatora. Zmiany obciążenia zadawano w sposób skokowy, od ciśnienia min. do max., zmienny w sposób sinusoidalny, oraz liniowo narastający. Badania wykazały, że działanie zaworu, w każdym analizowanym przypadku, było poprawne i

stabilizujące układ. Rozdział 6.2. obejmuje charakterystyki statyczne, w tym punkt 6.2.1. wstępny dobór dyszy dławiącej. Dobór sztywności sprężyny i napięcia wstępnego punkt 6.3.

Rozdział 7. obejmuje badania symulacyjne regulatora trójdrogowego, które przeprowadzono w analogiczny sposób, jak zaworu dwudrogowego. W punkcie 7.1. przedstawiono charakterystyki dynamiczne, przebiegi czasowe, a w 7.2. charakterystyki statyczne. Dodatkowo w podpunkcie 7.2.1. dla zaworu trójdrogowego przeprowadzono, ze względu, na boczny wpływ cieczy, wpływ siły hydrodynamicznej na charakterystyki zaworu.

W rozdziale 8. przedstawiono badania doświadczalne wykonane na specjalnie zbudowanym do tego celu stanowisku badawczym, co opisano w punkcie 8.1. Stanowisko wyposażono w zaawansowaną technicznie pompę sterowaną elektronicznie, w zakresie przepływu, jak i ciśnienia. Na stanowisku zastosowano komputerowy system sterowania oraz akwizycji danych. Wyniki badań przedstawiono w punkcie 8.2. Wynik badań potwierdziły słuszność przyjętych założeń.

Opracowany model matematyczny i program symulacyjny pozwolił na przeprowadzenie badań symulacyjnych regulatora przepływu w układzie badawczym. Prowadzenie badań symulacyjnych jest znacznie łatwiejsze niż prowadzenia badań doświadczalnych w stanowisku. Przeprowadzono badania symulacyjne wyznaczając, w pierwszej kolejności, przebiegi czasowe, a następnie charakterystyki statyczne zaworów, zarówno zaworu dwudrogowego, jak i trójdrogowego. Przeprowadzona analiza w zakresie metodyki doboru zaworu i jego parametrów prowadzi do następujących wniosków: Przy doborze regulatora, który jest odpowiedzialny za utrzymanie objętościowego natężenia przepływu na zadanej wartości, korzystnym jest:

1. Dobór średnicy dyszy dławiącej o akceptowalnej wartości straty ciśnienia przy przepływie przez nią;
2. Przyjęcie współczynnika sprężyny;
3. Precyzyjna nastawa wielkości regulowanej za pomocą ugięcia wstępnego sprężyny.

Zastosowanie zaworu dwudrogowego, jest prostszym rozwiązaniem, ponieważ występują jedynie dwie drogi przepływowe. Należy jednak zaznaczyć, że zawór trójdrogowy, nie jest jedynie prostym rozszerzeniem zaworu dwudrogowego. Suwak

zaworu trójdrogowego pracuje w mniejszym zakresie skoków, występuje zmniejszone dławienie kaskadowe oraz mniejsze straty ciśnienia przy przepływie. Również pod względem nastawy na określony przepływ będzie łatwiejszy w regulacji. W przypadku zaworu dwudrogowego, należy się liczyć, ze zwiększonymi stratami energetycznymi w porównaniu do zastosowania zaworu trójdrogowego, w identycznych warunkach pracy.

Celem pracy było poszukiwanie rozwiązań pozwalających na podwyższenie dokładności regulacji z uwzględnieniem minimalizacji strat ciśnienia. Dla realizacji tego celu wykorzystano metody modelowania matematycznego i symulacji cyfrowej. Postawiona teza w pracy, że poprzez odpowiedni dobór parametrów zaworu, takich, jak: dysze dławiące, sztywność i napięcie wstępne sprężyny, można uzyskać regulowaną prędkość przepływu przy obniżonej wartości strat ciśnienia została udowodniona.

