

Na prawach rękopisu

INSTYTUT KONSTRUKCJI I EKSPLOATACJI MASZYN
POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

Raport Serii PREPRINTY Nr 015/91

P r a c a d o k t o r s k a

WPŁYW PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH
ZAWORU PRZELEWOWEGO
NA SZYBKOŚĆ PRZYROSTU CIŚNIENIA
W UKŁADACH NAPĘDÓW HYDRAULICZNYCH

Zygmunt Domagała

Promotor: prof.dr hab.inż. Ryszard Rohatyński

Słowa kluczowe:

szybkość przyrostu ciśnienia,
zawór przelewowy

Wrocław 1991

SPIS RZECZY:

Oznaczenia	6
1. Wstęp	8
1.1. Ogólna charakterystyka zagadnienia	8
1.2. Przegląd literatury i analiza stanu wiedzy o zaworach przelewowych	12
1.3. Określenie celu badań. Teza. Sposób ujęcia zagadnienia	21
2. Model matematyczny i program symulacyjny procesu zamykania suwaka zaworu przelewowego	22
2.1. Wprowadzenie. Metodologia modelowania	22
2.2. Założenia upraszczające	24
2.3. Model matematyczny	25
2.4. Wyznaczenie współczynników równań	31
2.4.1. Wyznaczenie współczynnika tarcia lepkiego	31
2.4.2. Określenie efektywnego otwarcia grzybka zaworu y_{GR}	31
2.4.3. Wyznaczenie maksymalnego efektywnego przesunięcia suwaka zaworu x_{GR}	33
2.4.4. Wyznaczenie zastępczej przewodności oporów suwaka sterującego przystawki elektrohydraulicznej	34
2.4.5. Zestawienie parametrów badanego modelu	35
2.5. Rozwiązanie równań opisujących przebieg przejściowy procesu zamykania zaworu przelewowego za pomocą programu symulacyjnego	37
2.5.1. Ogólny opis języka symulacyjnego	37
2.5.2. Opis programu	39
2.5.3. Postać i sposób przygotowania danych do programu ..	40
2.5.4. Instrukcje opisujące	43
2.5.5. Wymagany zestaw EMC	43
2.6. Wstępne badania symulacyjne	43

3. Porównanie wstępnych wyników badań symulacyjnych	
z wynikami uzyskanymi na stanowisku doświadczalnym	46
3.1. Opis stanowiska pomiarowego	46
3.2. Pomiar przebiegu ciśnienia	47
3.3. Porównanie wyników badań eksperymentalnych	
z wynikami badań symulacyjnych	48
4. Uściślony model matematyczny i program symulacyjny	
procesu zamykania suwaka zaworu przelewowego	52
4.1. Rewizja założeń upraszczających	52
4.2. Rozszerzony model matematyczny	53
4.2.1. Równanie sił działających na suwak zaworu	
przelewowego	53
4.2.2. Równanie sił działających na grzybek zaworu	
przelewowego	54
4.2.3. Równanie sił działających na suwak sterujący	56
4.2.4. Równanie natężenia przepływu (pompa-zawór)	56
4.2.5. Równanie natężenia przepływu przez drugi stopień	
zaworu przelewowego	57
4.2.6. Równanie natężenia przepływu przez pierwszy	
stopień zaworu przelewowego	61
4.2.7. Równanie natężenia przepływu przez obsadę	
grzybka	65
4.3. Program realizujący rozszerzony model matematyczny	
na maszynie cyfrowej R-32	65
4.3.1. Opis programu	65
4.3.2. Postać i sposób przygotowania danych do programu .	68
4.3.3. Instrukcje opisujące	69
4.3.4. Przykład danych do obliczeń	69
4.3.5. Wymagany zestaw EMC	69
4.4. Porównanie wyników badań eksperymentalnych	
z wynikami badań symulacyjnych rozszerzonego	
modelu matematycznego	75

5. Badania symulacyjne procesu zamykania suwaka zaworu	
typu ZP1E	79
5.1. Cel i zakres badań symulacyjnych	79
5.2. Analiza wpływu wybranych wielkości na szybkość	
przyrostu ciśnienia	80
5.2.1. Wpływ objętości rurociągu V łączącego pompę	
z zaworem	80
5.2.2. Wpływ objętości V_1 zawartej między suwakiem	
a grzybkiem zaworu	82
5.2.3. Analiza wpływu sztywności sprężyny suwaka	
na szybkość przyrostu ciśnienia	84
5.2.4. Wpływ modułu ściśliwości cieczy	84
5.2.5. Analiza wpływu przewodności dyszy suwaka zaworu .	86
5.2.6. Analiza wpływu przewodności pierwszego stopnia	
zaworu przelewowego	91
5.2.7. Zestawienie uzyskanych wyników badań	
symulacyjnych	95
5.2.8. Wnioski wynikające z badań symulacyjnych	95
6. Wyniki doświadczalnych badań wpływu przewodności dyszy	
suwaka zaworu na szybkość przyrostu ciśnienia	99
6.1. Cel i program badań doświadczalnych	99
6.2. Pomiar przebiegu ciśnienia	100
6.3. Wyniki pomiarów i wnioski	104
7. Model matematyczny i program symulacyjny procesu	
otwierania suwaka zaworu przelewowego	106
7.1. Model matematyczny układu hydraulicznego	107
7.2. Program symulacyjny dla modelu matematycznego	109
7.2.1. Opis programu	109
7.2.2. Postać i sposób przygotowania danych	
do programu	109
7.2.3. Instrukcje opisujące	111
7.2.4. Przykład danych do obliczeń	111
7.2.5. Wymagany zestaw EMC	111

7.3. Cel i zakres badań symulacyjnych	111
7.4. Wyniki badań symulacyjnych	113
7.5. Wnioski wynikające z badań symulacyjnych	115
8. Podsumowanie	117
8.1. Wnioski	117
8.2. Kierunki ewentualnych dalszych badań	118
Literatura	119
Załącznik 1	123

OZNACZENIA

c_1	- napięcie wstępne sprężyny suwaka zaworu
c_2	- napięcie wstępne sprężyny grzybka zaworu
c_3	- napięcie wstępne sprężyny suwaka sterującego zaworu
d_{1+5}	- średnica
f_1, f_2	- współczynniki tarcia lepkiego
k_1	- stała sprężyny suwaka
k_2	- stała sprężyny grzybka
k_3	- stała sprężyny suwaka sterującego
l	- długość
l_u	- przekrycie suwaka
m_g	- masa grzybka
m_s	- masa suwaka
m_{sp}	- masa sprężyny suwaka
m_{spg}	- masa sprężyny grzybka
m_{spt}	- masa sprężyny tłoczka
m_{tl}	- masa tłoczka
p	- ciśnienie pompy
p_1	- ciśnienie w komorze suwaka
p_3	- ciśnienie w komorze grzybka
p_{z1}	- ciśnienie na linii zlewu
p_{wp}	- warunek początkowy ciśnienia
x_{GR}	- efektywne przesunięcie suwaka
x_{wp}	- warunek początkowy przesunięcia suwaka
x_{ogr}	- maksymalne odchylenie suwaka zaworu
y_{GR}	- efektywne otwarcie grzybka
y_{ogr}	- maksymalne wychylenie grzybka
z_{wp}	- warunek początkowy suwaka zaworu
z_{ogr}	- maksymalne wychylenie suwaka sterującego
A_1, A_2	- powierzchnie suwaka
A_4	- powierzchnia gniazda
B	- moduł ściśliwości cieczy
D	- średnica
F_I	- siła elektromagnesu
G_p	- przewodność

J	- luz na średnicy suwaka
Q_p	- wydajność pompy
Q_u	- natężenie przepływu przez suwak zaworu przelewowego
Q_z	- natężenie przepływu zaworu przelewowego
Q_1	- natężenie przepływu przez suwak zaworu przelewowego
Q_2	- natężenie przepływu przez szczelinę grzybka
Q_3	- natężenie przepływu przez suwak sterujący
V, V_1	- objętość
α	- kąt rozwarcia grzybka zaworu
ϱ	- gęstość cieczy roboczej
ν	- lepkość cieczy roboczej
ξ	- współczynnik miejscowych strat hydraulicznych
μ	- współczynnik przepływu
θ	- kąt odchylenia strugi cieczy
ε	- mimośrodowość

1. WSTĘP

1.1. Ogólna charakterystyka zagadnienia

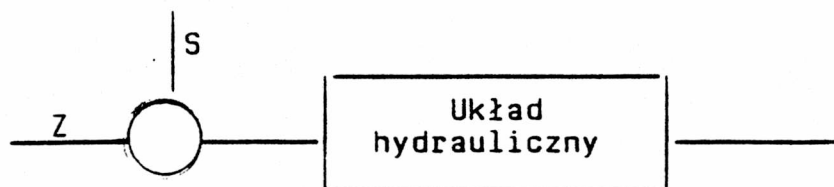
Większość układów napędu hydrostatycznego pracuje w warunkach szybkozmieniających się a nawet skokowo narastających obciążeń. Jest to przyczyną licznych awarii. Ulegają uszkodzeniu pompy oraz elementy sterujące i wykonawcze układów hydraulicznych. Stwierdzono, że duża wartość szybkości przyrostu ciśnienia jest jedną z przyczyn uszkodzeń (W.C. Sevchenko [46]).

W szybkości przyrostu ciśnienia widzą również przyczynę uszkodzeń producenci elementów układów hydraulicznych. Na przykład, firma MESSIERHISPANO BUGATTI określa dopuszczalną wartość szybkości przyrostu ciśnienia dla pompy typu A24-75 zainstalowanej w układzie równą 24 ± 40 MN/m²/s. Ujemny wpływ szybkich przyrostów ciśnienia potwierdzają liczne doświadczenia z eksploatacji układów hydraulicznych, w których dzięki zmniejszeniu tej szybkości wyeliminowano uszkodzenia (np.: układ hydrauliczny kombajnu buraczanego, lub układ hydrauliczny napędu prasy w Zakładach Mechanicznych Wieruszów, w których zwiększano stałe pojemności układów).

Jak dotychczas, w celu zapobiegania uszkodzeniom stosuje się następujące środki:

1. Wzmacnia się podatne na uszkodzenia węzły konstrukcyjne układów (np.: zwiększa się grubość ścianek przewodów hydraulicznych);
2. Dobiera się typowe elementy układów hydraulicznych na wyższe ciśnienia niż wynika to z nominalnych obciążeń;
3. Zwiększa się pojemność układów.

Na szybkość przyrostu ciśnienia w danym układzie hydraulicznym zasadniczy wpływ mają następujące czynniki (rys.1):



Rys.1.1. Czynniki wpływające na szybkość przyrostu ciśnienia w układzie hydraulicznym

1. Czynn timer zewnętrzny (obciążenie) - Z;
2. Czynn timer wewnętrzny - własności dynamiczne, które zależą od budowy (struktury) układu, od stałych charakteryzujących własności dynamiczne elementów, w tym między innymi od pojemności układu.
3. Czynn timer sterujący - czas przesterowania rozdzielaczy zaworów itp.

Wpływ pojemności układu na przebieg ciśnienia jest wyraźny. Wskazuje na to wielu badaczy, m.in. W.P. Lenewić [30], A. Serwach [43], A. Storr [44] i wielu innych.

Wychodząc ze znanej zależności:

$$Q = \frac{V}{B} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (1.1)$$

gdzie:

- V - pojemność układu;
- B - moduł ścisłości cieczy;
- Q - wydajność pompy,

nie trudno wykazać zależności przyrostu ciśnienia od pojemności układu. Zależność tę dla skokowego przesterowania przedstawiono na rys.1.2.

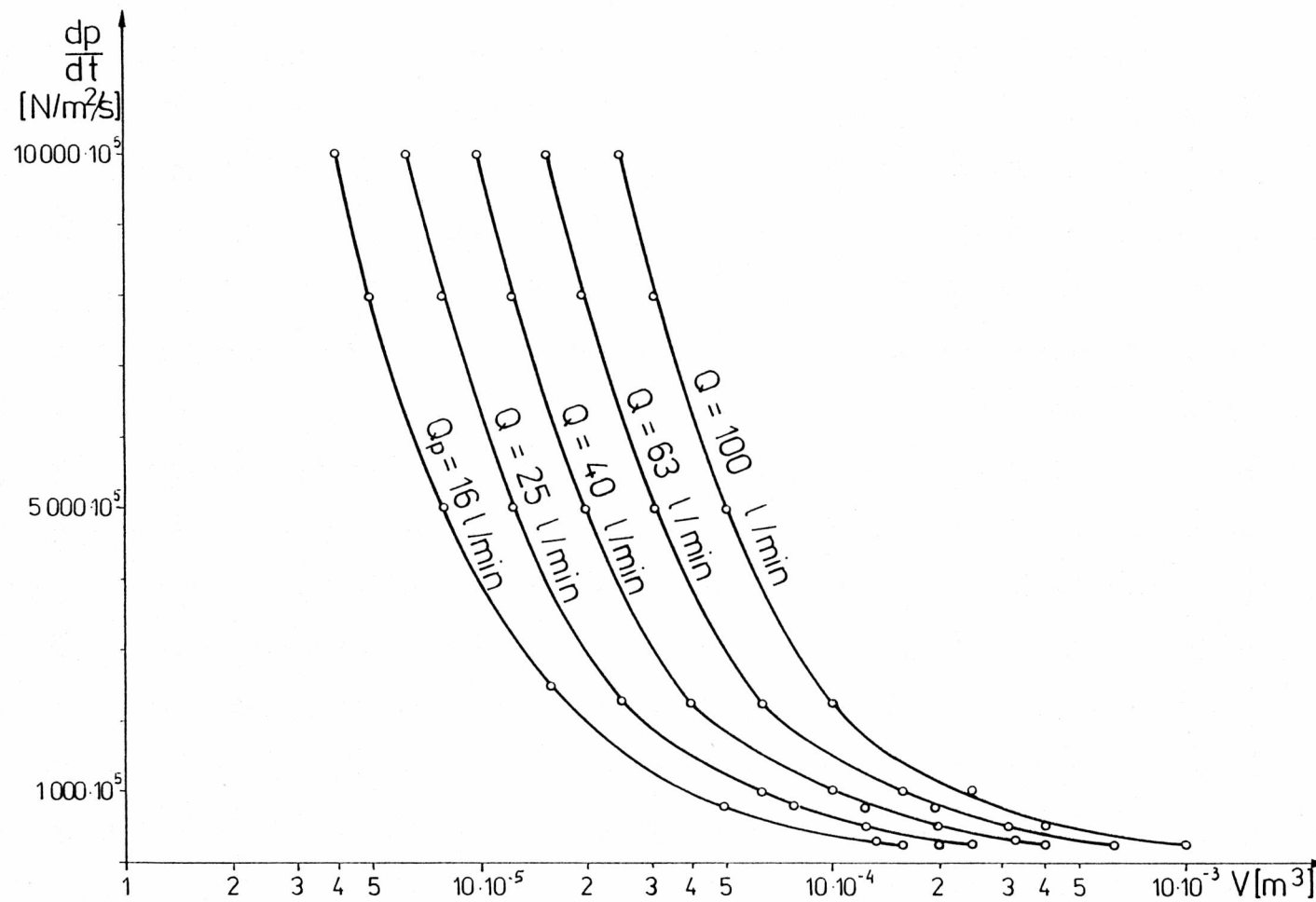
Wynika z niej, że np.: dla pompy o wydajności nominalnej $Q=16 \text{ l/min}$ pracującej w układzie, o pojemności $V=4 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$, szybkość przyrostu ciśnienia wyniesie $10000 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2/\text{s}$, natomiast przy pojemności układu $V=2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ - dp/dt wyniesie tylko $1000 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2/\text{s}$.

Przyrost pojemności powoduje jednak zwiększenie rozmiarów i ciężaru układu, co nie jest pożądane.

Innym sposobem wpływania na szybkość przyrostu ciśnienia może być zmiana czasu przesterowania elementów sterujących przepływem cieczy roboczej.

W układach napędu hydrostatycznego typowymi elementami sterującymi przepływem są zawory przelewowe - St. Stryczek [45].

Każdy układ hydrauliczny musi posiadać przynajmniej jeden zawór maksymalny ograniczający ciśnienie, który może spełniać dwa różne zadania:

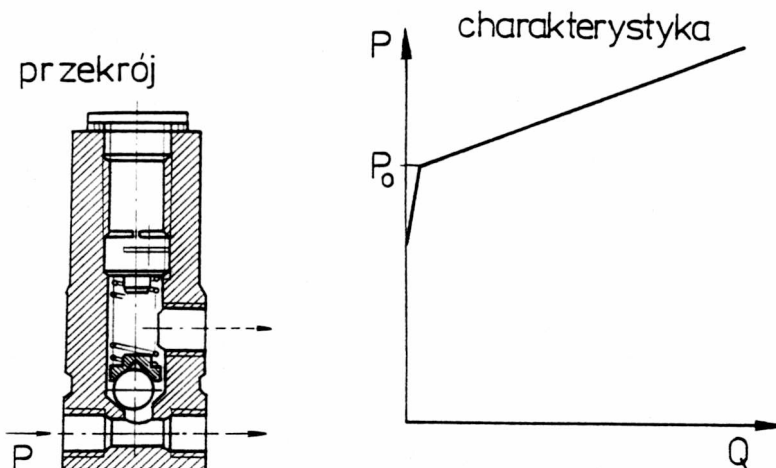


Rys.1.2. Wpływ pojemności układu na $\frac{dp}{dt}$ przy skokowym przestawieniu elementu sterującego

- zabezpieczać układ przed wzrostem ciśnienia ponad dopuszczalną wartość,
- utrzymywać stałe ciśnienie w układzie.

W pierwszym przypadku zawór maksymalny nosi nazwę zaworu bezpieczeństwa, a w drugim przelewowego. Należy zaznaczyć, że każdy zawór przelewowy może spełniać rolę zaworu bezpieczeństwa, ale nie każdy zawór bezpieczeństwa można zastosować jako przelewowy. Zawory przelewowe wykonane są jako jedno i dwustopniowe.

Zasada działania zaworów jednostopniowych jest ogólnie znana (rys.1.3).



Rys.1.3. Jednostopniowy zawór przelewowy i jego charakterystyka statyczna

Wadą tych zaworów jest skłonność do wpadania w drgania.

Zjawisko to przebiega w ten sposób, że w momencie podniesienia się kulki następuje przepływ powodujący powstanie siły hydrodynamicznej. Siła ta z kolei powoduje ponowne opuszczenie się kulki, po czym zjawisko się powtarza.

Zwiększeniu przepływu przez zawór wymaga wzrostu ciśnienia. Jest to również zjawisko niekorzystne, gdyż nie pozwala na utrzymanie stałego ciśnienia w instalacji przy wahaniami natężenia przepływu.

W zaworze dwustopniowym zadziałanie elementu pomocniczego (pierwszy stopień) powoduje uruchomienie głównego elementu sterującego (drugi stopień zaworu). Zawory te stosuje się w układach w których wymagana jest duża dokładność utrzymania ciśnienia roboczego.

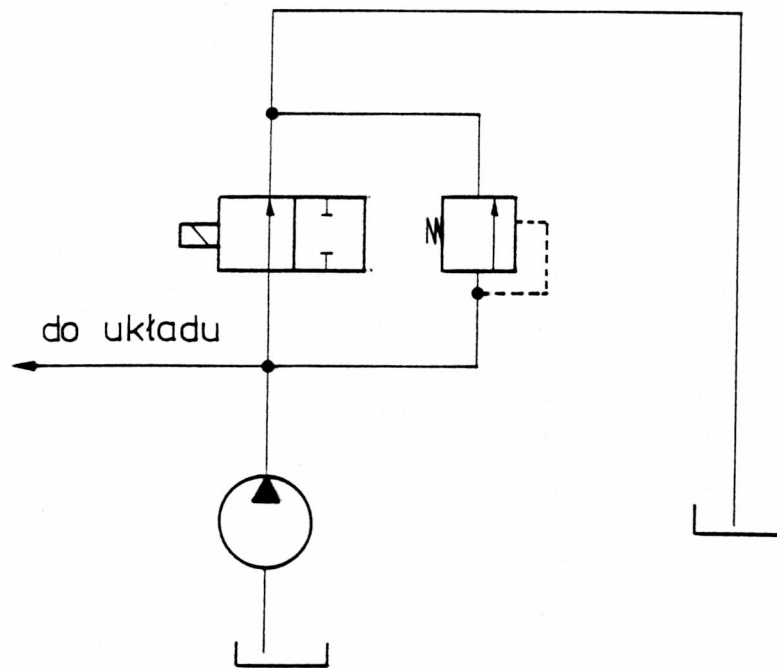
Na rys.1.4 przedstawiono schemat dwustopniowego zaworu przelewowego typu ZPE produkowanego przez WSK POZNAŃ. Zawory te wykonywane są w dwóch wersjach konstrukcyjnych, które różnią się początkowym ustawieniem suwaka rozdzielczego w przystawce elektromagnetycznej.

W wersji I, bez zasilania prądem elektrycznym, suwak 2 znajduje się w prawym położeniu i umożliwia przepływ cieczy z komory 4 suwaka zaworu na zlew. Suwak zaworu 5 zajmuje lewe skrajne położenie umożliwiające przepływ cieczy z kanału na zlew.

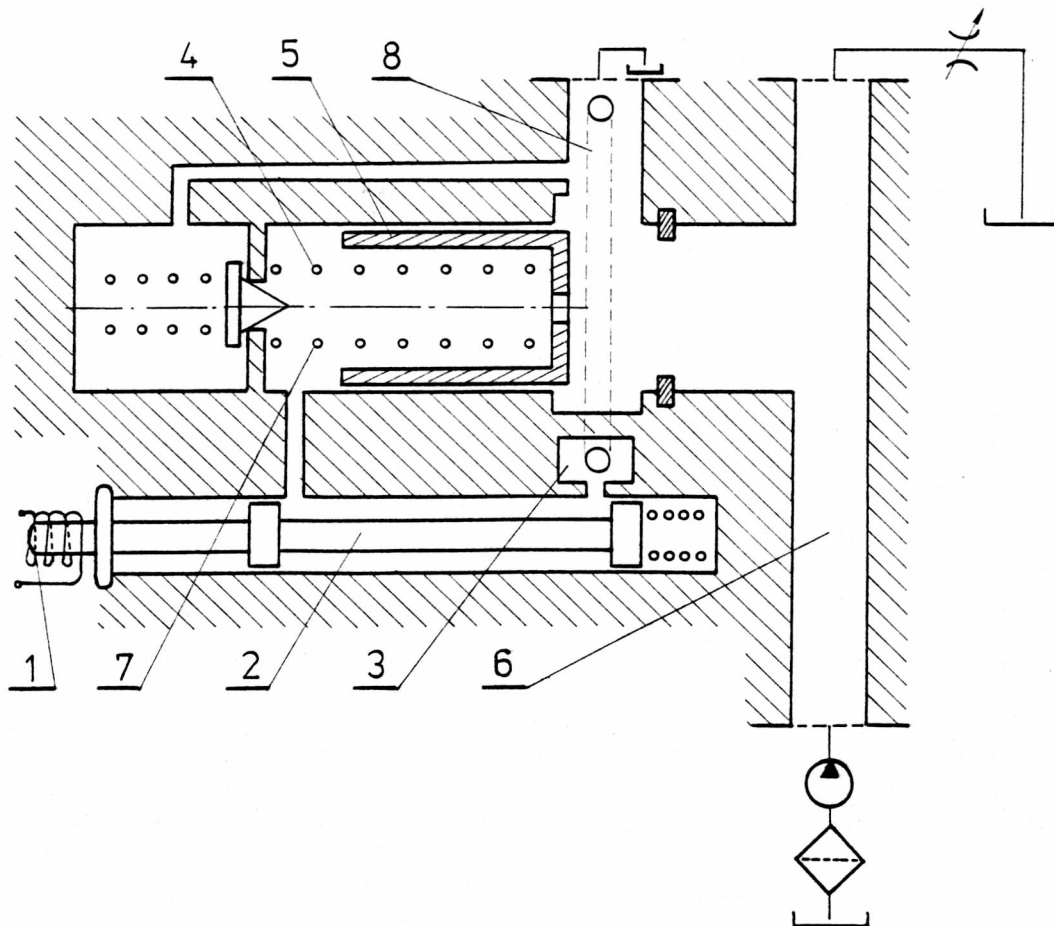
Schemat ideowy takiego przypadku przedstawia rys.1.4a. Włączenie napięcia powoduje, że suwak rozdzielczy 2 przesuwą się w lewe skrajne położenie, przez co odcina przepływ cieczy z komory suwaka na zlew. Różnica ciśnień działająca na suwak zaworu 5 oraz siła od sprężyny 7 powoduje przemykanie okna przelewowego 8 a tym samym wzrost ciśnienia w układzie. Wydaje się, że wzrost ciśnienia będzie tym szybszy im szybciej suwak zaworu 5 będzie przemykał okno przelewowe 8. Aby więc obniżyć szybkość przyrostu ciśnienia wystarczy zmniejszyć szybkość przemykania okna przelewowego przez suwak zaworu. A więc, dwustopniowy zawór przelewowy można wykorzystać dla zmiany szybkości przyrostu ciśnienia w układzie. Zawory dwustopniowe są typowymi elementami układów hydraulicznych.

1.2. Przegląd literatury i analiza stanu wiedzy o zaworach przelewowych

W obszernej literaturze dotyczącej zaworów przelewowych wyróżnić można prace poświęcone analizie charakterystyk statycznych i prace zajmujące się własnościami dynamicznymi zaworu i układu z nim współpracującego.



Rys.1.4a. Schemat ideowy

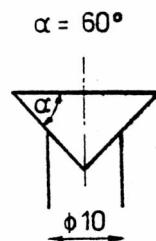


Rys.1.4. Schemat dwustopniowego zaworu przelewowego ZPE z przystawką elektromagnetyczną

Charakterystykami statycznymi zajmują się między innymi: W. Backe' [2], T.M. Baszta [3,4,5,6], A. Serwach [41,42], A.B. Gavrilenko [16], M. Guillon [19], Z. Kudźma [28], D. Mc Cloy [35] itd.

Kształt charakterystyki statycznej zależy od konstrukcji zaworu. Wzrost ciśnienia p w miarę zwiększania natężenia przepływu Q jest spowodowany sztywnością sprężyny i działaniem sił hydrodynamicznych.

Wielu autorów, a wśród nich B.A. Gavrilenko [16], M. Guillon [19], D. Mc Cloy [35], St. Stryczek [45] sugeruje takie ukształtowanie grzybka, aby w czasie wzrastającego natężenia przepływu przez zawór, powstawała siła hydrodynamiczna kompensująca wzrost siły pochodzącej od sprężyny. Można tego dokonać przez zastosowanie grzybka o ujemnym kącie rozwarcia. Z. Kudźma [28] wykazał, że na własności statyczne ma wpływ ukształtowanie układu grzybek-gniazdo, określone długością L tworzącej gniazda oraz kątem rozwarcia grzybka 2α (rys.1.5).



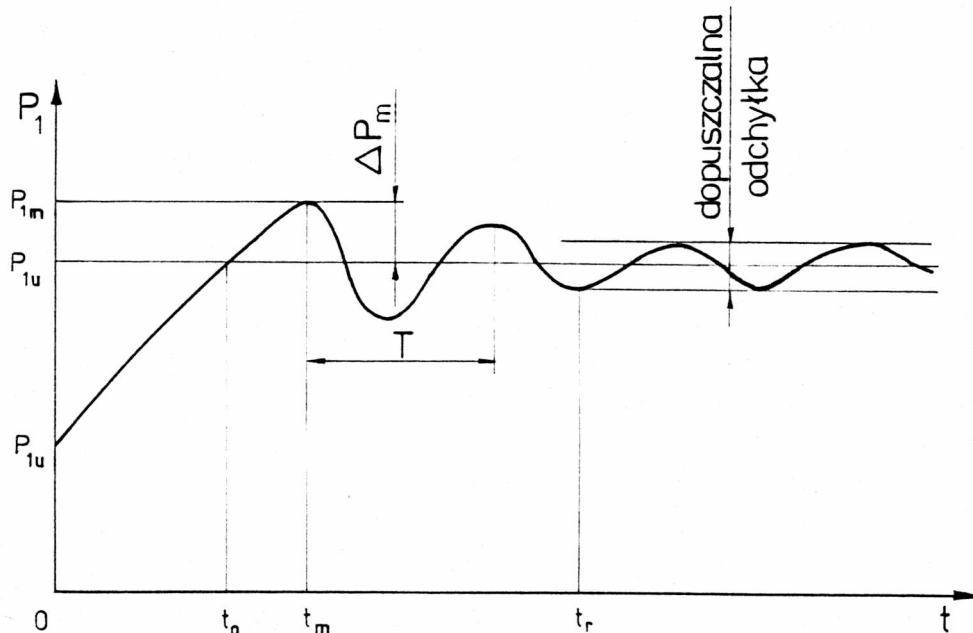
Rys.1.5. Układ grzybek-gniazdo

Ponieważ w pracy rozpatrywane będą zjawiska zachodzące przy przesterowaniu zaworu, w przeglądzie literatury główny nacisk zostanie położony na pozycje, w których analizuje się własności dynamiczne zaworu i układu z nim współpracującego.

Wielu autorów: W. Backe' [2], W. Butko [9], W.J. Gurban [21], Z. Kudźma [27], J. Blackburn [7], J. Morawski [34], M. Guillon [19], A. Serwach [41,42], posługuje się przy badaniu stanu przejściowego zaworu przelewowego metodami częstotliwościowymi.

Stosują ją głównie w analizie stabilności względnie do wyznaczania częstości rezonansowej. Autorów tych różni w wielu przypadkach sposób wyznaczania funkcji przejścia. Prace te nie dają odpowiedzi na pytanie, który z parametrów konstrukcyjnych ma istotny wpływ na szybkość przyrostu ciśnienia. Biorąc pod uwagę fakt, że metody częstotliwościowe obarczone są błędami wynikającymi z założenia liniowości stwierdzono, że publikacje te do zakładanego celu niniejszej pracy są mało przydatne.

Podstawą oceny własności dynamicznych zaworu jest jego odpowiedź dynamiczna, która zależy nie tylko od samego zaworu, lecz od całego układu hydraulicznego. Typowy przebieg ciśnienia w stanie nieustalonym przedstawiono na rys. 1.6.



Rys.1.6. Przebieg ciśnienia w stanie nieustalonym

Wielkościami charakteryzującymi stan nieustalony są [45]:

- współczynnik nadwyżki dynamicznej (przeregulowanie)

$$\psi = \frac{P_{1m} - P_{1u}}{P_{1u}} = \frac{\Delta P_m}{P_{1u}} \quad (1.2)$$

gdzie:

P_{1m} - wartość pierwszego maksimum,

P_{1u} - ciśnienia pod grzybkim w stanie ustalonym.

- czas trwania procesu przejściowego t_r , czyli czas po upływie którego ciśnienie nie wychodzi poza zakres dopuszczalnej odchyłki ustalonej (zazwyczaj $\pm 0,02 - 0,05 p_{1u}$);
- czas t_m , w którym osiągnięta zostaje maksymalna wartość ciśnienia p_{1m} ;
- czas t_o , w którym poraz pierwszy ciśnienie p_1 osiągnie wartość p_{1u} ;
- okres pulsacji ciśnienia T .

Jednym z parametrów, który ma wpływ na przebiegi ciśnienia jest pojemność układu.

Szczegółowa analiza wpływu pojemności na charakterystyki dynamiczne zaworu znajduje się w pracach: W.P. Lenewic'a [30], A. Serwacha [42,43] i A. Storra [44].

A. Storr podał nieliniowe równania opisujące pracę zaworu przelewowego. Rozwiązując je określił wpływ masy grzybka oraz długości przewodów zasilających a tym samym objętości cieczy zawartej pomiędzy pompą a zaworem na przebieg ciśnienia.

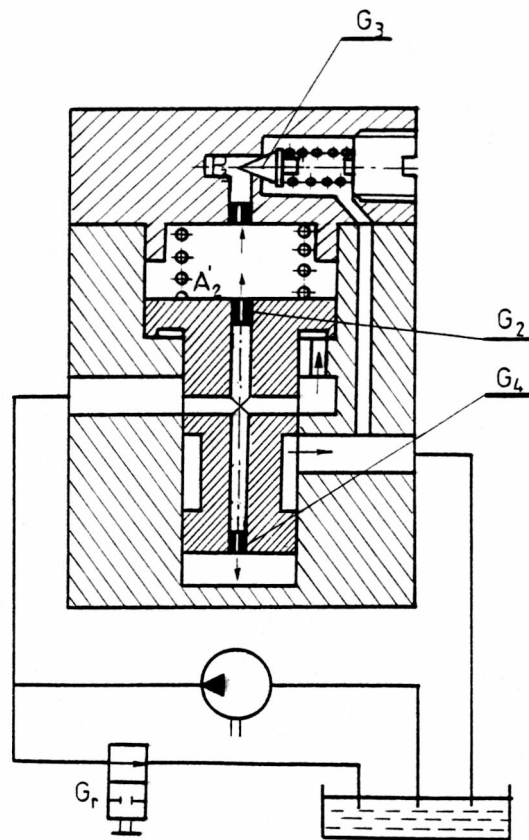
A. Serwach w pracy [43] opisuje zależność pomiędzy ciśnieniem a objętościowym natężeniem przepływu przez zawór równaniem różniczkowym pierwszego rzędu. Stałą czasową wyznacza przez porównanie przebiegu ciśnienia wyznaczonego doświadczalnie, po skokowym wymuszeniu natężenia przepływu przez zawór, a przebiegami ciśnienia wyznaczonymi za pomocą maszyny analogowej. Przyjmuje, że zawór którego przebiegi osiągają niższe wartości maksymalnych ciśnień, ma lepsze własności dynamiczne.

Nie podaje on jednak, które parametry konstrukcyjne mają istotny wpływ na własności dynamiczne. Częściowe wyjaśnienie tej kwestii można znaleźć w drugiej pracy A. Serwacha [42]. Założył on, że zawór przelewowy zachowuje się w układzie hydraulicznym jak proporcjonalny regulator ciśnienia. Rozpatruje przy tym odrębnie zawory jedno i dwustopniowe. Z rozważań Serwacha wynika, że poprawę własności dynamicznych (zgodnie z ogólną tendencją) uzyskuje się kosztem pogorszenia charakterystyk statycznych.

Z tego też względu, zdaniem Serwacha poprawa własności dynamicznych układu powinna być dokonywana przez zmianę pojemności. Najlepszym sposobem zmiany pojemności układu jest usytuowanie pomiędzy zaworem a rurociągiem akumulatora hydraulicznego. Podobny skutek otrzymuje się zastępując w instalacji przewody metalowe przewodami giętkimi.

Więcej informacji na temat wpływu parametrów konstrukcyjnych zaworu przelewowego na jego własności dynamiczne zawartych jest w pracach M. Chroboty [11] i E. Tomasiaka [50,51,52].

Celem badań przeprowadzonych przez M. Chroboty było poszukiwanie takich parametrów konstrukcyjnych zaworu, które przy stosunkowo niewielkich zmianach konstrukcyjnych umożliwią osiągnięcie niewielkiego przeregulowania ciśnienia. Schemat funkcjonalny rozważanego zaworu przelewowego pracującego w układzie hydraulicznym przedstawiono na rys.1.7. Badany zawór jest zaworem dwustopniowym z suwakiem o dwóch różnych średnicach podnoszących czułość zaworu.



Rys.1.7. Dwustopniowy zawór przelewowy badany w pracy [11]

Przyjęty model matematyczny jest modelem nieliniowym w którym uwzględniono także reakcje hydrodynamiczne. W celu ustalenia wpływu wielkości konstrukcyjnych zaworu jak: masy m_1 , m_2 sztywności sprężyn k_1 , k_2 , przewodności G_2 , G_3 , G_4 oraz powierzchni A_2' na przebiegi przejściowe ciśnienia p_2 przeprowadzono badania symulacyjne.

Na podstawie tych badań przeprowadzono optymalizację przewodności G_2 , G_3 , G_4 oraz powierzchni A_2' w odpowiednich przedziałach ich zmienności. Proces optymalizacji M. Chrobot przedstawił jako zadanie polegające na wyznaczeniu wartości G_2 , G_3 , G_4 , A_2' z przyjętego przedziału ich zmienności, aby wskaźnik jakości (funkcja celu):

$$L = \frac{p_{z \max}}{p_z} \cdot 100\% \quad (1.3)$$

osiągnął wartość minimalną i aby jednocześnie był spełniony następujący warunek

$$t_0 \leq t_{0 \max} = 0,15 \text{ s.}$$

Jako czas ustalenia t_0 M. Chrobot przyjął czas, po którym ciśnienie p_z w układzie osiąga trwale (95÷105%) wartości stanu ustalonego.

$$|p_z - p_{z0}| \leq 0,05 p_{z0} \quad (1.4)$$

Do optymalizacji zastosowano zmodyfikowaną metodę relaksacyjną. W wyniku przeprowadzonej optymalizacji otrzymano nowe wielkości dysz i powierzchni A_2' , których zastosowanie spowodowało obniżenie maksymalnych wartości ciśnienia oraz czasu trwania przeciążeń układu powstających w trakcie procesu przejściowego.

Wielu autorów H. Chrostowski, R. Rohatyński [12], W.L. Green [17,18], E. Tomasiak [50,51,52] itd. twierdzi, że przy układaniu modeli matematycznych zaworu przelewowego niezbędne jest uwzględnienie sił hydrodynamicznych.

H. Chrostowski, R. Rohatyński [12] w swojej pracy stwierdzili, że reakcje hydrodynamiczne prawie niewyczuwalne w zaworze zwrotnym mają duży wpływ na stan ustalony i przebieg przejściowy w przypadkach zaworów przelewowych.

E. Tomasiak [50,51,52] zajmował się zaworami typu UZPx16 i UZPP16. Analizował własności dynamiczne zaworów. Celem prac przeprowadzonych przez E. Tomasiaka było określenie:

- stałej czasowej stanu przejściowego,
- maksymalnej wartości ciśnienia,
- amplitudy ciśnienia w stanie ustalonym,
- zakresów niestabilnej pracy zaworów,
- adekwatności modelu matematycznego (weryfikacja).

Nieliniowy model matematyczny uwzględnia między innymi: siłę hydrodynamiczną, tarcie lepkie oraz zmienny współczynnik strat ξ przy przepływie przez suwak i grzybek zaworu. Współczynnik strat ξ nie jest podany w funkcji liczby Reynoldsa lecz w funkcji otwarcia zaworu i wyznaczono go na podstawie badań laboratoryjnych. Zastosowany przez E. Tomasiaka model matematyczny wzbudza jednak pewne wątpliwości, z uwagi na założenie, iż w stanie początkowym zawór znajduje się w określonym stanie ustalonym, a więc ciągle przepływa przez niego ciecz. Przy tak sformułowanym założeniu, uproszczeniu ulega program komputerowy, który nie opisuje wszystkich stanów pracy zaworu przelewowego po wprowadzeniu wymuszenia. W ten sposób E. Tomasiak unika trudności programowych związanych z np. oparciem się grzybka o gniazdo zaworowe w trakcie przeprowadzonych obliczeń.

Z uwagi na fakt, że własności dynamiczne zaworu zależą w głównej mierze od jego parametrów konstrukcyjnych, E. Tomasiak wyodrębnił następujące wielkości konstrukcyjne takie jak:

- h - luz promieniowy pomiędzy tłoczkiem a korpusem zaworu,
- d_k - średnica kapilary suwaka zaworu,
- l_k - długość kapilary suwaka zaworu,
- c_x i c_y - sztywności sprężyn I-go i II-go stopnia zaworu,

których wpływ na zjawiska dynamiczne zaworu analizował w swojej pracy.

Wnioski wynikające z badań modelowych są następujące:

1. Średni luz promieniowy h pomiędzy tłoczkiem a korpusem nie ma istotnego wpływu na dynamikę zaworu.
2. Na charakterystyki dynamiczne zaworu oddziałują głównie wymiary geometryczne kapilary (średnica i długość) oraz sztywność sprężyny II-go stopnia zaworu c_y . Wymiary kapilary oraz sztywności sprężyny c_y oddziałują zarówno na wartość maksymalnego ciśnienia p_{max} jak i na czas stanu przejściowego T_{sp} .
3. Decydujący wpływ na zjawiska dynamiczne zaworu posiada kapilara - jej średnica i długość.

Analiza dostępnej literatury przedmiotu nasuwa następujące wnioski:

1. Zmiana pojemności układu hydraulicznego wpływa w sposób istotny na zachowanie się zaworu w stanie przejściowym nie zmieniając przy tym charakterystyki statycznej zaworu przelewowego.
2. Największy wpływ na własności dynamiczne zaworu mają przewodności dysz i kapilary oraz sztywności sprężyny I-go stopnia zaworu przelewowego.
3. W dostępnej i reprezentatywnej literaturze zajmującej się zaworami przelewowymi nie badano wpływu parametrów konstrukcyjnych zaworu na szybkość przyrostu ciśnienia.
4. Autorzy zajmujący się własnościami dynamicznymi zaworów przelewowych zwracali uwagę na:
 - przeregulowanie ciśnienia,
 - ciśnienie maksymalne zaworu,
 - czas trwania stanu przejściowego,
 - stabilność pracy zaworu.

Szybkość przyrostu ciśnienia nie była w dostępnych publikacjach rozważana.

1.3. Określenie celu badań, teza i sposób ujęcia zagadnienia

Na podstawie analizy aktualnego stanu wiedzy o wpływie parametrów konstrukcyjnych zaworu przelewowego na jego własności dynamiczne, cel niniejszej pracy można sformułować następująco:

Celem pracy jest określenie wpływu niektórych wielkości konstrukcyjnych zaworu przelewowego oraz wybranych parametrów układu hydraulicznego na szybkość przyrostu ciśnienia.

Realizacja celu pracy wymaga wykazania słuszności następujących tez:

1. W układzie hydraulicznym, w którym znajduje się dwustopniowy zawór przelewowy ze zdalnym sterowaniem można zmieniać dodatnią pochodną ciśnienia względem czasu, poprzez zmianę niektórych wielkości konstrukcyjnych zaworu. Wpływ na tą pochodną mają również niektóre parametry układu.
2. Można uzyskać zmniejszenie szybkości przyrostu ciśnienia w układzie napędu hydraulicznego przez odpowiedni dobór wielkości konstrukcyjnych zaworu.