Doświadczalne przebadanie własności zaworu dwu i trój-drogowego postawiło pytania na które próbowano odpowiedzieć wykorzystując metody numeryczne. Zakres prac w ramach podstawowego celu pracy doktorskiej został rozszerzony o zagadnienia związane z analizą procesów niustalonych zachodzących w instalacji zasilania i sterowania siłownika dwustronnego działania (rozdział 10). Z powodu niezbyt częstego występowania w literaturze analiz procesów niustalonych nieco szerzej przedstawiono metodykę analiz takich procesów. Zaprezentowaną metodę wykorzystano do przebadania kilku elementarnych przypadków mogących wystąpić w pracy układu siłownika dwustronnego działania.

Prosty model numeryczny oparty na metodzie charakterystyk pozwolił na przebadanie zachowania się fragmentu instalacji hydraulicznej w warunkach pracy niustalonej.

W szczególności zwrócono uwagę na negatywne efekty wywołane gwałtownymi zmianami niektórych parametrów pracy układu wywołujących procesy niustalonego przepływu i wielokrotne odbicia fal ciśnienia w analizowanym układzie. Rozważono zachowanie się układu w momencie przejścia z obciążenia biernego na czynne. Zauważone istotne zmiany ciśnienia w części aktywnej układu w postaci silnego spadku ciśnienia w komorze aktywnej siłownika, stały się podstawą do zaproponowania nowej konstrukcji zaworu cztero-drogowego.

Na podstawie zaprezentowanych wyników obliczeń zaproponowano nową geometrię zaworu cztero-drogowego do zadań którego poza regulacją wydatku oleju

w przypadku zmiennego ciśnienia zasilania dodano potencjalną możliwość zwiększania ciśnienia w biernej komorze siłownika obciążonego czynnym obciążeniem. Jest to tylko propozycja powstała po analizie otrzymanych wyników symulacji procesów nieustalonych.

Oczywiście byłyby konieczne dalsze badania zaproponowanego rozwiązania.

11. Literatura

11.1. Publikacje krajowe i zagraniczne

- [1] Dindorf R.: „Wybrane zagadnienia modelowania dynamiki układów hydraulicznych”, Monografia 189, Wydawnictwa PK, Kraków 1995.
- [2] Dindorf R., Wołkow J.: Metody graficzne w analizie i syntezie układów hydraulicznych. Monografia 91, Kraków 1991.
- [3] Garbacik A., Szewczyk K.: "Napęd i sterowanie hydrauliczne. Podstawy projektowania układów", Politechnika Krakowska, Kraków 1988
- [4] Guillon M.: „Teoria i obliczanie układów hydraulicznych”, WNT, Warszawa 1967.
- [5] Kollek W., Kudźma Z.: Wpływ geometrii grzybka i gniazda zaworów wzniosowych na współczynniki przepływu. Sterowanie i Napęd Hydrauliczny, 1983, nr 6.
- [6] Kollek W., Palczak E.: „Optymalizacja elementów układów hydraulicznych”, Wydawnictwo Ossolineum, Wrocław-Warszawa-Kraków 1994.
- [7] Krajewski A., Stamek R.: Badanie modułu ściśliwości olejów typu Hydrol w aspekcie sztywności układu hydraulicznego. Konferencja Rozwój Napędu i Sterowania Hydraulicznego. Gdańsk 1987.
- [8] Krupowicz A.: Metody numeryczne zagadnień początkowych równań różniczkowych zwyczajnych. PWN Warszawa 1986.
- [9] Kudźma Z., M. Stosiak M.: Studies of flow and cavitation in hydraulic lift valve archives of civil and mechanical engineering 15 (2015) 951 – 961
- [10] Lisowski E.: „Kształtowanie charakterystyk hydraulicznych zaworów hamujących układów napędowych maszyn roboczych”, Monografia 224, Kraków 1998.
- [11] Lisowski E., Brandys P.: „Zastosowanie metody schematów blokowych programów VisSim oraz Simulink w badaniach symulacyjnych napędu hydraulicznego wciągarki”, XIII Konferencja Naukowa „Problemy rozwoju maszyn roboczych”, Zakopane 2000.
- [12] Lisowski E., Brandys P.: „Research of flow divider valves in hydraulic cylinders synchronization system”, 2nd FPN International Scientific Forum on „Developments in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators”, Cracow 2000.
- [13] E. Lisowski, G. Filo.: Analysis of a proportional control valve flow coefficient with the usage of aCFD method, Flow Measurement and Instrumentation 53 (2017) 269–278
- [14] Edward Lisowski, Grzegorz Filo, Janusz Rajda.: Analysis of Flow forces in the initial phase of throttle gap opening in a proportional control valve, Flow Measurement and Instrumentation 59 (2018) 157–167.
- [15] E. Lisowski, J. Rajda.: CFD analysis of pressure loss during flow by hydraulic directional control valve constructed from logic valves, Energy Conversion and Management 65 (2013) 285–291
- [16] Edward Lisowski, Grzegorz Filo: CFD analysis of the characteristics of a proportional flow control valve with an innovative opening shape, Energy Conversion and Management 123 (2016) 15–28