Opracowanie tematu, tzn. realizację celu i dowód słuszności tez wykonano na podstawie badania nieliniowego modelu matematycznego zaworu przelewowego i układu z nim współpracującego.

W związku z powyższym praca zawiera:

- sformułowanie równań matematycznych opisujących działanie zaworu przelewowego w układzie hydraulicznym,
- komputerowy program symulacyjny,
- porównanie wyników badań symulacyjnych z wynikami badań doświadczalnych,
- badania i analiza wpływu wybranych parametrów konstrukcyjnych zaworu przelewowego na szybkość przyrostu ciśnienia w układzie hydraulicznym.

2. MODEL MATEMATYCZNY I PROGRAM SYMULACYJNY PROCESU ZAMYKANIA SUWAKA ZAWORU PRZELEWOWEGO

2.1. Wprowadzenie. Metodologia modelowania

Francis F. Martin [32] uważa, że model matematyczny można opracować na podstawie przyjętych hipotez i założeń. Przy ich określaniu należy uwzględnić następujące elementy:

- 1) relacje między modelowanym obiektem rzeczywistym a otoczeniem,
- 2) istotę danego problemu,
- 3) metody i środki techniczne, za pomocą których problem będzie rozwiązywany.

Rozpatrując łącznie te trzy elementy określamy zakres uproszczeń modelu niezbędnych do uzyskania celów modelowania. Według F. Martina [32] przyjęcie założeń upraszczających oznacza, iż niektóre dane nie są znane, że są one niedostępne i w ten sposób te braki w naszej wiedzy zostały uwzględnione. Przyjęcie założeń upraszczających może także oznaczać, że fakty są znane, lecz ich postać nie jest w pełni odpowiednia dla potrzeb rozwiązania problemu. Przyjęcie założeń umożliwia opis złożonych zjawisk przez sprowadzanie go do prostej postaci, wygodniejszej dla dalszej analizy.

R. H. Cannon [10] podaje rodzaje przybliżeń, które stosuje się przy tworzeniu modeli matematycznych:

- a) pomijanie małych wpływów,
- b) założenia, że badany układ nie powoduje zmian w otaczającym go środowisku,
- c) zastępowanie parametrów rozłożonych przez parametry skupione,
- d) linearyzacja zależności między zmiennymi fizycznymi opisującymi przyczyny i skutki,
- e) pomijanie zmienności parametrów,
- f) pomijanie wpływu drugorzędnych a trudnych do analitycznego ujęcia zjawisk (np. tarcie półpłynne).

Poprawność przyjęcia niektórych założeń można udowodnić poprzez porównanie wyników eksperymentalnych i modelowych badań układu.

Zgodność tych wyników nie dowodzi jednak słuszności przyjętego modelu. W pracy Coombs'a [13] przedstawiony jest pogląd, że dane empiryczne mogą posłużyć jedynie do odrzucenia modelu, nie zaś do jego potwierdzenia. Występowanie zgodności pomiędzy badaniami eksperymentalnymi i modelowymi stanowi tylko pewne indukcyjne podparcie modelu.

Model matematyczny powinien być dostosowany do sposobu jego rozwiązywania, np.: do rozwiązywania analitycznego lub modelowania komputerowego (symulacja).

Metody analityczne, z punktu widzenia zastosowań, mają ograniczone możliwości. Stosuje się je do stosunkowo prostych modeli liniowych. Szczegółowy opis metod analitycznego rozwiązywania równań, sposoby linearyzacji, itp. przedstawia obszerna literatura między innymi J.F. Blackburn [7], R.H. Cannon [10], M. Guillon [19], E. Szűcs [47], Y. Takahashi [49].

Możliwości modelowania komputerowego są w odróżnieniu od metod analitycznych, teoretycznie nieograniczone. Procedura postępowania jest inna. Linearyzacja równań, eliminacja zmiennych pośrednich w celu otrzymania jednego równania itp. nie są tu konieczne. Nie jest również konieczny opis własności dynamicznych za pomocą schematów strukturalnych zawierających bloki z transmitancjami. Sposób ten może być jednak użyteczny gdy dysponuje się np.: danymi z pomiarów, opracowanymi w formie transmitancji. W takich przypadkach powrót do równań podstawowych, stanowiłby niepotrzebną komplikację. Komputerowa symulacja działania modelowanego obiektu może odbywać się na maszynach matematycznych: cyfrowych, analogowych i hybrydowych. Każda z tych maszyn ma swoje względne zalety jak i zadania do których jest najbardziej przystosowana.

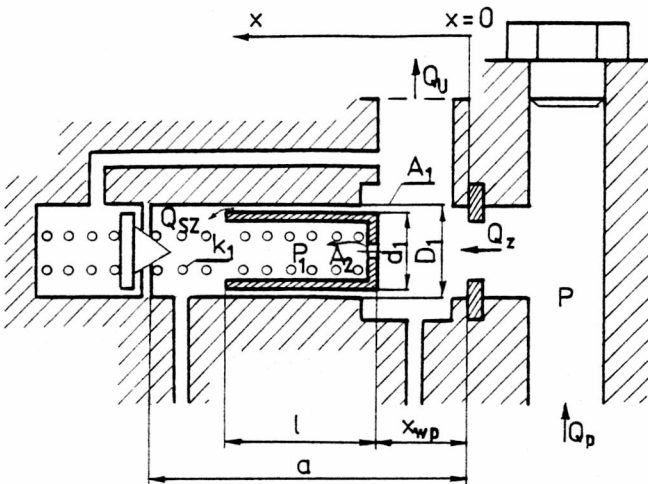
Według R.J. Kochenburgera [24] właściwą decyzję może podjąć tylko ten, kto dobrze zna wszystkie podejścia: analogowe, cyfrowe i hybrydowe.

- pominięto wpływ skończonej prędkości rozchodzenia się zaburzeń w rurociągach,
- przyjęto stałe wartości współczynników przepływu μ ,
- pominięto wpływ sił hydrodynamicznych,
- jako masy zredukowane przyjęto masę grzybka lub suwaków powiększone o $1/3$ masy sprężyny,
- pominięto wpływ siły ciężkości na ruch grzybka oraz suwaka zaworu,
- założono, że nie występuje siła tarcia suchego pomiędzy suwakiem a tuleją zaworu,
- współczynnik tarcia lepkiego dla suwaka zaworu wyznaczono analitycznie (patrz punkt 2.4.1),
- założono liniową zależność przecieków pompy od ciśnienia,
- założono, że nie występuje kawitacja,
- przyjęto skokowe przesterowania siły elektromagnesu od wartości maksymalnej do zera,
- dla suwaka przystawki elektromagnetycznej przyjęto jedną przewodność zastępczą,
- przyjęto, że silnik elektryczny napędza pompę ze stałą prędkością kątową.

2.3. Model matematyczny

Na podstawie schematu hydraulicznego przedstawionego na rys. 2.1 oraz założeń upraszczających sformułowano równania opisujące działanie zaworu przelewowego zainstalowanego w układzie hydraulicznym.

1. Równanie sił działających na suwak zaworu przelewowego (rys.2.2).



Rys.2.2.
Suwak zaworu przelewowego

$$\left. \begin{aligned} \Sigma F_i &= p A_1 - p_1 A_2 - c_1 - k_1 x - (m_s + \frac{1}{3} m_{sp}) \frac{d^2 x}{dt^2} - t_1 \frac{dx}{dt} = 0 \\ \text{dla } x &\leq 0 \quad \frac{dx}{dt} = 0; \quad \frac{d^2 x}{dt^2} = 0 \\ \text{dla } x &\geq x_{ogr} \quad \frac{dx}{dt} = 0; \quad \frac{d^2 x}{dt^2} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

Warunki początkowe

$$\frac{dx}{dt}(0) = 0; \quad x(0) = x_{wp}$$

gdzie:

$p \cdot A_1$ - siła pochodząca od ciśnienia działającego na powierzchnię A_1

$p_1 \cdot A_2$ - siła pochodząca od ciśnienia działającego na powierzchnię A_2

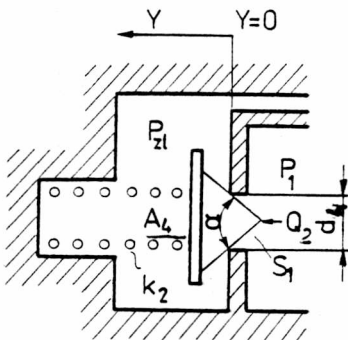
$c_1 + k_1 x$ - siła pochodząca od ugięcia sprężyny

$f_1 \cdot \frac{dx}{dt}$ - siła tarcia lepkiego

$(m_s + \frac{1}{3} m_{sp}) \cdot \frac{d^2 x}{dt^2}$ - siła bezwładności suwaka

x_{ogr} - maksymalne odchylenie suwaka zaworu wynikające z ograniczeń konstrukcyjnych
 $x_{ogr} = a - l$

2. Równanie sił działających na grzybek zaworu (rys.2.3)

Rys.2.3.
Grzybek zaworu przelewowego

$$\left. \begin{aligned} \sum F_{ig} &= p_1 \cdot s_1 - \left(m_g + \frac{1}{3} m_{spg} \right) \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} - p_{zl} \cdot A_4 - c_2 - k_2 \cdot y = 0 \\ \text{dla } y \leq 0; \quad \frac{dy}{dt} &= 0; \quad \frac{d^2 y}{dt^2} = 0 \\ \text{dla } y \geq y_{ogr}; \quad \frac{dy}{dt} &= 0; \quad \frac{d^2 y}{dt^2} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

warunki początkowe:

$$\frac{dy}{dt}(0) = 0; \quad y(0) = 0$$

gdzie:

$p_1 \cdot s_1$ - siła pochodząca od ciśnienia działającego na powierzchnię s_1

$p_{zl} \cdot A_4$ - siła pochodząca od ciśnienia działającego na powierzchnię A_4

$\left(m_g + \frac{1}{3} m_{spg} \right) \cdot \frac{d^2 y}{dt^2}$ - siła bezwładności grzybka

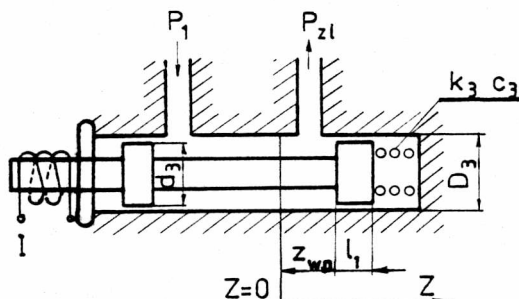
$c_2 + k_2 y$ - siła pochodząca od ugięcia sprężyny

s_1 - pole powierzchni przepływu w szczelinie działającej

A_4 - powierzchnia gniazda

y_{ogr} - maksymalne odchylenie grzybka zaworu wynikające z ograniczeń konstrukcyjnych.

3. Równanie sił działających na suwak sterujący (rys.2.4)

Rys.2.4.
Suzak sterujący

$$\left. \begin{aligned} \Sigma F_{iE} &= F_I - (m_{tl} + \frac{1}{3} m_{spt}) \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} - c_3 - zk_3 - f_2 \cdot \frac{dz}{dt} = 0 \\ \text{dla } z \leq 0; \quad \frac{dz}{dt} &= 0; \quad \frac{d^2 z}{dt^2} = 0 \\ \text{dla } z \geq z_{ogr}; \quad \frac{dz}{dt} &= 0; \quad \frac{d^2 z}{dt^2} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

warunki początkowe:

$$\frac{dz}{dt}(0) = 0; \quad z = z_{wp}$$

gdzie:

 F_I - siła elektromagnesu $(m_{tl} + \frac{1}{3} m_{spt}) \cdot \frac{d^2 z}{dt^2}$ - siła bezwładności suwaka sterującego $c_3 + zk_3$ - siła pochodząca od ugięcia sprężyny $f_2 \cdot \frac{dz}{dt}$ - siła tarcia lepkiego z_{ogr} - maksymalne odchylenie suwaka przystawki elektromagnetycznej wynikające z ograniczeń konstrukcyjnych.

4. Równanie natężenia przepływu (pompa-zawór)

Zgodnie ze schematem przedstawionym na rys.2.1 równanie przyjmuje następującą postać:

$$Q_p - G_p \cdot p - \frac{V}{B} \cdot \frac{dp}{dt} - Q_z = 0 \quad (2.4)$$

warunek początkowy: $p(0) = p_{wp}$

gdzie:

- Q_p - wydajność teoretyczna pompy
- $G_p \cdot p$ - wielkość wewnętrznych przecieków pompy
- $\frac{V}{B} \cdot \frac{dp}{dt}$ - przepływ wywołany ściśliwością cieczy
- Q_z - ilość cieczy wpływającej do zaworu przelewowego

5. Równanie natężenia przepływu przez drugi stopień zaworu przelewowego

Równanie to przyjmuje postać (rys.2.2):

$$Q_z = Q_u + Q_1 + A_1 \cdot \frac{dx}{dt} + G_{sz}(p-p_1) \quad (2.5)$$

gdzie:

- $A_1 \cdot \frac{dx}{dt}$ - natężenie przepływu spowodowane ruchem suwaka zaworu
- Q_u - natężenie przepływu przez suwak zaworu przelewowego. Wyznacza się go ze wzoru (2.6)

$$Q_u = \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} S_2 \sqrt{k(p-p_{z1})} \cdot \text{sign}(p-p_{z1}) \quad (2.6)$$

Q_1 - natężenie przepływu przez dyszę suwaka

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \frac{2}{\rho \cdot \xi} \sqrt{k(p-p_1)} \cdot \text{sign}(p-p_1) \quad (2.7)$$

$G_{sz}(p-p_1)$ - natężenie przepływu przez luz średnicowy.

$$G_{sz}(p-p_1) = \frac{\pi}{96} \frac{1}{\varrho \cdot v} \frac{D_1 J^3}{1} \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \frac{\varepsilon^2}{(J/2)^2}\right) \cdot (p-p_1) \quad (2.8)$$

w którym to wzorze oznaczają:

- J - luz na średnicy suwaka
- ε - mimośrodowość
- l - długość suwaka
- D_1 - średnica zewnętrzna tulei suwaka.

6. Równanie natężenia przepływu przez pierwszy stopień zaworu przelewowego (rys.2.2)

$$Q_1 + G_{sz}(p-p_1) + A_2 \cdot \frac{dx}{dt} - s_1 \cdot \frac{dy}{dt} - Q_2 - Q_3 - \frac{V_1}{B} \cdot \frac{dp_1}{dt} = 0 \quad (2.9)$$

$$p_1(t=0) = p_{wpl}$$

gdzie:

Natężenie przepływu przez szczelinę grzybka opisane jest wzorem

$$Q_2 = \mu_1 \cdot s_1 \sqrt{\frac{2}{\varrho}} \cdot \sqrt{(p_1 - p_{z1})} \cdot \text{sign}(p_1 - p_{z1}) \quad (2.10)$$

Natężenie przepływu przez suwak sterujący

$$Q_3 = G_z \cdot \sqrt{(p_1 - p_{z1})} \cdot \text{sign}(p_1 - p_{z1}) \quad (2.11)$$

$A_2 \cdot \frac{dx}{dt}$ - natężenie przepływu wywołane ruchem suwaka zaworu

$s_1 \cdot \frac{dy}{dt}$ - natężenie przepływu wywołane ruchem grzybka zaworu

s_1 - pole powierzchni przepływu w szczelinie dławiącej grzybka.

2.4. Wyznaczenie współczynników równań

2.4.1. Wyznaczenie współczynnika tarcia lepkiego

Dla suwaka zaworu współczynnik tarcia lepkiego został wyznaczony analitycznie z zależności przedstawionej w pracy M. Guillona [19].

$$f_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot L \cdot \varrho \cdot v}{D_1 - d_1} \quad (2.12)$$

gdzie:

D_1 - średnica tulei

d_1 - średnica suwaka

L - długość suwaka

ϱ - gęstość oleju

v - współczynnik lepkości kinematycznej

Przyjęte oznaczenia są zgodne z rysunkiem 2.2.

Ponieważ suwak sterujący przystawki elektromagnetycznej posiada dwa tłoczki o tych samych rozmiarach (rys.2.4), to współczynnik tarcia określony jest wzorem (2.13).

$$f_2 = 2 \frac{\pi \cdot \varrho \cdot v \cdot L_1 \cdot D_3}{D_3 - d_s} \quad (2.13)$$

gdzie:

L_1 - długość tłoczka

D_3 - średnica tulei

d_s - średnica tłoczka.

2.4.2. Określenie efektywnego otwarcia grzybka zaworu y_{GR} (rys.2.3)

Za efektywne otwarcie grzybka zaworu przyjęto moment, gdy powierzchnia w szczelinie dławiącej jest równa powierzchni gniazda. Pole powierzchni przepływu w szczelinie dławiącej zaworu określa zależność:

$$\left. \begin{aligned} s_1 &= \pi(d_4 - y \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha) \cdot y \cdot \sin \alpha & \text{dla } 0 \leq y \leq y_{GR} \\ s_1 &= \pi \frac{d_4^2}{4} & \text{dla } y > y_{GR} \end{aligned} \right\} \quad (2.14)$$

Porównując oba wyrażenia otrzymujemy maksymalne efektywne otwarcie grzybka zaworu:

$$\pi \cdot (d_4 - y \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha) \cdot y \cdot \sin \alpha = \pi \frac{d_4^2}{4} \quad (2.15)$$

W rezultacie otrzymuje się równanie kwadratowe:

$$y^2 \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha - y \cdot d_4 \cdot \sin \alpha + \frac{d_4^2}{4} = 0 \quad (2.16)$$

którego wyróżnik wynosi:

$$\Delta = d_4^2 \cdot \sin^2 \alpha (1 - \cos \alpha) \quad (2.17)$$

natomiast pierwiastki odpowiednio:

$$y_1 = \frac{d_4(1 + \sqrt{1 - \cos \alpha})}{\sin^2 \alpha} \quad (2.18)$$

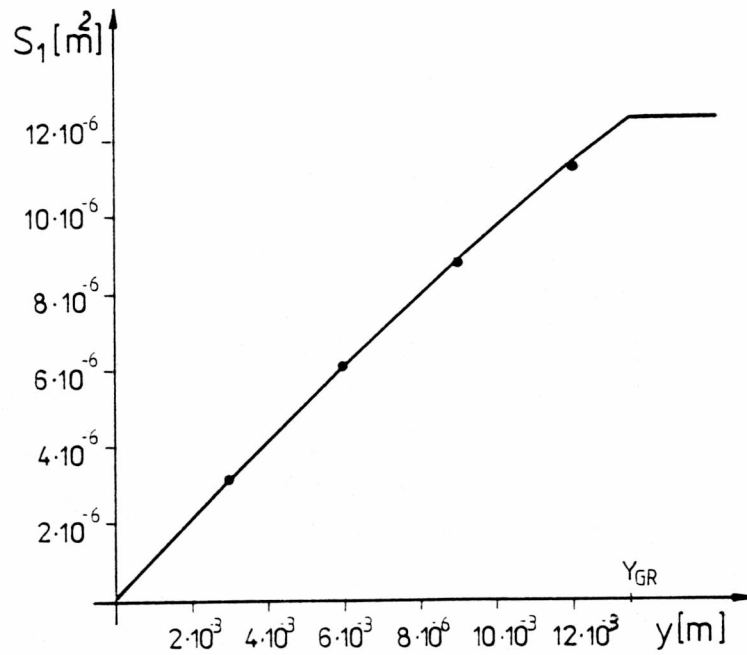
$$y_2 = \frac{d_4(1 - \sqrt{1 - \cos \alpha})}{\sin^2 \alpha} \quad (2.19)$$

Po podstawieniu odpowiednich wartości okazuje się, że drugi pierwiastek równania kwadratowego (2.16) spełnia równanie (2.15) i wynosi $y_2 = 0,001353 \text{ m}$.

Stąd wniosek, że:

$$y_{GR} = y_2$$

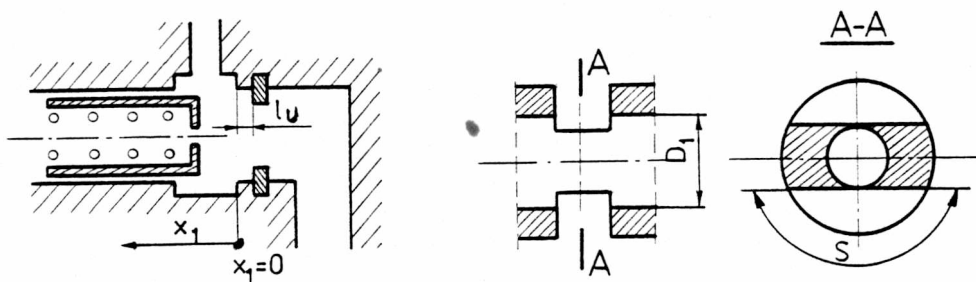
Na rys.2.5 przedstawiono zmianę pola powierzchni szczeliny dławiącej w funkcji otwarcia grzybka.