-
- [17] Grzegorz Filo, Edward Lisowski, Janusz Rajda: Flow analysis of a switching valve with innovative poppet head geometry by means of CFD method, *Flow Measurement and Instrumentation* 70 (2019) 101643.
- [18] E. Lisowski, W. Czyżycki, J. Rajda: Multifunctional four-port directional control valve constructed from logic valves, *Energy Conversion and Management* 87 (2014) 905–913
- [19] E. Lisowski, G. Filo, J. Rajda: Pressure compensation using flow forces in a multi-section proportional directional control valve, *Energy Conversion and Management* 103 (2015) 1052–1064.
- [20] Martin F.: *Computer modeling and simulation*. New York. John Wiley 1968.
- [21] Munzer M.: *Control of mobile hydraulic cranes*. 1st FPNI – PhD Symposium, Hamburg 2000.
- [22] Nowacki Z.: Przepływ cieczy przez szczeliny pierścieniowe. *Przegląd Mechaniczny*, 1970, nr 11.
- [23] Osiecki A.: *Hydrostatyczny napęd maszyn*, WNT, Warszawa 2014
- [24] Pizoń A.: „Synchronizacja prędkości i przemieszczeń w zamkniętych układach hydraulicznych”, *Zeszyty Naukowe AGH nr 339*, Kraków 1972.
- [25] Polański Z.: *Planowanie doświadczeń w technice*”, WNT, Warszawa 1984.
- [26] Sanjeev Kumar, Virendra Kumar: Modeling, simulation and experimental validation of flow rate of electro-hydraulic hitch control valve of agricultural tractor. *Flow Measurement and Instrumentation* 82 (2021) 102070
- [27] Seyfoddin Mojallal Agh, Jamasb Pirkandi.: Development of a novel rotary flow control valve with an electronic actuator and a pressure compensator valve for a gas turbine engine fuel control system, *Flow Measurement and Instrumentation* 74 (2020) 101759
- [28] Stryczek S. „Napęd hydrostatyczny”, Tom I i II, WNT, Warszawa 1995.
- [29] Szydelski Z.: *Napęd i sterowanie hydrauliczne w pojazdach i samojezdnych maszynach roboczych*, WNT, Warszawa 1980.
- [30] Urbanowicz K., Stosiak M.: *Engineering Failure Analysis*, Elsevier 128 (2021) 105607
- [31] „Flow Analysis of a Novel, Three-Way Cartridge Flow Control Valve” Edward Lisowski 1,* , Grzegorz Filo 1 , Piotr Pluskowski 1 and Janusz Rajda 2. 1 Faculty of Mechanical Engineering, Cracow University of Technology, 31-86. „Analiza przepływu nowatorskiego, trójdrogowego zaworu sterującego przepływem z wkładem”, *Appl. Sci.* 2023, 13, 3719
- [32] C.M.Skarbek-Wazynski, *Hydraulic system analysis by the method of characteristics*, PhD thesis , University of Bath 1981
- [33] John Twyman, 2018, *Transient flow analysis using the method of characteristics MOC with five-point interpolation scheme*. *Obras y Proyectos* 24, 62-70.
- [34] Bryan W Carney, Duncan McInnis, 1992, *Efficient Calculation of Transient Flow in Simple Pipe Networks*, *Journal of Hydraulic Engineering*, 118(7):1014-1030, DOI: 10.1061/(ASCE)0733-9429(1992)118:7(1014)
- [35] Bergant, A.R. Simpson, A.S. Tijsseling, *Water hammer with column separation: A historical review*, *Journal of Fluids and Structures* 22 (2006) 135–171
- [36] Hayward, A. T. J., *How to estimate the bulk modulus of hydraulic fluids*, *Hydraulic Pneumatic Power*, Vol.16, No.181 (1970), pp. 28-40.
- [37] A S Tijsseling, A Anderson, A. Isebree Moens and D.J. Korteweg: *On the speed of propagation of waves in elastic tubes*. Conference Paper .October 2012
<https://www.researchgate.net/publication/280623781>
-

- [38] Shuichi NAKAGAWA, Takayoshi ICHIYANAGI and Takao NISHIUMI, A study of speed of sound in hydraulic oil in an operating hydraulic system, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.83, No.847 (2017) The Japan Society of Mechanical Engineers, DOI: 10.1299/transjsme.16-00520
- [39] Hayward, A. T. J., Aeration in hydraulic systems – Assessment and control, Proceedings of the conference on oil hydraulic power transmission and control (1961), pp. 216-224.

11.2. Spis tabel i rysunków

- Rys. 1. Schemat ideowy regulatora dwudrogowego
- Rys. 2. Schemat ideowy regulatora dwudrogowego
- Rys. 3. Schemat ideowy uproszczone regulatora dwudrogowego i trójdrogowego
- Rys. 4. Przykład zastosowania regulatora przepływu [K31], [S40]
- Rys. 5. Regulator dwudrogowy typu UDRN6 Ponar Wadowice [K31], [S40]
- Rys. 6. Charakterystyki przepływowe regulatora typu UDRN6 Ponar Wadowice [K31], [S40]
- Rys. 7. Widok dwudrogowych regulatorów firmy Comatrol [K35], [S43]
- Rys. 8. Charakterystyki przepływowe regulatora VR [K35], [S43] firmy Comatrol
- Rys. 9. Charakterystyki przepływowe regulatora typu VR [K35], [S43] firmy Comatrol
- Rys. 10. Widok regulatora przepływu firmy typu FA Parker Hannifin [K39], [S48]
- Rys. 11. Charakterystyki przepływowe regulatora typu FA Parker Hannifin [K39], [S48]
- Rys. 12. Schemat regulatora przepływu typu 2FRM firmy Rexroth [K38], [S47]
- Rys. 13. Charakterystyki przepływowe regulatora typu 2FRM Rexroth [K38], [S47]
- Rys. 14. Trójdrogowy regulator przepływu typu UDUN6 Ponar Wadowice [K31], [S40]
- Rys. 15. Charakterystyki przepływowe regulatora typu UDUN6 [K31], [S40] Ponar Wadowice
- Rys. 16. Trójdrogowy regulator przepływu z regulowaną dyszą dławiącą typu UDUD6 Ponar Wadowice [K31], [S40]
- Rys. 17. Charakterystyki przepływowe regulatora typu UDUD6 Ponar Wadowice [K31], [S40]
- Rys. 18. Charakterystyki przepływowe regulatora typu SF32A-K3/I Argo Hytos [K33], [S46]
- Rys. 19. Regulator przepływu typu VRF-CN-3V-C [K32], [S41] LuEn
- Rys. 20. Charakterystyki przepływowe regulatora typu VRF-CN-3V-C Hydropress [K32], [S41]
- Rys. 21. Widok dwudrogowego regulatora przepływu w wersji nabojowej: 1 – korpus, 2 – nastawnik, 3 – uszczelnienie, P – przyłącze zasilania, A – wyjście regulatora
- Rys. 23. Widok trójdrogowego regulatora przepływu w wersji nabojowej: 1 – korpus, 2 – nastawnik, 3 – uszczelnienie, P – przyłącze zasilania, A – wyjście regulatora, B – kanał nadmiaru wydatku
- Rys. 24. Widok trójdrogowego regulatora przepływu w przekroju: 1 – korpus, 2 – nastawnik, 4 – sprężyna, P – przyłącze zasilania, A – wyjście regulatora, B – kanał nadmiaru wydatku
- Rys. 25. Dwudrogowy regulator przepływu: p1 – ciśnienie na wejściu do zaworu, p2 – ciśnienie za dyszą dławiącą, p3 – ciśnienie na wyjściu zaworu