Rys.2.5. Powierzchnia szczeliny dławiącej w funkcji otwarcia grzybka

2.4.3. Wyznaczenie maksymalnego efektywnego przesunięcia suwaka zaworu x_{GR}

Powierzchnię przepływu przez szczelinę suwaka zaworu określają zależności geometryczne, wynikające z rysunków 2.6 i 2.7.



Rys.2.6. Suwak zaworu przelewowego rys.2.7. Tuleja suwaka zaworu

$$\left. \begin{aligned} S_2 &= 2 \cdot s \cdot x_1 & \text{dla} & \quad L_u \leq x_1 \leq x_{GR} \\ S_2 &= \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} & \text{dla} & \quad x_1 > x_{GR} \end{aligned} \right\} \quad (2.20)$$

Porównując ze sobą powierzchnie przepływu otrzymuje się:

$$2 \cdot s \cdot x_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \quad (2.21)$$

stąd:

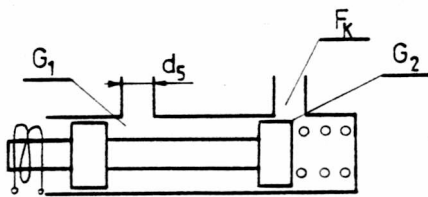
$$x_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{8 \cdot s} \quad (2.22)$$

Uwzględniając dodatnie przekrycie suwaka zaworu

$$x_{GR} = x_1 + L_u \quad (2.23)$$

2.4.4. Wyznaczenie zastępczej przewodności suwaka sterującego przystawki elektrohydraulicznej

Przewodność zastępcza dwóch oporów miejscowych (rys.2.8) połączonych szeregowo określona jest zależnością:



Rys.2.8
Przystawka elektrohydrauliczna

$$G_z = \frac{G_1^2 \cdot G_2^2}{G_1^2 + G_2^2} \quad (2.24)$$

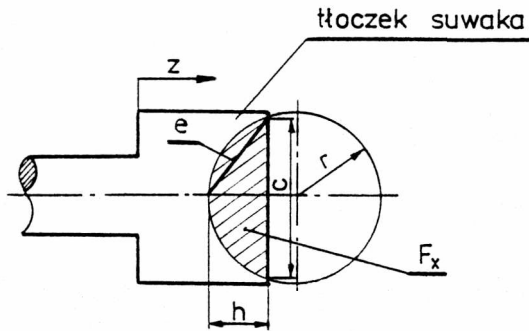
gdzie przewodność okna doprowadzającego ciecz oblicza się z zależności:

$$G_1 = \frac{\pi \cdot d_5^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\xi_1 \cdot \rho}} \quad (2.25)$$

a przewodność otworu wypływowego z zależności:

$$G_2 = F_k \cdot \sqrt{\frac{2}{\xi_2 \cdot \rho}} \quad (2.26)$$

Pole przekroju otworu wypływowego F_k zmienia się wraz z przemieszczeniem suwaka sterującego (rys.2.9).



Rys.2.9.
Okno przystawki elektrohydraulicznej

Wychodząc z zależności opisującej pole wycinka kołowego (patrz np. Bronszejn I.N. [8]) otrzymuje się:

$$F = \frac{h}{15} \cdot (6c + 8e) \quad (2.27)$$

gdzie:

$$c = 2 \sqrt{2hr - h^2} \quad (2.28)$$

$$e = \sqrt{2hr} \quad (2.29)$$

Pole przekroju F_k zmienia się wg następujących zależności

$$\left. \begin{array}{ll} \text{dla } z \geq 2r & F_k = \pi \cdot r^2 \\ \text{dla } r \leq z < 2r & F_k = \pi \cdot r^2 - 4/15 \cdot R \cdot (12\sqrt{2R^2 - R^2} + 8 \cdot \sqrt{2R^2}) \\ \text{dla } 0 \leq z < r & F_k = 4z/15 \cdot (12\sqrt{2rz - z^2} + 8\sqrt{2rz}) \end{array} \right\} \quad (2.30)$$

gdzie: $R = z_{wp} - z$

2.4.5. Zestawienie liczbowych wartości współczynników równań

Współczynniki równań badanego układu zostały określone na podstawie: dokumentacji "Zawór Przelewowy Typu ZP-160-10E nr 53-1-00" dostępnej w WSK Poznań, stanowiska doświadczalnego zbudowanego w Kombinacie PZL-HYDRAL we Wrocławiu oraz dostępnej literatury [48]. Wartości liczbowe tych współczynników przedstawione zostały w tabeli 2.1.

Tabela 2.1

Zestawienie współczynników równań badawczych układu

Lp.	Oznaczenia	Wymiar	Wartość	Wyznaczony na podstawie	Występuje we wzorze nr
1	2	3	4	5	6
1.	c_1	N	11,7	dokumentacji nr 53-1-00	2.1
2.	c_2	N	244		2.2
3.	c_3	N	28,6		2.3
4.	d_1	m	0,014993		2.12
5.	d_2	m	0,0007		2.26
6.	d_3	m	0,009984		2.13
7.	d_4	m	0,002		2.14
8.	d_5	m	0,002		2.25
9.	k_1	N/m	$3,02 \cdot 10^3$		2.1
10.	k_2	N/m	48209		2.2
11.	k_3	N/m	$4,0875 \cdot 10^3$		2.3
12.	l	m	0,022	równania 2.4 53-1-00 53-1-00 równania 2.23 53-1-00 równania 2.1 równania 18 53-1-00 53-1-00	2.8
13.	l_1	m	0,013		2.13
14.	l_u	m	0,004		2.20
15.	m_s	kg	0.014		2.1
16.	m_{sp}	kg	0,019		2.1
17.	m_{spy}	kg	0,017		2.1
18.	m_g	kg	0,06		2.2
19.	$m_{tł}$	kg	0,103		2.3
20.	m_{spt}	kg	0,007		2.3
21.	p_{wp}	N/m ²	$3,4 \cdot 10^5$		2.4
22.	s	m	0,01512		2.20
23.	r	m	0,001		2.28
24.	x_{GR}	m	0,00584		2.23
25.	x_{ogr}	m	0,018		2.1
26.	x_{wp}	m	0,0051		2.1
27.	y_{GR}	m	0,001353		2.14
28.	y_{ogr}	m	0,013		2.2
29.	z_{wp}	m	0,002		2.3

1	2	3	4	5	6
30.	z_{ogr}	m	0,0022	53-1-00	2.1
31.	A_1	m^2	0,000176	53-1-00	2.1
32.	A_2	m^2	0,000176	53-1-00	2.1
33.	A_4	m^2	$1,2566 \cdot 10^{-5}$	53-1-00	2.2
34.	B	N/m^2	$1,2 \cdot 10^9$	poz.literat.[3]	2.4
35.	D_1	m	0,015	53-1-00	2.12
36.	D_3	m	0,01	53-1-00	2.13
37.	G_p	$m^5/s \ N$	$1,6667 \cdot 10^{-12}$	charakt.pompy	2.4
38.	F_I	N	37,278	53-1-00	2.3
39.	V	m^3	$5,584 \cdot 10^{-6}$	pomiaru na stoisku	2.4
40.	V_1	m^3	$6,08 \cdot 10^{-6}$	53-1-00	2.9
41.	J	m	$7 \cdot 10^{-6}$	53-1-00	2.8
42.	α	rad	1,04719	53-1-00	2.14
43.	φ	kg/m^3	900	poz.literat.[19]	2.6
44.	ν	m^2/s	$45 \cdot 10^{-6}$	poz.literat.[19]	2.8
45.	ξ	-	1,9	poz.literat.[19]	2.9
46.	ξ_1	-	0,4	poz.literat.[19]	2.25
47.	ξ_2	-	0,4	poz.literat.[19]	2.26
48.	μ	-	0,62	poz.literat.[3]	2.23
49.	μ_1	-	0,62	poz.literat.[4]	2.10

2.5. Rozwiązanie układu równań opisujących działanie zaworu przelewowego za pomocą programu symulacyjnego

2.5.1. Charakterystyka zastosowanego języka symulacyjnego

Symulację modelu matematycznego opisującego działanie zaworu przelewowego pracującego w układzie hydraulicznym przeprowadzono na komputerze R-32. Do rozwiązania równań zastosowano język maszynowy DIANA (DIGITAL-ANALOG) Jarząbek [23], Pachelski [35], który jest językiem zorientowanym problemowo i przeznaczonym do symulacji cyfrowej procesów ciągłych na maszynach cyfrowych R-32. Umożliwia on rozwiązywanie problemów opisywanych równaniami różniczkowo-logicznymi.

Instrukcję języka DIANA można podzielić na:

- instrukcje strukturalne, które wyrażają opis struktury modelowanego układu;
- definicję MACRO pozwalającą na rozszerzenie zbioru operatorów o instrukcje i funkcje standardowe języka FORTRAN;
- instrukcje opisujące, które nadają wartości pewnym parametrom programu modelującego.

Program zapisany jest pomiędzy nawiasami PROGRAM i END. Składa się z trzech obszarów zwanych odpowiednio: początkowym, dynamicznym i końcowym.

Obszar początkowy jest ciągiem instrukcji języka FORTRAN IV ograniczonym nawiasami INITIAL i END. Służy do wykonania obliczeń związanych z ustaleniem wartości zmiennych występujących jako parametry w obszarze dynamicznym. Realizowany jest przed rozpoczęciem właściwego modelowania dynamicznego.

Obszar dynamiczny jest ciągiem instrukcji strukturalnych. W obszarze tym mogą również wystąpić definicje MACRO. Nazwa obszaru wywodzi się stąd, że stanowi on faktyczny opis dynamiki modelowania układu. Ograniczony jest on nawiasami DYNAMIC i END.

Obszar końcowy jest ciągiem instrukcji FORTRAN-u IV ograniczony nawiasami TERMINAL i END. Realizowany jest po zakończeniu każdego okresu komunikacyjnego, tj. okresu, po którym program może komunikować się z urządzeniami We/Wy.

Ponadto przed obszarem początkowym i za obszarem końcowym można umieścić instrukcję FORTRANU IV.

W systemie DIANA całkowanie można wykonywać dwoma metodami:

- metoda Adamsa-Bathforda IV-go rzędu;
- metoda Runge-Kutty IV-go rzędu.

Metoda Adamsa-Bathforda należy do metod ekstrapolacyjnych, które mogą zawodzić przy symulacji układów, w których mogą występować ostre nieciągłości $x(t)$ względem t .

Takie nieciągłości występują na przykład w układach z tarciem suchym i przy wystąpieniu sztywnych ograniczeń np. przy oparciu się suwaka lub grzybka zaworu o gniazdo.

W takich przypadkach lepiej jest stosować metody nieekstrapolacyjne z powtarzalnym krokiem. W związku z tym dla rozważanego układu równań zastosowano metodę całkowania Runge-Kutty IV-go rzędu.

2.5.2. Opis programu

Poniżej opisano program rozwiązujący układ równań.

W pierwszym obszarze, ograniczonym nawiasami INITIAL i END, zapisane są instrukcje, przy pomocy których wyznacza się współczynniki równań (2.1÷2.11) oraz przeprowadza się obliczenia pomocnicze.

W obszarze drugim ograniczonym nawiasami DYNAMIC i END rozwiązywany jest badany układ równań. Równanie sił działających na suwak zaworu przelewowego (2.1) odzwierciedla definicja MACRO SUW. Warunek brzegowy tego rozwiązania dla d^2x/dt^2 zapisany jest w definicji MACRO XD. Rozwiązanie równania (2.1) realizują instrukcje DX3, DX2, oraz DX1 i X, w których to zapisane są warunki początkowe.

Równanie równowagi sił działających na grzybek zaworu (2.2) realizuje definicja MACRO DRZ, natomiast warunek brzegowy tego równania dla d^2y/dt^2 - MACRO YD. Równanie to rozwiązują instrukcje DY2, DY1, DY i Y. W instrukcjach DY i Y zapisane są warunki początkowe równania (2.2).

Równanie sił działających na suwak sterujący przystawki elektromagnetycznej (2.3) zapisane jest w definicji MACRO TL. Warunek brzegowy d^2z/dt^2 równania (2.3) odzwierciedla definicja MACRO ZD. Skokowe wyłączenie siły pochodzącej od elektromagnesu realizuje funkcja logiczna STEP, której wyjściem jest sygnał X10. Równanie (2.3) rozwiązują instrukcje DZ2, DZ1, DZ i Z. W instrukcjach DZ i Z zapisane są warunki początkowe rozważanego równania.

Równanie natężenia przepływu (2.4) zapisane jest w definicji MACRO QP, a jego rozwiązanie realizują instrukcje PP, PØ i P. Zastosowana instrukcja strukturalna INSW zabezpiecza wartości ciśnienia p przed spadkiem poniżej zera.

Równanie natężenia przepływu przez drugi stopień zaworu przelewowego (2.5) zapisane jest w definicji MACRO QZO. Poszczególne człony tego równania rozwiązywane są przy pomocy dodatkowych definicji i instrukcji. I tak, natężenie przepływu przez suwak zaworu przelewowego (2.5) zapisane jest w definicji MACRO QUP. Człon równania (2.6) $\sqrt{|(p-p_{z1})|} \text{sign}(p-p_{z1})$ zapisano w definicji MACRO PRP. Definicja ta zapisana jest w sposób ogólny po to, by dla pozostałych równań, w których występują człony o identycznej strukturze, nie tworzyć odrębnych definicji. Przewodność natężenia przepływu przez luz średnicowy oblicza instrukcja GSZ zapisana w obszarze początkowym. Równanie natężenia przepływu przez drugi stopień zaworu przelewowego rozwiązują instrukcje QU, QZ, PZL oraz PD i PPP, które odwołują się do definicji MACRO PRP i rozwiązują człony równania odpowiednio $\sqrt{|(p-p_{z1})|} \text{sign}(p-p_{z1})$, $\sqrt{|(p-p_1)|} \text{sign}(p-p_1)$.

Równanie natężenie przepływu przez pierwszy stopień zaworu przelewowego (2.9) zapisane jest w definicji MACRO QRZ. Dodatkowo w definicjach MACRO ZGG zapisano zastępczą przewodność przepływu przez suwak sterujący; równanie (2.24), MACRO FK przedstawia zmianę powierzchni otworu wypływu zamykanej przez suwak sterujący; równanie (2.30), MACRO SS przedstawia zmianę powierzchni przepływu przez grzybek stożkowy. Instrukcje SFA, DP10, DP1, P10, P1, ZG, ZERO, FC, R oraz PP1 rozwiązują równanie przepływu przez pierwszy stopień zaworu przelewowego. Instrukcje DP1 oraz P1 zabezpieczają ciśnienia p_1 przed spadkiem wartości poniżej zera. Instrukcja PP1 rozwiązuje człon $\sqrt{|(p-p_{z1})|} \text{sign}(p_1-p_{z1})$.

2.5.3. Postać i sposób przygotowania danych do programu

Wartości liczbowe danych należy wyperforować na kartach w ściśle określonych kierunkach w postaci liczb całkowitych, rzeczywistych lub zmiennoprzecinkowych - oddzielonych przecinkiem i wypełnionych w następujący sposób:

- I - karta rozpoczyna się dyrektywą DATA, która służy do wprowadzenia wartości dowolnych zmiennych i danych występujących w programie. Dyrektywę tą pisze się w kolumnach 7-10, po której następuje otwarcie nawiasu. Dalej karta zawiera pięć liczb będących wartościami: maksymalnego otwarcia suwaka zaworu X_{ogr} , liczby π , średnicy d , kąta rozwarcia grzybka α , ciśnienia na linii zlewowej układu p_{z1} . Liczby te muszą być oddzielone przecinkiem.
- II - karta to rozpoczyna się znakiem X informującym o kontynuacji danych. Zapisany jest on w 6 kolumnie. W kolumnach 7-16 zapisana jest wartość pojemności V , po której następuje przecinek.
- III - karta zawiera jedną liczbę będącą wartością modułu ściśliwości cieczy. Liczbę tą zapisuje się od 7 kolumny a na jej końcu stawia się przecinek. Znak X zapisany w 6 kolumnie informuje o kontynuacji danych.
- IV - karta zawiera znak X zapisany w 6 kolumnie oraz wartość liczbową odpowiadającą maksymalnemu wzniosowi grzybka. Na końcu tej liczby musi być postawiony przecinek.
- V - karta zawiera oprócz znaku kontynuacji danych X, trzy liczby będące wartościami: warunku początkowego Z_{wp} , maksymalnego efektywnego otwarcia suwaka X_{GR} oraz pojemności komory suwaka V_1 . Po ostatniej z wymienionych liczb należy zapisać znak nawiasu.

Przykład danych do obliczeń przedstawiono w tabeli 2.2.

Tabela 2.2

42

2.5.4. Instrukcje opisujące

Aby uzyskać wyniki obliczeń należy w programie umieścić następujące instrukcje opisujące:

- a) TMAX - informacje o czasie wykonania obliczeń,
- b) TSTEP - informacje o przyjętym kroku całkowania,
- c) NSTEPS - informacje o kroku wydruku,
- d) PRINT - organizuje wydruk wartości zmiennych.

Program zakończony jest nawiasami słownymi GO oraz STOP DIANA.

2.5.5. Wymagany zestaw EMC

Do obliczeń wymagany jest następujący zestaw urządzeń:

- maszyna cyfrowa R-32,
- czytnik kart,
- drukarka wierszowa,
- dwie jednostki dyskowe.

2.6. Wstępne badania symulacyjne

Celem tych badań jest uzyskanie wstępnych informacji na temat własności dynamicznych rozpatrywanego układu hydraulicznego.

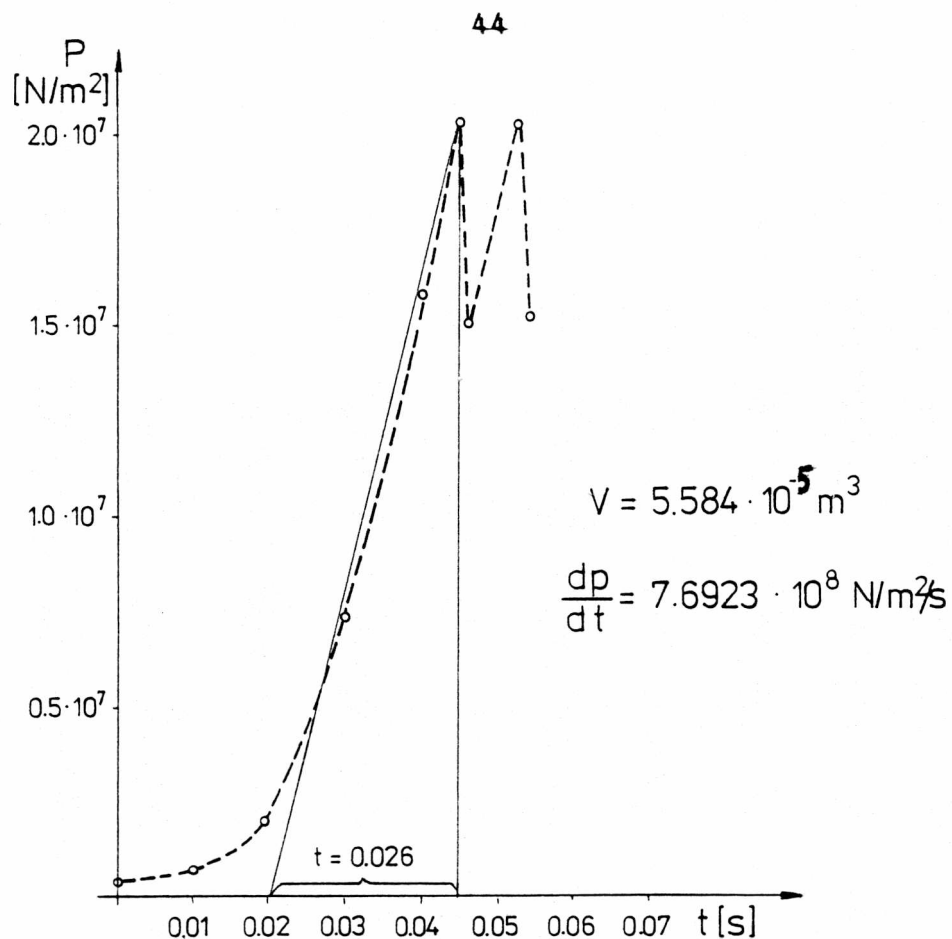
Badania przeprowadzono dla układu hydraulicznego pracującego w warunkach nominalnych z zainstalowanymi pompami PZ2-K-25 i PZ2-K-40. Przyjęto objętość przewodu łączącego pompy z zaworem odpowiednio $V = 5,584 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$ oraz $V = 9,939 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$.

Pozostałe dane przyjęto zgodnie z przedstawionymi wartościami w tabelach 2.1.