- Rys. 25a. Dwudrogowy regulator przepływu: wizualizacje zmian efektywnej powierzchni przepływu szczeliny dławiącej.
- Rys. 26. Zamiana pola przekroju szczeliny przepływowej w funkcji skoku suwaka
- Rys. 27. Schemat przepływów przez zawór
- Rys. 28. Siły działające na suwak zaworu
- Rys. 28a. Definicja kąta odchylenia strumienia cieczy □
- Rys. 29. Trójdrogowy regulator przepływu: p_1 – ciśnienie na wejściu do zaworu, p_2 – ciśnienie za dyszą dławiącą, p_3 – ciśnienie na wyjściu zaworu, p_4 – ciśnienie drogi upustowej
- Rys. 30. Schemat przepływów przez zawór
- Rys. 31. Siły działające na suwak zaworu
- Tabela 1. Zależność objętościowego przepływu dla różnych średnic dysz w funkcji różnicy ciśnień
- Rys. 32. Objętościowe natężenie przepływu przez różne średnice dysz dławiących w funkcji różnicy ciśnienia
- Tabela 2. Dane regulatora przepływu do wyznaczenia charakterystyk statycznych
- Rys. 33. Przebiegi parametrów zaworu w funkcji czasu przy skokowej zmianie obciążenia zaworu dla dyszy $d=3$ mm, ugięcie wstępne $x_c=1$ mm, sztywność sprężyny $c=30$ N/mm
- Rys. 34. Przebiegi parametrów zaworu w funkcji czasu przy sinusoidalnej zmianie ciśnienia na wyjściu zaworu o amplitudzie 2,5 MPa, dla danych zaworu: dysza $d=3$ mm, ugięcie wstępne $x_c=1$ mm, sztywność sprężyny $c=30$ N/mm.
- Rys. 35. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji czasu dla ciśnienia na wyjściu zaworu w zakresie 2 do 30 MPa, dla różnych średnic dysz dławiącej, przy $c=30$ N/mm i ugięciu wstępnym 1 mm
- Rys. 36. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych sztywności sprężyn, przy ugięciu wstępnym sprężyny 0,5 mm i dyszy dławiącej 2 mm
- Rys. 37. Zależność pozycji suwaka x w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych sztywności sprężyn, przy ugięciu wstępnym sprężyny 0,5 mm i dyszy dławiącej 2 mm i wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu
- Rys. 38. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej, przy $c=30$ N/mm i ugięciu wstępnym 1 mm
- Rys. 39. Zależność przemieszczenia suwaka x w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej, przy $c=30$ N/mm i ugięciu wstępnym 1 mm
- Rys. 40. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu
- Rys. 41. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10 N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 1 mm.
- Rys. 42. Zależność przemieszczenia suwaka x w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10 N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 0,5 mm.
- Rys. 43. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu
- Rys. 44. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10 N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 5 mm.