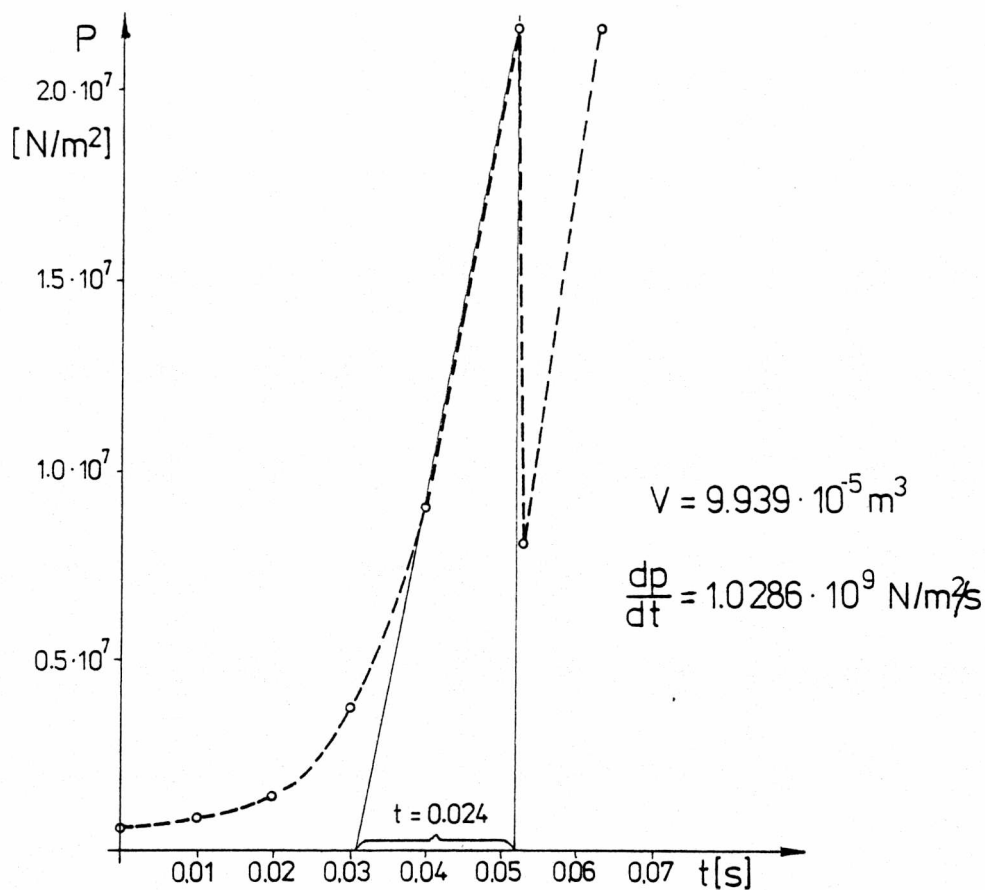
Wyniki przebiegów ciśnienia przedstawiono na rys.2.10 i 2.11.

Wstępna analiza otrzymanych wyników sugeruje następujące wnioski:

1. Szybkości przyrostów ciśnienia są bardzo duże i wynoszą odpowiednio:



Rys.2.10. Przebieg ciśnienia w układzie z pompą PZ2-K-25



Rys.2.11. Przebieg ciśnienia w układzie z pompą PZ2-K-40

- dla pompy PZ2-K-25; $\frac{dp}{dt} = 7,6923 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2/\text{s}$
- dla pompy PZ2-K-40; $\frac{dp}{dt} = 1,0286 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2/\text{s}$

2. Występuje duża amplituda drgań ciśnienia.

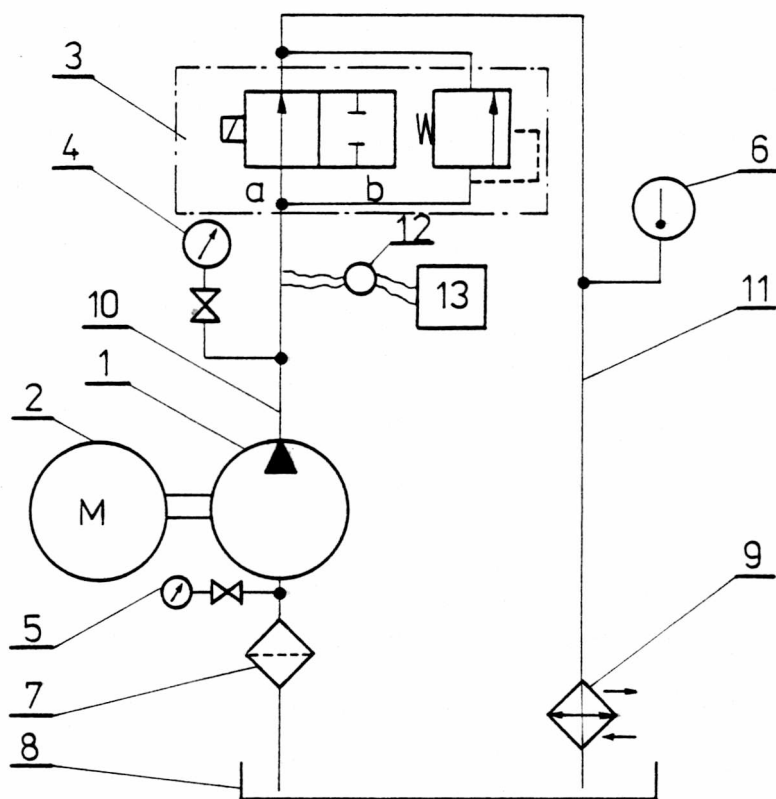
W przypadku gdy w układzie zainstalowana jest pompa PZ2-K-25 amplituda drgań ciśnienia wynosi $0,52 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$, natomiast w przypadku pompy PZ2-K-40 amplituda ciśnienia wynosi $1,36 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$.

3. PORÓWNANIE WSTĘPNYCH WYNIKÓW BADAŃ SYMULACYJNYCH Z WYNIKAMI UZYSKANymi NA STANOWISKU POMIAROWYM

3.1. Opis stanowiska pomiarowego

W celu sprawdzenia równań (2.1÷2.11) sformułowanych w rozdziale 2.3 przeprowadzono badania doświadczalne na stanowisku pomiarowym znajdującym się w Kombinacie PZL-HYDRAL We Wrocławiu.

Schemat stanowiska przedstawia rys.3.1.



Rys.3.1. Schemat układu do pomiaru przyrostu ciśnienia w układzie hydraulicznym

1 - pompa zębata, 2 - silnik prądu zmiennego,
3 - zawór typu ZPE, 4 - manometr, 5 - manowakuometr, 6 - termometr, 7 - filtr ssawny, 8 - zbiornik, 9 - chłodnica, 10 - rurociąg tłoczny, 11 - rurociąg zlewowy, 12 - czujnik ciśnienia, 13 - rejestrator

Na stanowisku zainstalowano pompę zębatą 1 napędzaną przez silnik elektryczny 2. Pompa wyposażona została w filtr 7 zamontowany po stronie ssącej. Na rurociągu ssawnym zainstalowany był manowakuometr 5. Na rurociągu tłocznym 10 zainstalowane były:

manometr 4, czujnik ciśnienia 12 (połączony z rejestratorem 13) oraz zawór 3. Za zaworem 3 podłączono rurociąg zlewowy 11 z przepływomierzem 6 oraz chłodnicą 9.

Do pomiaru zastosowano niżej wymienioną aparaturę pomiarową:

- czujnik ciśnienia typu RP-112 firmy Vibrometer o zakresie pomiarowym $0 \div 20$ MPa;
- ośmiokanałowy rejestrator typu Minograf 803 firmy Siemens-Elena;
- manometr o klasie dokładności 1,5 i zakresie pomiarowym $0,0 \div 40$ MPa;
- manowakuometr o klasie dokładności 1,5 i zakresie pomiarowym $0,01 \div 0,015$ MPa;
- termometr o zakresie pomiarowym $0^{\circ} \div 100^{\circ}\text{C}$.

3.2. Pomiar przebiegu ciśnienia

Celem pomiaru było rejestrowanie zmian ciśnienia wywołanych skokowym przesterowaniem zaworu typu ZP1-160-10E.

W czasie badań mierzono i kontrolowano następujące wielkości fizyczne:

- zmianę ciśnienia p po przesterowaniu zaworu (z położenia "a" w położenie "b" - rys.3.1);
- podciśnienie na linii ssania pompy;
- temperaturę oleju.

W czasie pomiarów utrzymywano stałą temperaturę oleju hydraulicznego (Hydrol 40 wg PN/C-04015) na poziomie $50^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$.

Badania przeprowadzono dla dwóch pojemności rurociągu tłoczego $V = 5,584 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$ i $V = 9,939 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$.

W układzie zainstalowane były pompy PZ2-K-25 i PZ2-K-40. Każdy pomiar był czterokrotnie powtarzany. Na rys. 3.2 i 3.3 przedstawiono zmiany ciśnienia zapisywane na rejestratorze.

3.3. Porównanie wyników badań eksperymentalnych z wynikami badań symulacyjnych

Porównanie rezultatów badań teoretycznych z wynikami badań doświadczalnych miało na celu sprawdzenie dopuszczalności przyjętych założeń upraszczających.

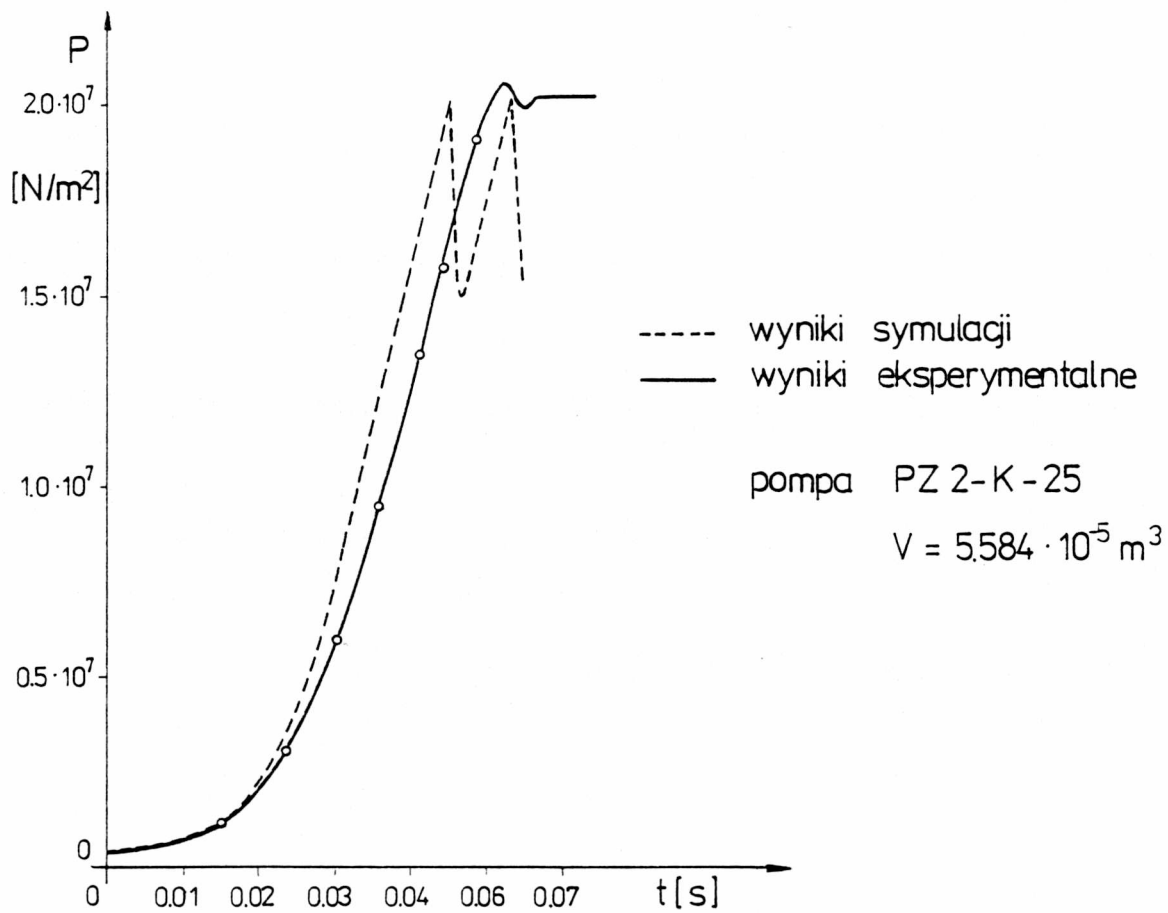
Na rys.3.2 i 3.3 przedstawiono otrzymane doświadczalnie przebiegi przejściowe ciśnienia oraz rezultaty otrzymane w wyniku symulacji modelu matematycznego układu. Jak widać krzywe doświadczalne (rzeczywiste) i teoretyczne mają przebiegi jakościowo podobne. Widoczne są jednak różnice:

- czasu osiągnięcia maksymalnej wartości ciśnienia,
- szybkości przyrostu ciśnienia,
- amplitud wahań ciśnienia.

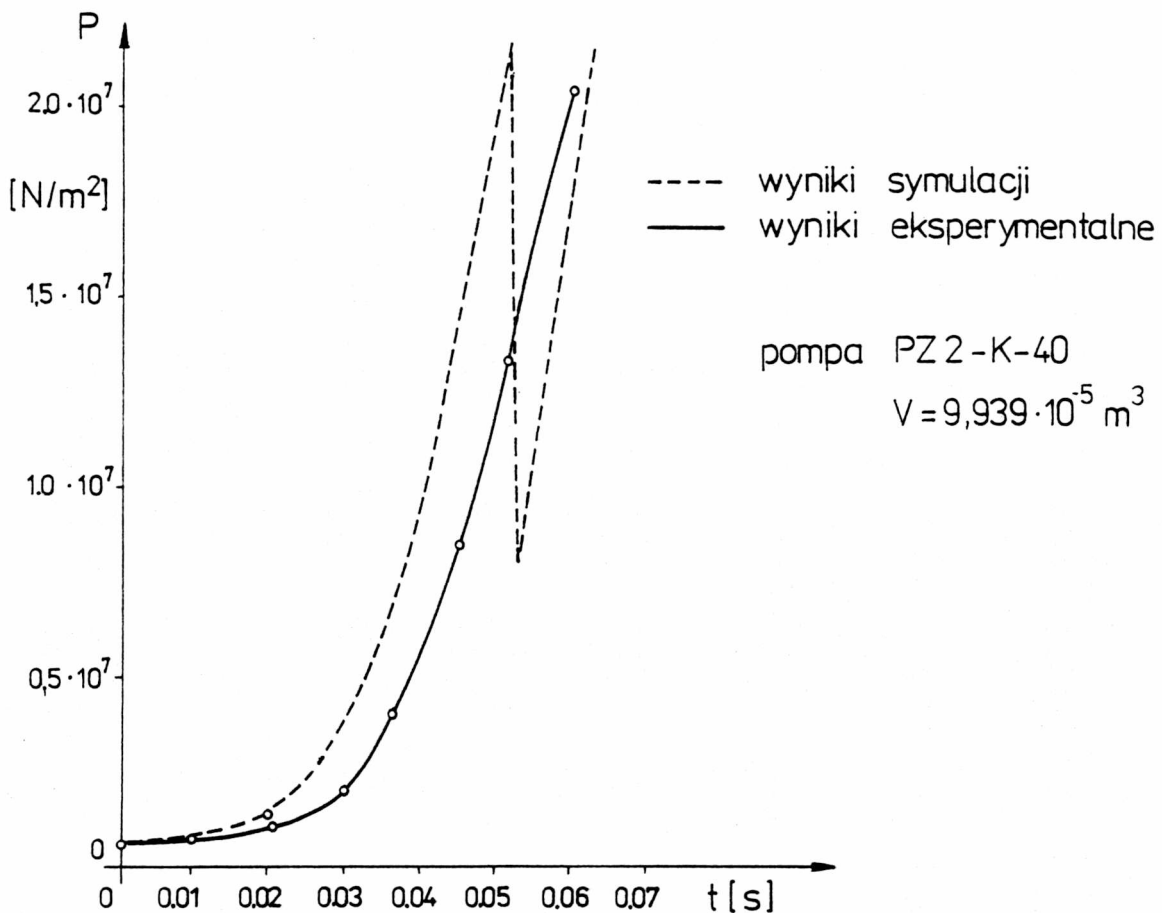
Dane dla porównania eksperymentalnych i symulacyjnych wartości ciśnienia zamieszczono w tabeli 3.1.

Tabela 3.1. Zestawienie teoretycznych (S) i rzeczywistych (R) wartości ciśnienia P

t [s]	PZ2-K-25			PZ2-K-40		
	P [MPa]			P [MPa]		
	S	R	S-R	S	R	S-R
			$\frac{S-R}{R} (\%)$			$\frac{S-R}{R} (\%)$
0,02	2,03	1,96	0,07 (3,45)	1,49	1,1	0,39 (26)
0,03	7,35	5,96	1,39 (18,9)	3,8	2	1,8 (47)
0,04	15,98	12,42	3,56 (22,28)	9,04	5,6	3,44 (38)
0,05	17,5	19,98	2,48 (12,4)	19,25	11,8	7,45 (38,7)



Rys.3.2. Porównanie wyników eksperymentalnych oraz symulacyjnych dla układu o pojemności $V = 5,584 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$ z pompą PZ2-K-25



Rys.3.3. Porównanie wyników eksperymentalnych oraz symulacyjnych dla układu o pojemności $V = 9,939 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$ z pompą PZ2-K-40

Różnice pomiędzy teoretycznymi i rzeczywistymi wartościami ciśnienia wynoszą od kilku do kilkudziesięciu procent. Im większe ciśnienie tym większe rozbieżności pomiędzy wynikami. Najlepsza zgodność wystąpiła przy ciśnieniach do $p=2\text{MPa}$. Największe rozbieżności obserwuje się przy ciśnieniach rzędu 20 MPa. Wtedy to występuje także duża różnica amplitud wahań ciśnienia.

Ogólnie biorąc różnice pomiędzy rezultatem symulacji a wynikami eksperymentalnymi mogą być spowodowane przez:

1. przyjęty model matematyczny;
2. błędy rozwiązania numerycznego;
3. błędy pomiarów na stanowisku doświadczalnym.

O ile druga i trzecia przyczyna rozbieżności jest stosunkowo łatwa do wykrycia i oszacowania, to zagadnienie adekwatności modelu matematycznego jest zadaniem trudniejszym. Model matematyczny może zawierać błąd struktury (zła postać, np. zależność jest paraboliczna, a model jest liniowy) albo ilościowy (złe ustalenie wartości współczynników). W danym przypadku prawdopodobnie właśnie w modelu matematycznym leży przyczyna różnic pomiędzy wynikami teoretycznymi i eksperymentalnymi. Dlatego postanowiono wrócić do założeń upraszczających omówionych w punkcie 2.2, przeprowadzić powtórzną analizę odpowiednich pozycji literaturowych Blackburn [7], Guillon [19], Hohlow [22]. Dokładniejsza analiza wykazała, że rozbieżności w wynikach uzyskanych na drodze symulacji komputerowej oraz eksperymentu wynikają najczęściej z:

- przyjęcia stałych współczynników przepływu przez: otwór suwaka, suwak oraz grzybek zaworu. Zmienny współczynnik przepływu przez otwór suwaka, wywołuje zmianę przepływu cieczy, a tym samym zmianę szybkości przesuwania się suwaka. Podobnie wpływa zmiana współczynnika przepływu przy przepływie oleju przez suwak oraz grzybek, Guillon [19]. Błąd obliczenia szybkości przesuwania się suwaka zaworu powoduje skażenie przebiegu ciśnienia, a więc błąd szybkości przyrostu ciśnienia;
- pominięcie wpływu siły hydrodynamicznej. Na duży wpływ reakcji hydrodynamicznej na stan ustalony i przebieg przejściowy ciśnienia wskazuje Guillon [19], Krassov [26], Merritt [33] i inni.

Również przeprowadzone na maszynie analogowej badania H. Chrostowskiego i R. Rohatyńskiego [12] potwierdziły istotny wpływ siły hydrodynamicznej na przebiegi przejściowe ciśnienia zaworu przelewowego.

- założenie stałej wartości ciśnienia w przestrzeni pod grzybkiem zaworu.

Z porównania badań eksperymentalnych z badaniami symulacyjnymi wynika wniosek, że proponowany model matematyczny układu hydraulicznego może i powinien być uściślony. Zadanie to jest przedmiotem rozdziału czwartego.

4. UŚCIŚLONY MODEL MATEMATYCZNY I PROGRAM SYMULUJĄCY PROCES ZAMYKANIA ZAWORU PRZELEWOWEGO

4.1. Rewizja założeń upraszczających

Rozbieżność pomiędzy wynikami badań symulacyjnych a badaniami eksperymentalnymi (pkt 3.3) wymaga korekty założeń upraszczających przedstawionych w pkt. 2.2.

Wyniki analizy w poprzednim rozdziale wskazują, że należy uwzględnić:

- 1) wpływ siły hydrodynamicznej w równaniach sił działających na suwak i grzybek zaworu.

Siły te są wynikiem zmian pędu strumienia w szczelinie sterującej i działają na ścianki elementów, w których ciecz przepływa. Guillon [19] stwierdza, że w urządzeniach zawierających tłoki, suwaki rozrządcze itp., uwzględnienie sił hydrodynamicznych bardzo często zmienia istotnie charakter równań równowagi.

- 2) zmienność współczynników przepływu.

Wielu badaczy, m.in.: Abramov [1], Gavrilenko [16], Guillon [19], Hohlov [22], Krassov [26], Kudźma [28], Mc Cloy [35], Szydelski [48], Tomasiak [50,51,52], zaleca uwzględnianie zmienności współczynników przepływu.