-
- Rys. 45. Zależność przemieszczenia suwaka w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 5 mm
- Rys. 46. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu
- Rys. 47. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla dyszy $d=3$ mm dławiącej sztywności sprężyny 10N/mm dla różnych wartości ugięcia wstępnego sprężyny
- Rys. 48. Zależność przemieszczenia suwak w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla dyszy dławiącej $d=3$ mm sztywności sprężyny 10N/mm dla różnych wartości ugięcia wstępnego sprężyny
- Rys. 49. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu
- Tabela 3. Dane trójdrogowego regulatora przyjęte do analizy
- Rys. 50. Przebiegi parametrów zaworu w funkcji czasu przy skokowej zmianie obciążenia zaworu z 2 do 30 MPa dla danych $d=3$ mm, $x_c=1$ mm, $c=30$ N/mm
- Rys. 51. Przebiegi parametrów zaworu w funkcji czasu przy sinusoidalnej zmianie obciążenia zaworu z amplitudą 5 MPa, dla danych $d=3$ mm, $x_c=1$ mm, $c=30$ N/mm
- Rys. 52. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji czasu dla ciśnienia na wyjściu zaworu w zakresie 2 do 30 MPa, dla różnych średnic dyszy dławiącej, przy $c=30$ N/mm i ugięciu wstępnym 1 mm przy linowo narastającym obciążeniu zaworu
- Rys. 53. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych sztywności sprężyn, przy ugięciu wstępnym sprężyny 1 mm i dyszy dławiącej 2 mm
- Rys. 54. Zależność przemieszczenia suwaka x w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych sztywności sprężyn, przy ugięciu wstępnym sprężyny 1 mm i dyszy dławiącej 2 mm
- Rys. 55. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu
- Rys. 56. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 30N/mm i napięcia wstępnego 1 mm
- Rys. 57. Zależność przemieszczenia suwaka w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 30N/mm i napięcia wstępnego 1 mm
- Rys. 58. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu
- Rys. 59. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10 N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 1 mm.
- Rys. 60. Zależność przemieszczenia suwaka w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 1 mm.
- Rys. 61. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu
- Rys. 62. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 10 N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 5 mm.
- Rys. 63. Zależność przemieszczenia suwaka x w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych średnic dyszy dławiącej dla sztywności sprężyny 1000 N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny 5 mm
- Rys. 64. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu
-

- Rys. 65. Zależność objętościowego natężenia przepływu w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla dyszy dławiącej $d=3$ mm dla sztywności sprężyny 10 N/mm i ugięciu wstępnym sprężyny w zakresie 1 do 5 mm
- Rys. 66. Zależność przemieszczenia suwaka x w funkcji ciśnienia obciążenia układu dla różnych wartości napięcia wstępnego sprężyny o sztywności $c=10$ N/mm, dla dyszy dławiącej $d=3$ mm
- Rys. 67. Wizualizacja zakresu zmian przekroju szczeliny zaworu
- Rys. 68. Schemat działania siły hydrodynamicznej na suwak zaworu
- Rys. 69. Porównanie rozkładów prędkości dla różnych położeń suwaka pokazujący wpływ na siły hydrodynamiczne działające na suwak zaworu
- Rys. 70. Wpływ siły hydrodynamicznej (kąta wypływu strugi) na ustawione wartości przepływu $Q=10$ dm³/min
- Tabela 4. Moc hydrauliczna na wejściu do zaworu w funkcji ciśnienia do 30 MPa
- Rys. 71. Graficzna ilustracja mocy zasilania hydraulicznego w funkcji ciśnienia na wyjściu w funkcji ciśnienia na wyjściu zaworu dwu i trójdrogowego
- Rys. 72. Schemat ideowy stanowiska do badania regulatora przepływu: 1, 2 – zawór przelewowy, 3 – filtr oleju, 4 – badany regulator, 5 – przetworniki objętościowego natężenia przepływu (przepływomierze), 6 – przetworniki ciśnienia, 7 – pomiar temperatury, 8 – zawór przelewowy (obciążenie), 9 – przetwornik przemieszczenia liniowego, 10 – pomiar temperatury oleju w zbiorniku, 11 – układ pomiarowo-sterujący
- Rys. 73. Widok zasilacza hydraulicznego
- Rys. 74. Widok układu badawczego: 1 – badany regulator, 2 – przetworniki ciśnienia, 3- przepływomierze, 4-generator obciążenia
- Rys. 75. Widok pompy
- Rys. 76. i 77. Zależność przepływu regulowanego od ciśnienia na wejściu
- Rys. 78. i 79. Zależność przepływu regulowanego od jego obciążenia (kanał odprowadzający nadmiar połączony jest ze zbiornikiem)
- Rys. 80. i 81. Zależność przepływu regulowanego od przepływu całkowitego (kanał odprowadzający nadmiar połączony ze zbiornikiem). Kanał regulowany obciążony ciśnieniem 100 bar. Q regulowane 6,5 i 10 dm³/min
- Rys. 82. i 83. Zależność przepływu regulowanego od ciśnienia na wejściu (dla 13 i 19,5 dm³/min.)
- Rys. 84. i 85. Zależność przepływu regulowanego od jego obciążenia (Kanał odprowadzający nadmiar połączony jest ze zbiornikiem) Q regulowane 13 i 19,5 dm³/min
- Rys. 86. i 87. Zależność przepływu regulowanego od wielkości przepływu całkowitego. (Kanał odprowadzający nadmiar jest połączony ze zbiornikiem). Kanał regulowany jest obciążony ciśnieniem 100 bar. Q regulowane 13,5 i 19,5 dm³/min
- Rys. 88. i 89. Zależność przepływu regulowanego od ciśnienia na wejściu (dla 16 i 25,5 dm³/min.) Zawór UDUN6-30
- Rys. 90. i 91. Zależność przepływu regulowanego od wielkości przepływu całkowitego (Kanał odprowadzający nadmiar jest połączony ze zbiornikiem). Kanał regulowany jest obciążony ciśnieniem 100 bar. Q regulowane jest 17,5 i 24 dm³/min
- Rys. 92. Przewód gumowy i jego odkształcenia pod ciśnieniem
- Rys. 93. Schemat rozchodzenia się zaburzeń wywołanych ruchem tłoków (płaszczyzna fizyczna $x-t$) i zmian parametrów przepływu definiowanych równaniami zgodności (płaszczyzna stanu $p-u$).

-
- Rys. 94. Schemat badanej instalacji
Rys. 95. Schemat użytej numerycznej wersji metody charakterystyk
Rys. 96. Uproszczony schemat instalacji
Rys. 97. Schemat układu hydraulicznego i obciążenie bierne
Rys. 98. Obciążenie siłownika (dodatnia wartość reprezentuje obciążenie bierne, ujemna obciążenie czynne)
Rys. 99. Zmiany prędkości zasilania i prędkości oleju na wlocie do komory czynnej siłownika
Rys. 100. Ciśnienie na wylocie z pompy i ciśnienie na wlocie do czynnej komory siłownika
Rys. 101. Prędkość tłoka
Rys. 102. Przemieszczenie tłoka
Rys. 103. Prędkość wypływu oleju z pasywnej komory siłownika i prędkość wypływu oleju do zbiornika
Rys. 104. Ciśnienie oleju w pasywnej komorze siłownika i ciśnienie wypływu oleju do zbiornika
Rys. 105. Obciążenie siłownika (dodatnia wartość reprezentuje obciążenie bierne, ujemna obciążenie czynne)
Rys. 106. Zmiany prędkości zasilania i prędkości oleju na wlocie do komory czynnej siłownika
Rys. 107. Ciśnienie na wylocie z pompy i ciśnienie na wlocie do czynnej komory siłownika
Rys. 108. Prędkość tłoka
Rys. 109. Przemieszczenie tłoka
Rys. 110. Prędkość wypływu oleju z pasywnej komory siłownika i prędkość wypływu oleju do zbiornika
Rys. 111. Ciśnienie oleju w pasywnej komorze siłownika i ciśnienie wypływu oleju do zbiornika
Rys. 112. Obciążenie czynne
Rys. 113. Obciążenie siłownika (dodatnia wartość reprezentuje obciążenie bierne, ujemna obciążenie czynne)
Rys. 114. Zmiany prędkości zasilania i prędkości oleju na wlocie do komory czynnej siłownik
Rys. 115. Ciśnienie na wylocie z pompy i ciśnienie na wlocie do czynnej komory siłownika
Rys. 116. Prędkość tłoka
Rys. 117. Przemieszczenie tłoka
Rys. 118. Prędkość wypływu oleju z pasywnej komory siłownika i prędkość wypływu oleju do zbiornika
Rys. 119. Ciśnienie oleju w pasywnej komorze siłownika i ciśnienie wypływu oleju do zbiornika
Rys. 120. Obciążenie siłownika (dodatnia wartość reprezentuje obciążenie bierne, ujemna obciążenie czynne)
Rys. 121. Zmiany prędkości zasilania i prędkości oleju na wlocie do komory czynnej siłownika
Rys. 122. Ciśnienie na wylocie z pompy i ciśnienie na wlocie do czynnej komory siłownika
Rys. 123. Prędkość tłoka
Rys. 124. Przemieszczenie tłoka
-