Badania doświadczalne wykazują zależność współczynnika przepływu od liczby Reynoldsa i rozmiarów oraz kształtu suwaka lub grzybka zaworu.

- 3) zmienność ciśnienia w komorze pod grzybkiem zaworu (uwzględnienie wpływu ściśliwości czynnika roboczego).
- 4) dodatkowy przepływ przez pierwszy stopień zaworu przelewowego (rys.4.1).

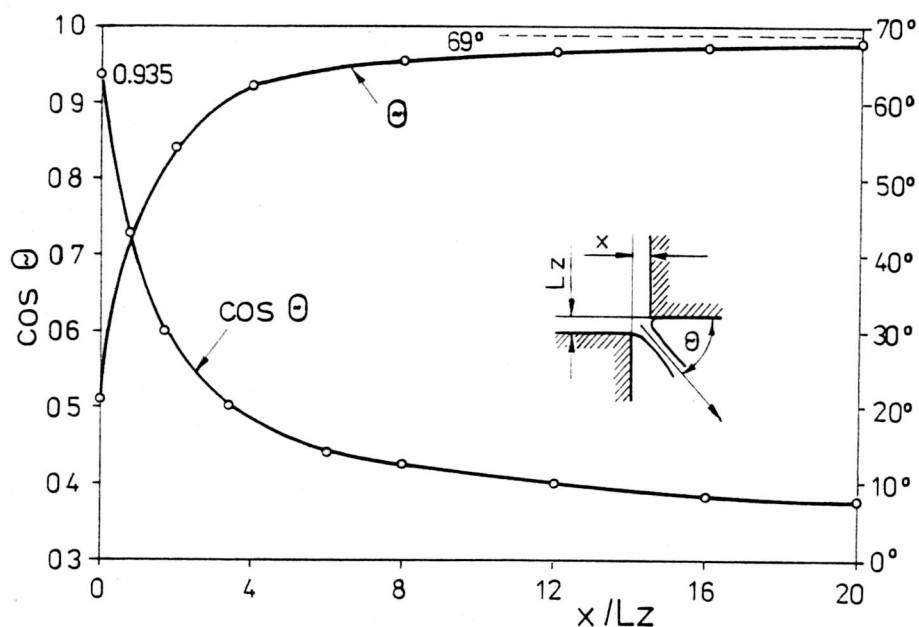
Postulat ten wynika z przypuszczenia, że wydłużenie czasu zamykania okna przez suwak zaworu prowadzi do zmniejszenia szybkości przyrostu ciśnienia w układzie hydraulicznym.

Konstrukcyjnie dodatkowy przepływ można uzyskać przez: wykonanie nacięć na grzybku zaworu lub przez wykonanie małego otworu (kapilary) w obsadzie grzybka.

$$\left. \begin{aligned} \Sigma F_i &= p \cdot A_1 + \varphi \frac{Q_u^2}{A_1} - p_1 \cdot A_1 - c_1 - k_1 \cdot x - (m_s + \frac{1}{3} m_{sp}) \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} - f_1 \cdot \frac{dx}{dt} - \\ &- \varphi \frac{Q_u^2}{A_u} \cdot \cos \theta(x) = 0 \\ \text{dla } x &\leq 0; \quad \frac{dx}{dt} = 0; \quad \frac{d^2 x}{dt^2} = 0 \\ \text{dla } x &\geq x_{gr}; \quad \frac{dx}{dt} = 0; \quad \frac{d^2 x}{dt^2} = 0 \\ \text{warunek} &\text{ początkowy} \\ \frac{dx}{dt} &(t=0) = 0; \quad x(t=0) = x_{wp} \\ \text{warunek} &\text{ brzegowy} \\ \text{jeżeli } p &- p_1 \leq 0 \quad \text{to } \varphi \frac{Q_u^2}{A_1} = 0 \end{aligned} \right\} (4.1)$$

Według literatury przedmiotu, kąt θ wpływu strugi jest funkcją kształtu grzybka, (suwaka), jego wzniosu oraz liczby Re .

W pracach Blackburna [7], Krassov'a [26], Merritt'a [39], McCloy'a [35] uzależnia się kąt odchylenia strugi od otwarcia (wzniosu) suwaka oraz luzu par suwakowych. Największy zakres zmian otwarcia i luzu pary suwakowej został ujęty w pracy Merritt'a [33]. Zależność kąta odchylenia strugi według Merritt'a przedstawiono na rys. 4.2.



Rys.4.2. Zmiana kąta odchylenia strugi θ w funkcji x/L_z

4.2.2. Równanie sił działających na grzybek zaworu przelewowego

Równanie (2.2) po rozszerzeniu o człon uwzględniający siłę hydrodynamiczną przybiera postać:

$$\begin{aligned}
 \Sigma F_{ig} &= p_1 \cdot s_1 - (m_g + \frac{1}{3} m_{spl}) \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} - p_3 \cdot A_4 - c_2 \cdot k_2 \cdot y + \\
 &+ \frac{4 \varphi \cdot Q_2^2}{\pi \cdot d^2} - \frac{Q_2^2 \cos \theta_1 (Re)}{s_1} = 0
 \end{aligned}$$

dla $y \leq 0$; $\frac{dy}{dt} = 0$; $\frac{d^2 y}{dt^2} = 0$

dla $y \geq y_{gr}$; $\frac{dy}{dt} = 0$; $\frac{d^2 y}{dt^2} = 0$

warunek początkowy

$$y(t=0) = 0; \quad \frac{dy}{dt}(t=0) = 0$$

warunek brzegowy

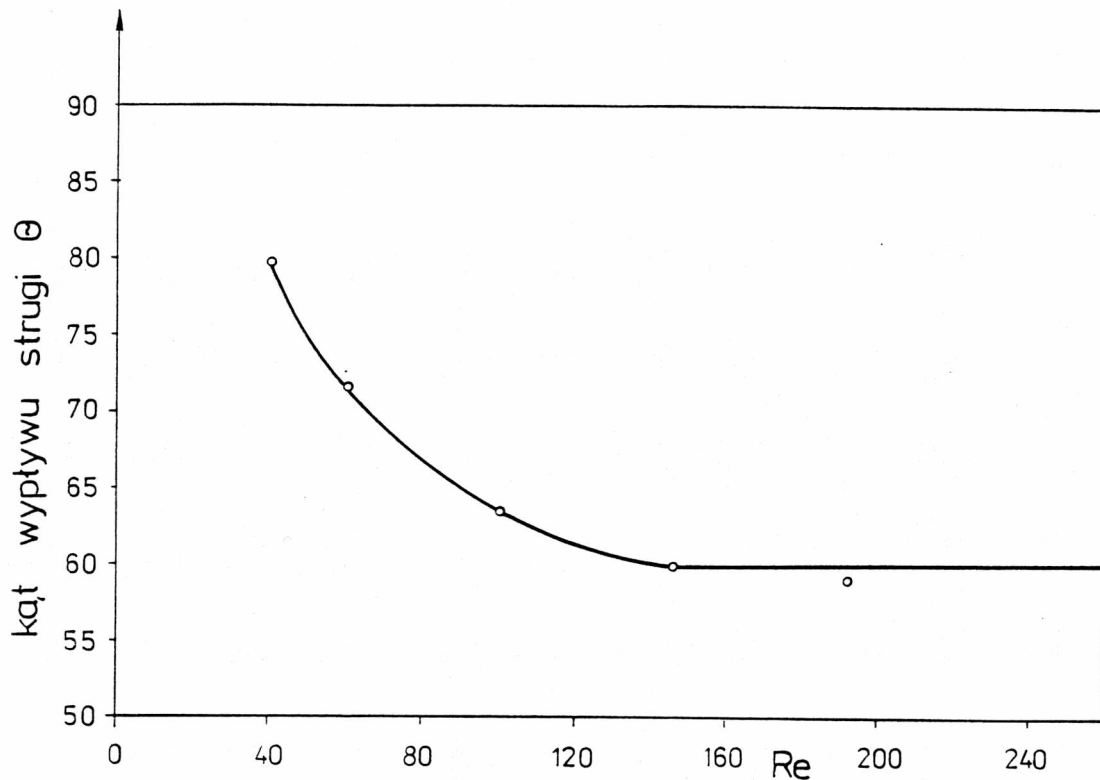
jeżeli $p_1 - p_{z1} \leq 0$ to $\frac{4 \varphi \cdot Q_2^2}{\pi \cdot d^2} = 0$

Z badań przeprowadzonych przez D. Mc Cloy'a [35] dla zaworów z grzybkiem stożkowym wynika, że na kąt odchylenia strugi ma wpływ objętość przestrzeni niskiego ciśnienia nad grzybkiem.

Natomiast według Guillon'a [19] kąt θ zależy od przemieszczenia grzybka. Blackburn [7] uważa, że para gniazdo-grzybek daje ukierunkowanie wypływającej strudze; a zatem $\theta = \alpha$.

Z. Kudźma [28] przedstawia kąt odchylenia strugi w funkcji liczby Reynoldsa, rys.4.3.

Ponieważ w rozważanym przypadku rozmiary grzybka i przewodu doprowadzającego są takie same jak zaworu z grzybkiem stożkowym badanym przez Z. Kudźmę, to do dalszych rozważań przyjęto zależność kąta wypływu strugi cieczy θ w funkcji liczby Reynoldsa, przedstawioną na rys. 4.3.



Rys.4.3. Kąt wypływu strugi θ w funkcji liczby Reynoldsa wg badań Z. Kudźmy [28]

4.2.3. Równanie sił działających na suwak sterujący

$$\Sigma F_{iE} = F_I - (m_{t\dot{z}} + \frac{1}{3} m_{spt}) \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} - c_3 - z k_3 - f \cdot \frac{dz}{dt} = 0$$

przy następujących warunkach brzegowych i początkowych

$$\text{dla } z \leq 0; \quad \frac{dz}{dt} = 0; \quad \frac{d^2 z}{dt^2} = 0$$

$$\text{dla } z \geq z_{gr}; \quad \frac{dz}{dt} = 0; \quad \frac{d^2 z}{dt^2} = 0;$$

$$z(t=0) = z_{wp}; \quad \frac{dz}{dt}(t=0) = 0$$

(4.3)

4.2.4. Równanie natężenia przepływu (pompa-zawór)

Zgodnie z rozplywem cieczy przedstawionym na rys.2.1 równanie przepływu przebiera postać:

$$\left. \begin{aligned} Q_p - G_p \cdot p - \frac{V}{B} \cdot \frac{dp}{dt} - Q_z &= 0 \\ \text{warunek początkowy} \quad p(t=0) &= p_{wp} \end{aligned} \right\} \quad (4.4)$$

4.2.5. Równanie natężenia przepływu przez drugi stopień zaworu przelewowego

Na podstawie równania ciągłości równanie to przyjmuje postać:

$$Q_z = Q_u + Q_1 + A_1 \cdot \frac{dx}{dt} + G_{sz} \cdot (p - p_1) \quad (4.5)$$

gdzie natężenie przepływu przez suwak zaworu przelewowego

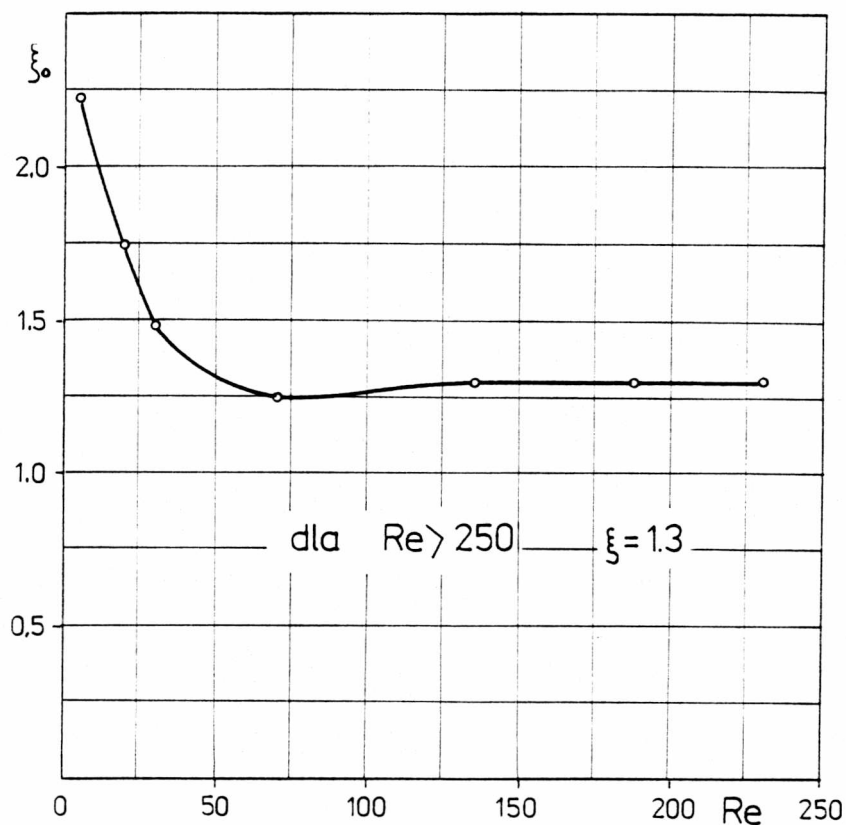
$$Q_u = s_2 \sqrt{\frac{2}{\varphi \cdot \xi_0 \cdot (Re)}} \sqrt{(p - p_{z1})} \cdot \text{sign}(p - p_{z1}) \quad (4.6)$$

Krassov [26] przedstawia współczynnik przepływu μ w funkcji wymiarów geometrycznych pary suwakowej (luz pary suwakowej lub różnica średnic cylindra oraz tłoczyska). Takie podejście do zagadnienia nie bierze pod uwagę, możliwej niewspółosiowości pary suwakowej.

Hohłow [22] przedstawia współczynniki strat przepływu w funkcji liczby Reynoldsa dla różnych wartości spadków ciśnień ($0,3 \div 1,3 \text{ MN/m}^2$) w szczelinie dławiącej suwaka. Ponieważ w rozwanym przypadku straty ciśnienia w szczelinie dławiącej mogą wynosić nawet 20 MN/m^2 , to przyjęcie zależności przedstawionej przez Hohłowa wydaje się nieuzasadnione.

Dlatego przyjęto podaną przez Z. Szydelskiego [48] zależność współczynnika strat przepływu w funkcji liczby Reynoldsa (rys.4.4) dla suwaka zaworowego.

W równaniu natężenia przepływu przez suwak zaworu przelewowego (4.6), współczynnik strat miejscowych ξ_0 jest funkcją liczby Reynoldsa.



Rys.4.4. Współczynnik strat przepływu ξ_0 w funkcji liczby Reynoldsa dla przepływu przez szczelinę zaworu suwakowego [18]

Liczbę Reynoldsa dla kątów przepływu oblicza się z zależności:

$$Re = \frac{V \cdot D_1}{\nu} \quad (4.7)$$

w której średnia prędkość przepływu wynosi:

$$V = \frac{Q_u}{2 \cdot s \cdot x} \quad (4.8)$$

zatem

$$Re = \frac{Q_u \cdot D_1}{2 \cdot s \cdot x \cdot \nu} \quad (4.9)$$

Ponieważ w rozpatrywanym przypadku mamy do czynienia z dodatnim przekryciem suwaka zaworu rys.4.1, to liczba Reynoldsa wynosi:

$$Re = \frac{Q_u \cdot D_1}{2 \cdot s \cdot (x - l_u) \cdot \nu} \quad \text{dla} \quad x > l_u \quad (4.10)$$

Dla pozostałych wartości x liczba $Re = 0$ ($Q_u = 0$).

- Natężenie przepływu przez dyszę suwaka zaworu:

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho \cdot \xi(Re)}} \sqrt{(p-p_1)} \operatorname{sign}(p-p_1) \quad (4.11)$$

warunek początkowy

$$p(t=0) = p_{wp}; \quad p_1(t=0) = p_{wpl}$$

Współczynnik strat przepływu dla otworu suwaka w zależności od liczby Reynoldsa przedstawia M. Guillon [19].

Abramow [1] kwestionuje jednak wartość współczynnika $\xi(Re)$, podaną przez Guillona w [19] zalecając przyjmować w zakresie przepływu burzliwego $\xi(Re) = 2,366$, co odpowiada współczynnikowi przepływu $\mu = 0,65$.

Badania doświadczalne wykonane w Kombinacie PZL-HYDRAL potwierdziły wartość współczynnika przepływu podanego przez Abramowa [1].

Na tej podstawie przyjęto dla przepływu burzliwego wartość współczynnika $\xi(Re) = 2,366$, natomiast dla przepływu laminarnego i przejściowego zastosowano zależność podaną przez Guillona [19].

Tak wyznaczony współczynnik strat miejscowych w funkcji liczby Reynoldsa przedstawiono na rys.4.5.

Liczbę Re dla rozpatrywanego oporu miejscowego wyznacza się z ogólnej zależności:

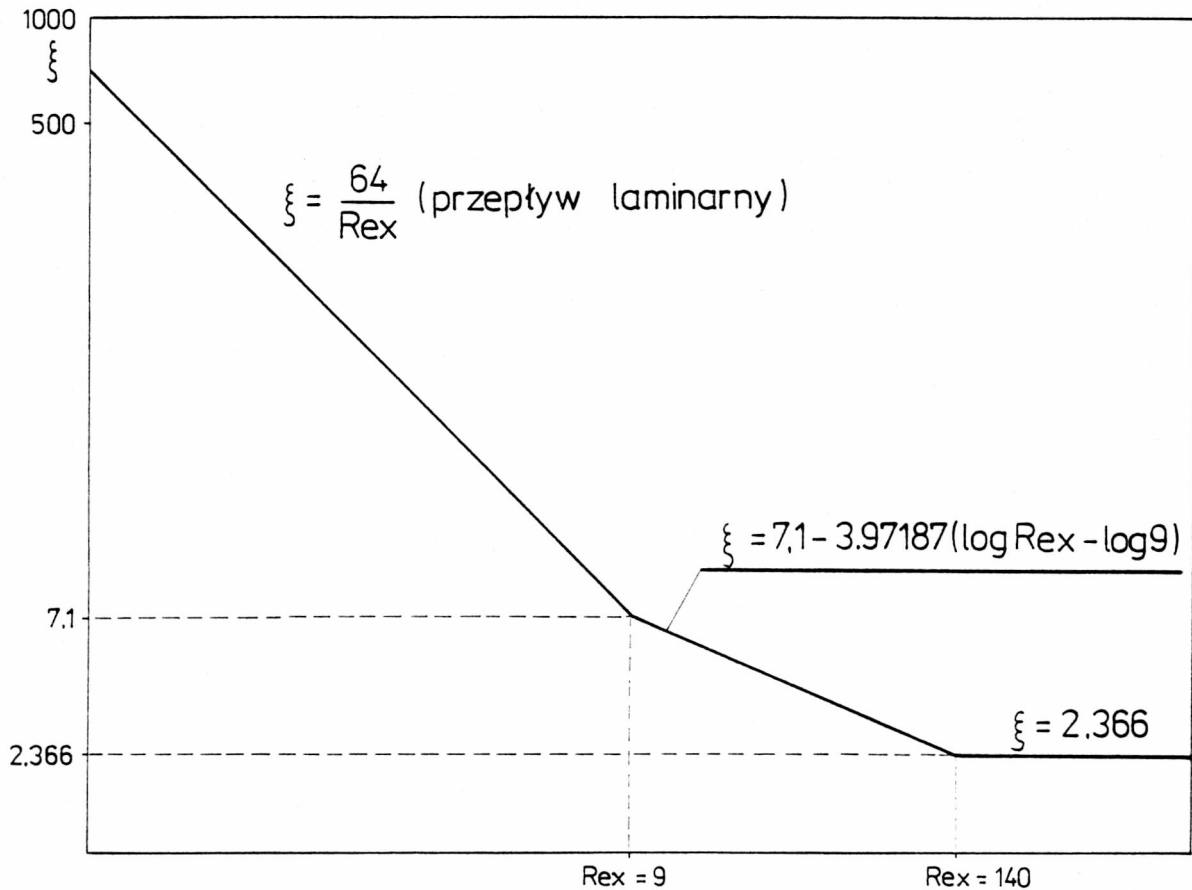
$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (4.12)$$

gdzie średnią w przekroju prędkość przepływu oblicza się z zależności:

$$w = \frac{Q_1}{A_d} = \frac{Q_z - Q_u - Q_{sz} - A_1 \cdot \frac{dx}{dt}}{A_d} \quad (4.13)$$

Podstawiając równanie (4.13) do równania (4.12) otrzymano:

$$Re = \frac{4(Q_z - Q_u - Q_{sz} - A_1 \cdot \frac{dx}{dt})}{\pi \cdot d \cdot v} \quad (4.14)$$



Rys.4.5. Współczynnik strat miejscowych w funkcji liczby Reynoldsa dla zwężki o przekroju kołowym

M. Guillon w rozdz. 11 swojej książki uwzględnia dodatkowo długość i średnicę dyszki. W związku z tym:

$$Re_x = \frac{Re}{a + \frac{l_2}{d_2}} \quad (4.15)$$

Po podstawieniu równania (4.14) do równania (4.15) otrzymuje się:

$$Re_x = \frac{4(Q_z - Q_u - Q_{sz} - A_1 \cdot \frac{dx}{dt})}{\pi \cdot v \cdot (a \cdot d_2 + l_2)} \quad (4.16)$$

gdzie: $a = 0,667$, zgodnie z Guillonem [19].