-
- Rys. 125. Prędkość wypływu oleju z pasywnej komory siłownika i prędkość wypływu oleju do zbiornika
- Rys. 126. Ciśnienie oleju w pasywnej komorze siłownika i ciśnienie wypływu oleju do zbiornika
- Rys. 127. Wpływ zmniejszania się współczynnika ściśliwości gdy olej nie ma powietrza
- Rys. 128. Porównanie zmian ciśnienia oleju na wylocie z pompy i wlocie do komory aktywnej siłownika, dla oleju czystego i oleju zapowietrzonego
- Rys. 129. Porównanie zmian ciśnienia oleju w pasywnej komorze siłownika i ciśnienie wypływu oleju do zbiornika, dla oleju czystego i oleju zapowietrzonego
- Rys. 130. Propozycja zaworu cztero-kanalowego
- Rys. 131. Schemat układu sterowania siłownikiem z wykorzystaniem zaworu czterodrogowego
- Rys. 132. Wersja zaworu kontrolującego wydatek przepływający przez zawór i podnoszący ciśnienie i dławiającym wypływ z komory biernej w przypadku wystąpienia obciążenia aktywnego
- Rys. 133 Przebiegi linii prądu i rozkłady prędkości w szczelinach pomiędzy kanałami 3 i 4 zaworu czterodrogowego
- Rys. 134 Rozkład prędkości w kanałach zaworu gdy otwory w suwaku trafiają w otwory obudowy zaworu i gdy otwory są przesunięte
- Rys. 135 Rozkłady prędkości w kanałach gdy otwory w suwaku nie pokrywają się z otworami w obudowie

11.3. Katalogi

- [K31] Zawory sterujące przepływem regulatory przepływu, Ponar Wadowice:
- [K32] Regulatory przepływu - Hydropress
- [K33] Zawory sterujące przepływem - ARGO-HYTOS
- [K34] regulatory przepływu > Zawory - mobilne > ZAWORY – Hydroma
- [K35] Comatrol - Regulatory przepływu - HYDRO ZNPHS
- [K36] Regulatory przepływu cieczy oraz gazów - Hidroma Systems
- [K37] Regulatory przepływu SUN HYDRAULICS - Bibus Menos
- [K38] Pressure valves and flow control valves - Bosch Rexroth
- [K39] Flow Control / Check Valves - Parker Hannifin

11.4. Strony www

- [S40] <https://www.ponar-wadowice.pl>
- [S41] <https://hydropress.pl>
- [S42] <https://www.hydroma.pl>
- [S43] <https://www.hydro.com.pl>
- [S44] <https://hidroma.pl>
- [S45] <https://www.bibusmenos.pl>
- [S46] <https://www.argo-hytos.com>
- [S47] <https://www.boschrexroth.com>
- [S48] <https://www.parker.com>