- Natężenie przepływu przez luz średnicowy wg Guillona:

$$G_{sz} \cdot (p - p_1) = \frac{\pi}{96} \frac{1}{J^3} \frac{D_1^2 \cdot J^3}{1} \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \frac{\varepsilon^2}{(J/2)^2}\right) \cdot (p - p_1) \quad (4.17)$$

gdzie:

J - luz średnicowy,

ε - mimośrodowość.

4.2.6. Równanie natężenia przepływu przez pierwszy stopień zaworu przelewowego (rys.2.1 i rys.4.1)

$$Q_1 + Q_{sz} + A_2 \cdot \frac{dx}{dt} - s_1 \cdot \frac{dy}{dt} - Q_2 - Q_3 - \frac{V_1}{B} \cdot \frac{dp_1}{dt} - Q_4 = 0$$

warunek początkowy

(4.18)

$$p_1(t=0) = p_{wpl}$$

gdzie:

Q_1	= natężenie przepływu przez dyszę suwaka zaworu
Q_{sz}	= natężenie przepływu przez luz średnicowy
$A_2 \cdot \frac{dx}{dt}$	= natężenie przepływu wywołane ruchem suwaka
$s_1 \cdot \frac{dy}{dt}$	= natężenie przepływu wywołane ruchem grzybka
Q_2	= natężenie przepływu przez szczelinę grzybka
Q_3	= natężenie przepływu przez suwak sterujący
$\frac{V_1}{B} \cdot \frac{dp_1}{dt}$	= natężenie przepływu wywołane ściśliwością
Q_4	= natężenie przepływu przez dodatkową dyszę pierwszego stopnia zaworu

- Natężenie przepływu przez szczelinę grzybka:

$$Q_2 = \mu_1 (Re) \cdot s_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{\xi}} \sqrt{|(p_1 - p_3)|} \operatorname{sign} (p_1 - p_3) \quad (4.19)$$

warunek początkowy

$$p_3(t=0) = p_{z1}$$

W literaturze podane są różne sposoby obliczania przepływu μ przez szczelinę grzybka. I tak, dla stożka z kątem pomiędzy tworzącymi $2\alpha = 90^\circ$.

Baszta [3] i [4] podaje następującą zależność:

$$\left. \begin{array}{ll} \mu = 0,126 Re & \text{dla } Re < 40 \\ \mu = 0,75 & \text{dla } Re \geq 40 \end{array} \right\} \quad (4.20)$$

Gavrilenko [5] podaje wzór empiryczny na wyznaczenie wartości współczynnika μ dla liczb Reynoldsa mieszczących się w zakresie:

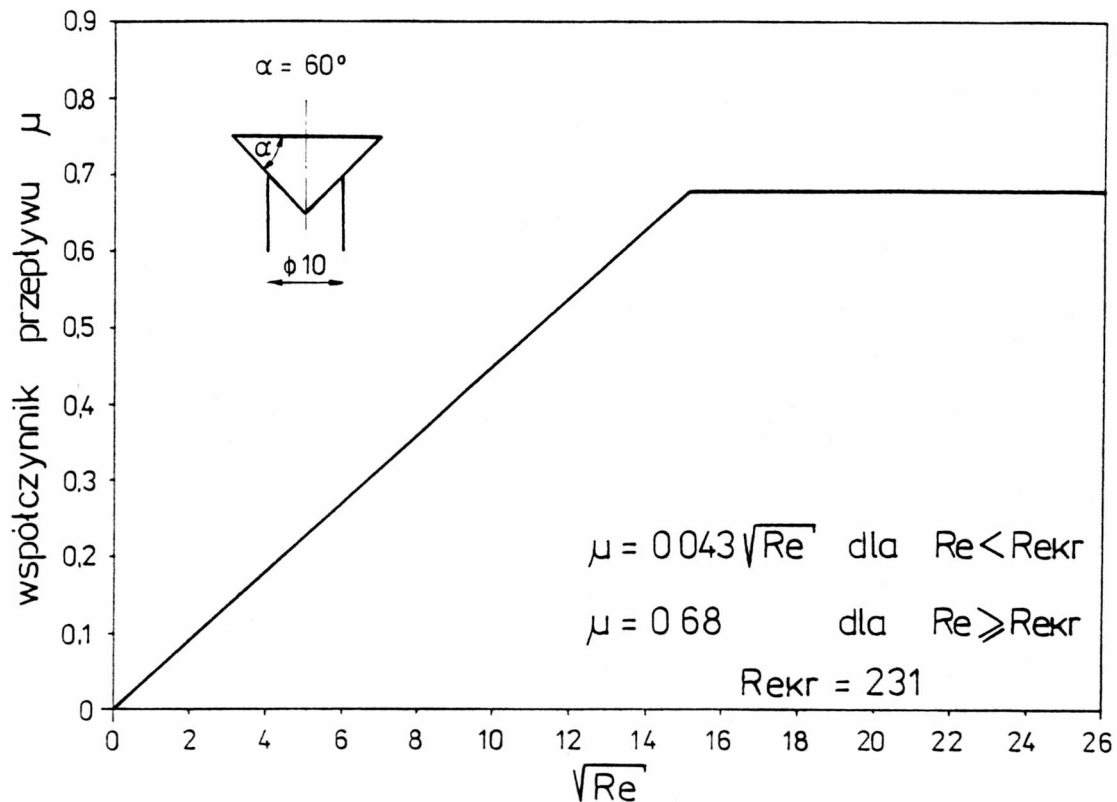
$$\left. \begin{array}{l} 3 < Re < 160 \\ \mu = \frac{0,7271}{\sqrt{1 + \frac{181}{Re^{1,78}}}} \end{array} \right\} \quad (4.21)$$

Tomasiaak [50] wyznacza współczynnik strat miejscowych ξ w funkcji przemieszczenia grzybka zaworu.

Stosowane są również inne uproszczenia jak na przykład w pracach: Guillona [19], który przyjmuje stałą wartość współczynnika strat miejscowych $\xi = 2 \div 4$ lub Troskolańskiego [54], który podaje zależność na współczynnik oporów miejscowych:

$$\xi = 2,6 - 0,8 \left(\frac{d}{Z}\right) + 0,14 \left(\frac{d}{Z}\right)^2 \quad (4.24)$$

Obszerne badania współczynnika przepływu μ dla grzybka stożkowego, jego różnych wartości kątów wierzchołkowych oraz długości tworzącej gniazda przedstawił w pracy doktorskiej Kudźma [28]. Podana przez niego wartość współczynnika μ jest funkcją pierwiastka z liczby Reynoldsa i przedstawiona jest na rys.4.6.



Rys.4.6. Współczynnik przepływu μ w funkcji Re wg Kudźmy [28]

Z uwagi na podobieństwo geometryczne rozpatrywanego zaworu do badanego przez Kudźmę, przyjęto podaną przez niego zależność współczynnika przepływu.

Liczbę Reynoldsa dla przepływu przez przekrój niekołowy, a taki występuje w przypadku układu grzybek-gniazdo, oblicza się wprowadzając pojęcie promienia hydraulicznego:

$$r_H = \frac{S_H}{L_w} \quad (4.25)$$

gdzie: S_H - pole powierzchni prostopadłej do kierunku przepływu,
 L_w - obwód zwilżony.

Za pomocą promienia hydraulicznego liczbę Reynoldsa wyznacza się wg zależności:

$$Re = \frac{4 r_H v}{\nu} \quad (4.26)$$

gdzie: $v = \frac{Q_2}{S_1}$ (4.27)

Zatem

$$Re = \frac{2 Q_2}{\pi \sqrt{(d_4 - y \cdot \sin \alpha \cos \alpha)}} \quad (4.28)$$

Zależność ta służy do wyznaczania kąta θ_1 dla wyrazu uwzględniającego siłę hydrodynamiczną w równaniu (4.2) oraz do określania współczynnika przepływu μ_1 w równaniu (4.19), (rys.4.3).

- Natężenie przepływu przez suwak sterujący:

$$Q_3 = G_z \sqrt{|(p_1 - p_{z1})|} \operatorname{sign} (p_1 - p_{z1}) \quad (4.29)$$

warunek początkowy

$$p_1(t=0) = p_{wp1}$$

- Natężenie przepływu przez dodatkową dyszę pierwszego stopnia zaworu (rys.4.1):

$$\begin{aligned} Q_4 &= GG_1 \sqrt{|(p_1 - p_3)|} \operatorname{sign} (p_1 - p_3) = \\ &= \frac{\pi d_5^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho \cdot \xi_3 (Re)}} \sqrt{|(p_1 - p_3)|} \operatorname{sign} (p_1 - p_3) \end{aligned} \quad (4.30)$$

warunek początkowy

$$p_1(t=0) = p_{wp1}; \quad p_3(t=0) = p_{z1}$$

Współczynnik miejscowych strat hydraulicznych $\xi_3(Re)$ dla dodatkowej dyszy pierwszego stopnia zaworu przyjęto zgodnie z zależnością przedstawioną na rys.4.5, pkt 4.2.5.

Liczbę Reynoldsa dla tego przypadku oblicza się z zależności:

$$Re = \frac{w \cdot d_5}{\nu} \quad (4.31)$$

Natomiast średnia prędkość:

$$w = \frac{Q_4}{A_{d5}} = \frac{Q_1 + Q_{sz} + A_2 \cdot \frac{dx}{dt} - S_1 \cdot \frac{dy}{dt} - Q_2 - Q_3 - \frac{V_1}{B} \cdot \frac{dp_1}{dt}}{A_{d5}} \quad (4.32)$$

Aby wyznaczyć $\xi(\text{Re})$ należy według Guillaona [19] określić:

$$\text{Re}_{xy} = \frac{\text{Re}}{a + \frac{l_3}{d_5}} \quad (4.33)$$

Podstawiając odpowiednio równanie (4.31) i (4.32) otrzymuje się:

$$\text{Re}_{xy} = \frac{4 \cdot d_5 (Q_1 + Q_{sz} + A_2 \cdot \frac{dx}{dt} - s_1 \cdot \frac{dy}{dt} - Q_2 - Q_3 - \frac{V_1}{B} \cdot \frac{dp}{dt})}{\pi \cdot v (a d_5 + l_3)} \quad (4.34)$$

gdzie, przyjęto $a = 0,667$ (wg Guillaona [19]).

4.2.7. Równanie natężenia przepływu przez gniazdo grzybka

Zgodnie z zasadą zachowania masy równanie natężenia przepływu przyjmuje postać:

$$Q_2 + A_4 \cdot \frac{dy}{dt} + Q_4 = \frac{V_3}{B} \cdot \frac{dp_3}{dt} + G_3 \sqrt{|(p_3 - p_{z1})|} \text{sign}(p_3 - p_{z1}) \quad (4.35)$$

warunek początkowy

$$p_3(t=0) = p_{z1}$$

4.3. Program realizujący rozszerzony model matematyczny na maszynie cyfrowej R-32

4.3.1. Opis programu

Równanie równowagi sił działających na suwak zaworu przelewowego (4.1) odzwierciedla definicja MACRO SUW. W definicji tej zawarty jest również warunek brzegowy dla siły hydrodynamicznej

$$\rho \frac{Q_u^2}{A_1} \cdot$$

Ograniczenia na d^2x/dt^2 realizuje definicja MACRO XD, natomiast instrukcje zawarte w obszarze końcowym realizują ograniczenia na X i dx/dt związane z konstrukcją zaworu.

Wartości $\cos \theta$, które są funkcją względnego otwarcia suwaka zapisane są w tablicy AB, która wywołuje instrukcja COTE. Rozwiązanie równania (4.1) realizują instrukcje DX3, DX2, DX i X.

Równanie sił działających na grzybek zaworu (4.2) realizuje definicja MACRO GRZ, natomiast ograniczenia wynikające z konstrukcji zaworu - definicja MACRO YD oraz instrukcje zawarte w obszarze końcowym.

Siła hydrodynamiczna występująca w równaniu (4.2) zapisana jest w definicji MACRO SHRA wraz z warunkiem brzegowym. Ponieważ kąt θ jest funkcją liczby Reynoldsa to jego zależność zapisana jest w definicji MACRO TETA oraz MACRO RRE. Rozwiązanie równania (4.2) realizują instrukcje: RE, TET, SHR, DY2, DY1, DY i Y.

Równanie sił działających na suwak sterujący (4.3) zapisane jest w definicji MACRO TL. Ograniczenia tego równania zapisane są w definicji MACRO YD oraz w instrukcjach zapisanych w obszarze końcowym.

Skokowe wyłączenie siły pochodzącej od elektromagnesu realizuje instrukcja Xl0, natomiast całe równanie (4.3) instrukcje DZ2, DZ1, DZ i Z.

Równanie natężenia przepływu (4.4) zapisane jest w definicji MACRO QP, a jego rozwiązanie w instrukcji DP, PO i P. Zastosowana instrukcja strukturalna INSW ogranicza spadek ciśnienia poniżej zera.

Równanie natężenia przepływu przez drugi stopień zaworu przelewowego (4.5) zapisane jest w definicji MACRO QZ0. Poszczególne człony tego równania rozwiązują odrębne definicje i instrukcje. I tak natężenie przepływu przez suwak zaworu przelewowego (równanie 4.6) definicja MACRO QUP.

Ponieważ w równaniu tym występuje człon $\sqrt{|(p_1 - p_{z1})|} \text{sign}(p_1 - p_{z1})$ o tej samej strukturze jak w pozostałych równaniach przepływu

(4.11, 4.19, 4.29, 4.30, 4.35), to utworzono definicję MACRO PRP w której człon ten jest napisany. Do definicji tej można się odwoływać przy rozwiązywaniu wszystkich wyżej wymienionych równań.

Wyrażenie na liczbę Reynoldsa (4.10) przedstawiono w definicji MACRO REII. Natomiast współczynnik oporu miejscowego $\xi(Re)$ zapisany jest w tablicy BA. Odwoływać się do tej tablicy można przy pomocy instrukcji DZET.

Równanie natężenia przepływu przez dyszę suwaka (4.11) zapisane jest w definicji MACRO GGD.

Przewodność natężenia przepływu przez luz średnicowy (4.17) wyznacza instrukcja GSZ zapisana w obszarze początkowym.

Równanie przepływu przez drugi stopień zaworu przelewowego (4.5) rozwiązują instrukcje GD, PD, PZL, REI, QU, PPP, QZ. Dodatkowo zastosowane instrukcje QZZ oraz QUI rozrywają pętle algebraiczne istniejące pomiędzy poszczególnymi dyfinicjami.

Równanie natężenia przepływu przez pierwszy stopień zaworu przelewowego (4.18) zapisane jest w definicji MACRO QRZ. Dodatkowo w definicjach: MACRO ZGG przedstawiono zastępczą przewodność przepływu przez suwak sterujący (równanie 2.24), MACRO FK symuluje zmianę powierzchni otworu wypływu zamykanej przez suwak sterujący (równanie 2.30), MACRO SS przedstawia zmianę powierzchni przepływu przez grzybek stożkowy (równanie 2.14), MACRO WIMI określa współczynnik przepływu $\mu_1(Re)$ dla przepływu przez grzybek (równanie 4.28).

Instrukcje PP1, SFA, DP10, DP1, P10, P1, ZG, ZERO, FC, R, WMII rozwiązują równanie (4.5) przepływu przez drugi stopień zaworu przelewowego. Dodatkowo zastosowana instrukcja WMI rozrywa pętlę algebraiczną, natomiast instrukcja INSW ogranicza ciśnienie p_1 przed ujemnymi wartościami.

Równanie (4.35) zapisane jest w definicji MACRO PGR, natomiast instrukcje PG, DP3, P3 rozwiązują to równanie.

4.3.2. Postać i sposób przygotowania danych do programu

Wartości liczbowe danych należy wyperforować na kartach w postaci symboli danych oraz liczb. Dane można zapisywać w postaci liczb całkowitych, rzeczywistych lub zmiennie przecinkowych oddzielonych przecinkiem i wypełnionych w następujący sposób:

- I - karta rozpoczyna się dyrektywą DATA, która służy do wprowadzenia zmiennych i danych występujących w programie. Dyrektywa ta zapisywana jest w kolumnach 7-10 po której następuje otwarcie nawiasu. Dalej karta zawiera pięć liczb oddzielonych przecinkiem będących wartościami: maksymalnego otwarcia suwaka x_{ogr} , liczby π , średnicy d_3 , kąta rozwarcia grzybka α , ciśnienia na linii zlewowej układu p_{z1} .
- II - karta rozpoczyna się znakiem X zapisanym w 6-tej kolumnie informuje on o kontynuacji danych. Dalej karta zawiera dwie liczby będące wartościami pojemności V oraz czasu, po którym zostaje wyłączone napięcie elektromagnesu WX.
- III - karta rozpoczyna się znakiem X zapisanym w 6-tej kolumnie. W dalszej kolejności zapisane są następujące współczynniki z_1, z_2, z_3, z_4, sk , gęstość ρ i odwrotność wartości luzu pomiędzy parą suwakową $1/l_z$.
- IV - karta rozpoczyna się znakiem X zapisanym w 6-tej kolumnie. Ponadto zawiera liczby, które są wartościami: współczynnika lepkości kinematycznej ν , średnicy d_5 oraz długości l_3 dyszki pierwszego stopnia zaworu.
- V - karta zawiera znak kontynuacji danych X zapisany w 6-tej kolumnie, moduł ściśliwości cieczy B, napięcie wstępne sprężyny suwaka c_1 , sztywność sprężyny suwaka k_1 , oraz warunek początkowy X_{wp} .
- VI - karta poza znakiem kontynuacji X zapisanym w 6-tej kolumnie zawiera jeszcze następujące dane: średnicę otworu d_2 , długość otworu suwaka l_2 , pojemność V_3 , powierzchnię podstawy grzybka A_4 , przewodność przewodu drenażowego G_3 .

- VII - karta rozpoczyna się znakiem X zapisanym w 6-tej kolumnie. Zawiera cztery liczby, które są wartościami: maksymalnego odchylenia grzybka y_{ogr} , warunku początkowego p_{wp} , warunku Q_{zw} , warunku początkowego Q_{uw} .
- VIII - karta poza znakiem X który znajduje się w 6-tej kolumnie zawiera: maksymalne odchylenie suwaka sterującego z_{ogr} , maksymalne efektywne przesunięcie suwaka zaworu x_{ogr} oraz pojemność V_1 . Po wartości V_1 następuje zamknięcie nawiasu, które informuje o zakończeniu wczytywania danych.

4.3.3. Instrukcje opisujące

Aby uzyskać wyniki obliczeń należy w programie umieścić następujące instrukcje opisujące:

- a) TMAX - informująca o czasie wykonania obliczeń
- b) TSTEP - informująca o przyjętym kroku całkowania
- c) NSTEPS - służący do określenia kroku wydruku
- d) PRINT - służący do organizowania wydruku wartości zmiennych.

Program zakończony jest nawiasami słownymi GO oraz STOP DIANA.

4.3.4. Przykład danych do obliczeń

Przykładowe dane do obliczeń wraz z instrukcjami opisującymi przedstawiono w tabeli 4.1. Na rys.4.7 i 4.8 przedstawiono je w postaci graficznej.

4.3.5. Wymagany zestaw EMC

- Do obliczeń wymagany jest następujący zestaw urządzeń:
- komputer typu R-32,
 - czytnik kart,
 - drukarka wierszowa,
 - dwie jednostki dyskowe.

Tabela 4.1.

[illegible]

```

PROGRAM
INITIAL
AB(1)=0.
AB(2)=0.935
AB(3)=1.6
AB(4)=0.6
AB(5)=3.4
AB(6)=0.5
AB(7)=4.6
AB(8)=0.47
AB(9)=8
AB(10)=0.42
AB(11)=20.
AB(12)=0.38
AB(13)=260.
AB(14)=0.358
BA(1)=0.
BA(2)=2.7
BA(3)=20.
BA(4)=1.75
BA(5)=30.
BA(6)=1.49
BA(7)=70.
BA(8)=1.25
BA(9)=135.
BA(10)=1.3
BA(11)=10000.
BA(12)=1.3

```

```

Z10=0.
SMZ=0.014+0.019/3.
A2=(0.015*0.015-0.0007*0.0007)/(4.*SMZ)*PI
A1=(0.015*0.015-0.0007*0.0007)/(4.*SMZ)*PI
SF1=0.015*0.022*900.*45E-6/(0.007E-3*SMZ)*PI
C1=CI/SMZ
SK1=SKI/SMZ
SMG=0.006+0.017/3.
A4=0.004*0.004*PI/(4.*SMG)
C2=244./SMG
SK2=48200./SMG
SMT=0.103+0.007/3.
FI=37.278/SMT
C3=281.613/SMT
SK3=4.0875E3/SMT
SF3=2*0.01*0.013*900*45E-6/(0.01E-3*SMT)*PI
A=B10/V
GP=1.6667E-12*A
PIE=2./900.
GSZ=7E-6*7E-6*7E-6*0.015*(1+3./2.)/(96.*900.*45E-6*22E-3)*PI
C=A1*SMZ
D=A2*SMZ
A3=(0.004*0.004)/4.*PI
YGP=0.001353
A6=12.43E-6*SQRT(2./(900.*0.4))
A10=2./(900.*0.4)
A12=B10/V1
END
DYNAMIC

```

```

MACRO DZOM(ZOM,P,GPT;SI)
DZOM=-0.62*(ZOM-157.079)/SI-P*GPT/(ZOM*SI)
RETURN
END

```

```

MACRO GGG(GD,PPP,P,P1,DX,DY,SFA,PP1,ZG,WMI,PP4;PI,ZD1,GSZ,D,A3,
XWNI,PIE,ZL1)
AD1=0.25*PI*ZD1*ZD1
RE20=4.*(GD*PPP+GSZ*(P-P1)+D*DX-A3*DY-WMI*SQRT(PIE)*SFA*PP4-
X*SQRT(ZG)*PP1)/(WNI*PI*(0.667*ZD1+ZL1))+1.E-40
RE2=ABS(RE20)
IF(RE2.GE.9.0.AND.RE2.LT.140.) GO TO 32
IF(RE2.LT.9.0) GO TO 81
GGG=AD1*SQRT(2./(2.366*900.))
RETURN
81 GGG=AD1*(SQRT(RE2/(900.*32.))*1.E-40)
RETURN
82 GGG=AD1*SQRT(2./(900.*(7.1-3.97187*(ALOG10(RE2)-0.95424))))
RETURN
END

```

```

MACRO SHRA(WMI,SFA,PP4,P1,P3,TET,Y;PIE,RO,PI,ALFA)
Q2=WMI*SQRT(PIE)*SFA*PP4
IF(P1-P3.LE.0.) GO TO 43
SHRA=RO*Q2*(4.*Q2/(PI*0.004*0.004)-Q2*CCS(TET)/(PI*(0.004-Y*SIN(
XALFA)*COS(ALFA))*Y*SIN(ALFA)+1.E-40))
RETURN
43 SHRA=-RO*Q2*(Q2*CCS(TET)/(PI*(0.004-Y*SIN(ALFA)*COS(ALFA))*Y*SIN(
YALFA)+1.E-40))

```

```

RETURN
END

MACRO TETA(RE;Z1,Z2,Z3,Z4,SK)
IF(PE.LT.Z1) GO TO 17
IF(RE.GE.Z1.OR.PE.LT.Z2) GO TO 18
TETA=Z3
RETURN
17 TETA=Z4
RETURN
18 TETA=Z4-SK*(RE-Z1)
RETURN
END

MACRO WIMI(RE;)
IF(RE.LT.231.) GO TO 15
WIMI=0.48
RETURN
15 WIMI=0.043*SQRT(ABS(RE))+1.E-40
RETURN
END

MACRO RRE(WMI,SFA,PP4,Y;PIE,WNI,ALFA,PI)
Q2=WMI*SQRT(PIE)*SFA*PP4
RRE=2*Q2/(PI*WNI*(0.004-Y*SIN(ALFA)*COS(ALFA)))
RETURN
END

MACRO REII(X,QUI;WNI)
IF(X.LE.0.004) GO TO 33
REII=0.015*QUI/(0.03024*(X-0.004)*WNI)
RETURN
33 REII=0.0
RETURN
END

MACRO SUW(PP,P1,X,DX,QU,COTE,PZL;A1,A2,C1,SK1,SF1,RC,SMZ)
IF(PP.LE.PZL) GO TO 2
SUW=A1*PP+RC*QU*QL/A1-A2*P1-SK1*X-SF1*DX-C1-RC*QU*QU/(0.03024*
X*(X-0.004))*COTE/SMZ
RETURN
2 SUW=A1*PP-A2*P1-SK1*X-SF1*DX-C1-RC*QU*QU/(0.03024*(X-0.004))*COTE
X/SMZ
RETURN
END

MACRO XD(DX3,X;XOGR)
IF(X.LE.0.AND.DX3.LE.0.OR.X.GE.XOGR.AND.DX3.GT.0.) GO TO 1
XD=DX3
RETURN
1 XD=0
RETURN
END

MACRO GRZ(P3,P1,Y,SHR;A4,C2,SK2,SMG)
GRZ=A4*P1-A4*P3-C2-SK2*Y+SHR/SMG
RETURN
END

MACRO PGR(WMI,SFA,PP4,PP3,GG1,DY;B10,V3,PIF,A30,G3)
A15=B10/V3
Q2=WMI*SQRT(PIE)*SFA*PP4
PGR=A15*Q2+A15*GG1*PP4+A15*A30*DY-A15*G3*PP3+1.E-40
RETURN
END

MACRO YD(Y,DY2;YOGCR)
IF(Y.LE.0.AND.DY2.LE.0.OR.Y.GE.YOGCR.AND.DY2.GT.0.) GO TO 11
YD=DY2
RETURN
11 YD=0
RETURN
END

MACRO TL(Z,DZ,X10;F1,C3,SK3,SF3)
TL=F1*(1-X10)-C3-SK3*Z-SF3*DZ
RETURN
END

MACRO GGD(QZ,QU,P,P1,DX;PI,ZD,GSZ,C,WNI,ZL)
AD=0.25*PI*ZD*ZD
REXX=4.*(QZ-QU-GSZ*(P-P1)-C*DX)/(WNI*PI*(0.667*ZD+ZL))
REX=ABS(REXX)
IF(REX.GE.9.0.AND.REX.LT.140.) GO TO 32
IF(REX.LT.9.0) GO TO 31
GGD=AD*SQRT(2./(2.366*900.))
RETURN
31 GGD=AD*SQRT(REX/(900.*32.))
RETURN
32 GGD=AD*SQRT(2./(900.*(7.1-3.97187*(ALOG10(REX)-0.95424))))
RETURN
END

MACRO QP(P,QZ,QPT;GP,A)
QP=QPT*A-GP*P-A*QZ
RETURN

```

END

MACRO GUP(X,PD,DZET;XGR)

IF(X,LE.0.004) GO TO 20

IF(X,GE.XGR) GO TO 25

QUP=0.03024*SQRT(2./(900.*DZET))*PI*(X-0.004)

RETURN

20 QUP=0.

RETURN

25 QUP=3.14*0.015*0.015/4.*PD*SQRT(2./(900.*DZET))

RETURN

END

MACRO SS(Y;PI,YGR)

IF(Y,GE.0.AND.Y,LE.YGR) GO TO 70

IF(Y,GT.YGR) GO TO 75

SS=0

RETURN

70 SS=PI*(0.004-Y*SIN(1.047)*COS(1.047))*Y*SIN(1.047)

RETURN

75 SS=0.004*0.004/4.*PI

RETURN

END

MACRO PRP(PP,PS)

PRP=SIGN(SQRT(ABS(PP-PS)),PP-PS)

RETURN

END

MACRO QZO(QU,PPP,DX,P,P1,GD;C,GSZ)

QZO=QU+GD*PPP+C*DX+GSZ*(P-P1)

RETURN

END

MACRO QRZ(PPP,P,P1,DX,DY,PP1,ZG,SFA,GD,WMI,GG1,PP4;A12,GSZ,D,A3,XPIE)

QRZ=A12*GD*PPP+A12*GSZ*(P-P1)+A12*C*DX-A12*A3*DY-WMI*SQRT(PIE)
X*A12*SFA*PP4-A12*SQRT(ZG)*PP1-A12*GG1*PP4

RETURN

END

MACRO SP(P,DP)

IF(P,LE.0.AND.DP,LE.0.) GO TO 30

SP=DP

RETURN

30 SP=0.

RETURN

END

MACRO FK(X,R)

IF(X,GE.0.0002.AND.X,LT.0.001) GO TO 40

IF(X,GE.0.001.AND.X,LT.0.002) GO TO 45

IF(X,GE.0.002) GO TO 48

FK=0

RETURN

40 FK=X/15*(12*SQRT(2*1E-3*X-X*X))+8*SQRT(2*1E-3*X))*4

RETURN

45 FK=12.43E-6-4./15.*R*(12*SQRT(2*1E-3*R-R*R))+8*SQRT(2*1E-3*R))

RETURN

48 FK=12.43E-6

RETURN

END

MACRO ZGG(FC;A6,A10)

ZGG=(A6*A6*FC*FC*A10)/(A6*A6+FC*FC*A10)

RETURN

END

PG=PGR(WMI,SFA,PP4,PP3,GG1,DY;B10,V3,PIE,A30,G3)

DP3=SP(P3,PG)

P3=INTEG(DP3;P2)

PP3=PRP(P3,PZ)

PP4=PRP(P1,P3)

OPT=ZZ*ZOM

DZO=DZOM(ZOM,P,OPT;SI)

ZOM=INTEG(DZO;ZOMN)

X10=STEP(WX)

DX3=SUW(P,P1,X,DX,QU,COTE,PZL;A1,A2,C1,SK1,SF1,RO,SHZ)

DX2=XD(DX3,X;XOGR)

DX=INTEG(DX2;0.)

X=INTEG(DX;XWP)

QZZ=BLOCK(OZ;QZW)

GD=GGD(QZZ,QU,P,P1,DX;PI,ZD,GSZ,C,WMI,ZL)

DY2=GRZ(P3,P1,Y,SHR;A4,C2,SK2,SHG)

DY1=YD(Y,DY2;YOGR)

DY=INTEG(DY1;0.)

Y=INTEG(DY;0.)

DZ2=TL(Z,DZ,X10;FI,C3,SK3,SF3)

DZ1=YD(Z,DZ2;ZOGR)

DZ=INTEG(DZ1;0.)

Z=INTEG(DZ;ZOGR)

UP=GP(P,QZ,OPT;GP,A)

PO=INTEG(DP;PWP)

P=INSW(PO,ZEPD,PO)

```

PD=PRP(P,PZL;)
PZL=PZ*ONE
QU=CUP(X,PD,DZET;XGR)
QUI=BLOCK(CU;QU)
PPD=PRP(P,P1;)
QZ=QZO(QU,PPD,DX,P,P1,GD;C,GSZ)
PP1=PRP(P1,PZL;)
SFA=SS(Y;PI,YGR)
DP10=QRZ(PPD,P,P1,DX,DY,PP1,ZG,SFA,GD,WNI,GG1,PP4;A12,GSZ,D,A3,
XPIE)
DP1=SP(P1,DP10;)
P10=INTEG(DP1;2.4E5)
P1=INSW(P10,ZERO,P10;)
ZG=ZGG(FC;A6,A10)
ZERO=Z10*ONE

FC=FK(Z,R;)
R=ZOGGR*ONE-Z
GG1=GGG(GD,PPD,P,P1,DX,DY,SFA,PP1,ZG,WNI,PP4;PI,ZD1,GSZ,D,A3,WNI,
XPIE,ZL1)

SHR=SHRA(WNI,SFA,PP4,P1,P3,TET,Y;PIE,RO,PI,ALFA)
TET=TETA(RE;Z1,Z2,Z3,Z4,SK)
WMI=BLOCK(WMI;0,)
WMI1=WIMI(RE;)
RE=RRE(WMI,SFA,PP1,Y;PIE,WNI,ALFA,PI)
COTE=FG(XL;14,AB)
XL=SLUZ*X
RE1=REI(X,QUI;WNI)
DZET=FG(RE1;12,BA)
END
TERMINAL
IF(P1.LE.0.) P=0.
IF(P1.LE.0.) P1=0.
IF(X.LE.0.) X=0.
IF(Y.LE.0.) Y=0.
IF(Z.LE.0.) Z=0.
IF(X.GE.XOGR) X=XOGR
IF(Y.GE.YOGR) Y=YOGR
IF(Z.GE.ZOGR) Z=ZOGR
IF(X.LE.0.OR.X.GE.XOGR) DX=0.
IF(Y.LE.0.OR.Y.GE.YOGR) DY=0.
IF(Z.LE.0.OR.Z.GE.ZOGR) DZ=0.
END
END
TMAX(0.065)
TSTEP(0.00001)
NSTEPS(20)
DATA(XOGR=0.018,PI=3.1416,D3=0.004,ALFA=1.04719,PZ=2.3E5,
XV=5.584E-5,WX=0.0005,
XZD=0.00,ZL=0.002,V3=1.6E-5,A30=0.00013,G3=0.28E-6,
XZ1=40.,Z2=120.,Z3=1.0472,Z4=1.3263,SK=0.0044,RO=0.0,SLUZ=1.43E5,
XWNI=45.E-6,ZD1=0.,ZL1=0.014,
XZOMN=151.94,SI=0.42,ZZ=2.95E-6,
XB10=1.2E9,CI=6.55,SK2=3.02E3,XWP=0.0051,
XYOGR=0.013,PUD=3.64E5,DZW=4.805E-4,QU=4.8E-4,
XZOGR=0.002,XGR=0.00584,V1=6.08E-6)
PRINT(P,P1,X,Y,GD,GG1,DP)
GO

```


4.4. Porównanie wyników badań eksperymentalnych z wynikami badań symulacyjnych rozszerzonego modelu matematycznego

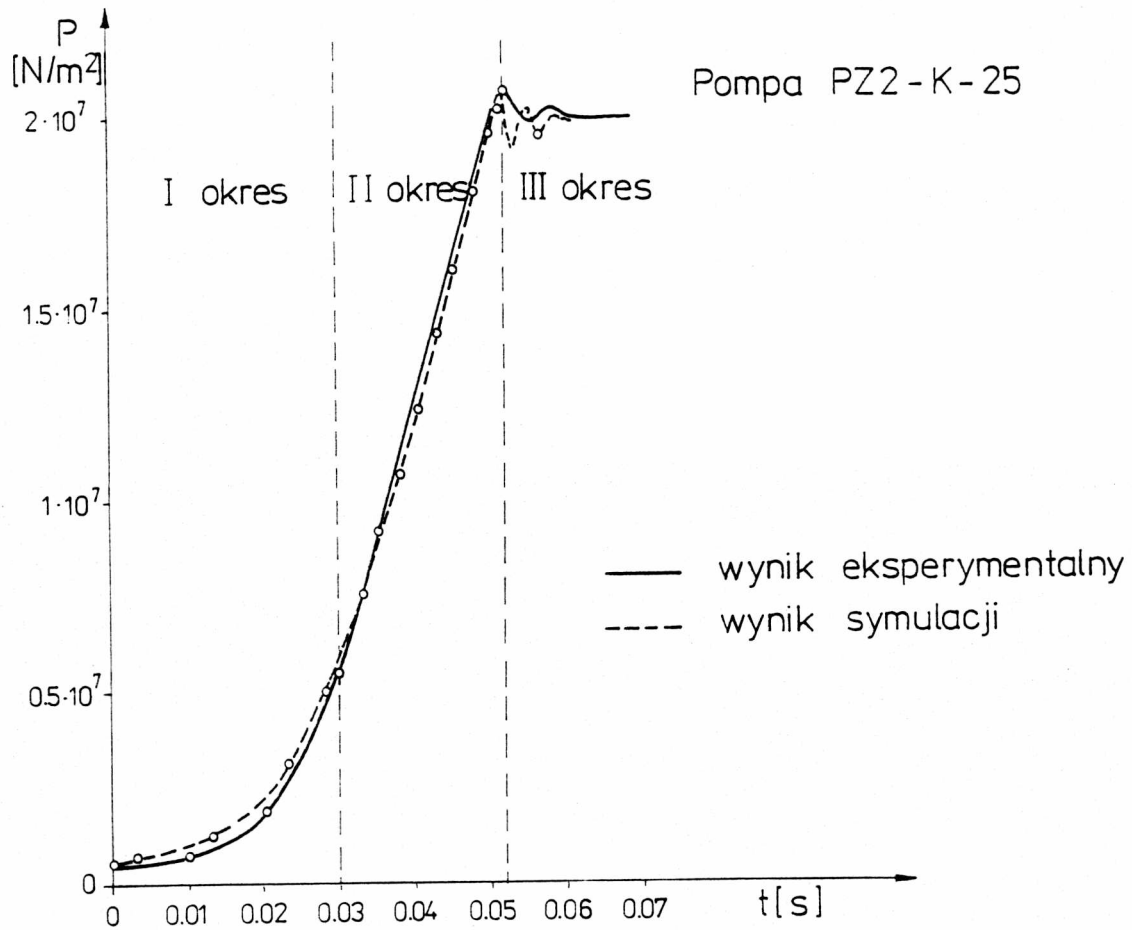
Na rysunkach 4.7 i 4.8 przedstawiono przebiegi przejściowe ciśnienia uzyskane na drodze eksperymentalnej oraz za pomocą symulacji komputerowej, dla nominalnych parametrów i współczynników układu (przedstawionych w tabeli 2.1).

Zestawienie symulacyjnych (S) i eksperymentalnych (E) wartości p przedstawiono w tabeli 4.2.

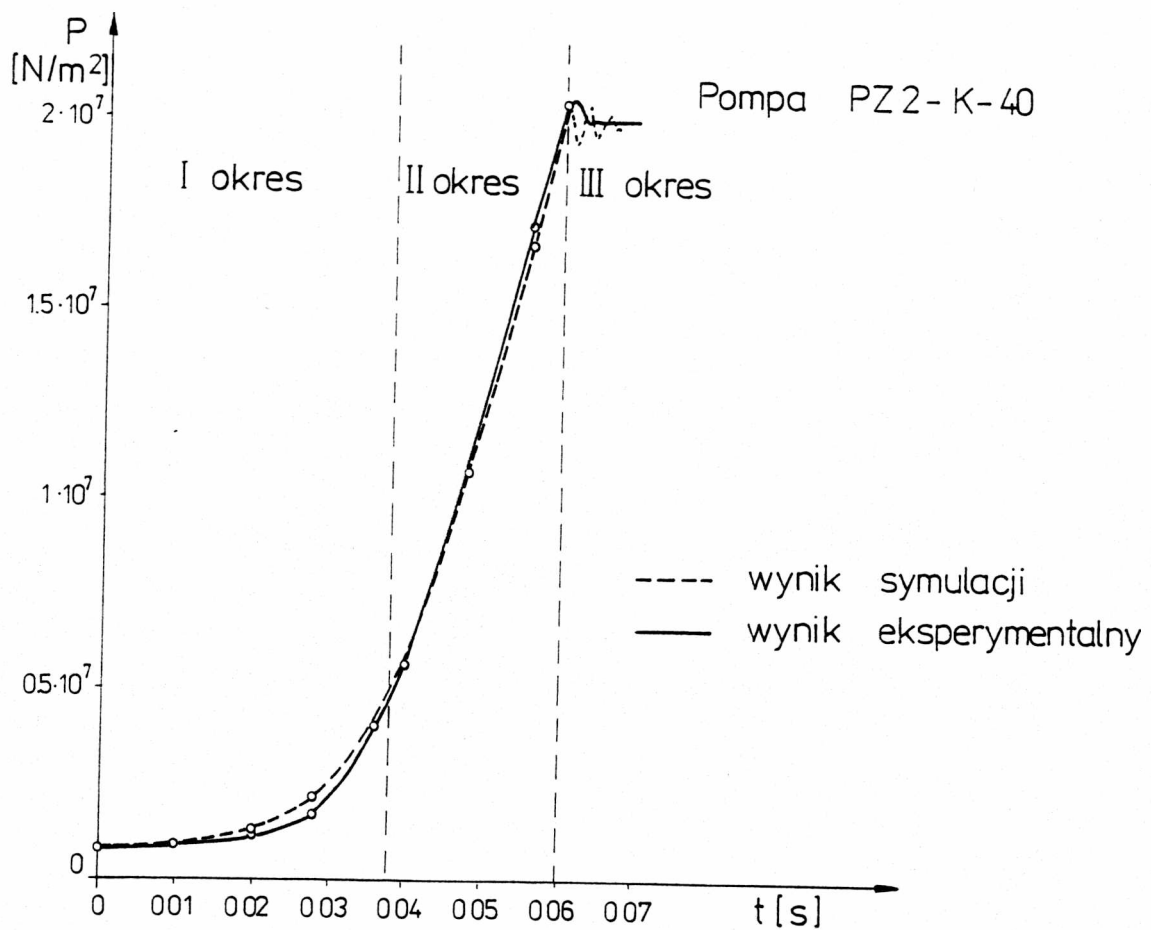
Tabela 4.2. Zestawienie symulacyjnych (S) i eksperymentalnych (E) wartości p

t [s]	PZ2-K-25			t [s]	PZ2-K-40		
	p [MN/m ²]				p [MN/m ²]		
	S	E	S-E		S	E	S-E
$\frac{S-E}{E}$ (%)			$\frac{S-E}{E}$ (%)				
0,01	1,07	0,75	0,32 (29,9)	0,01	0,86	0,85	0,01 (1,16)
0,02	2,37	1,95	0,42 (17,7)	0,02	1,34	1,18	0,16 (11,9)
0,032	7,05	6,8	0,25 (3,5)	0,03	2,54	2,2	0,34 (13,38)
0,04	12,1	12,4	-0,3 (2,4)	0,042	6,69	6,8	-0,11 (1,6)
0,05	19,65	19,8	0,15 (0,76)	0,051	12,65	13,2	-0,55 (4,16)
				0,06	20,44	20,4	0,04 (0,2)

Z zestawienia rezultatów wynika, że różnica pomiędzy przebiegami doświadczalnymi i teoretycznymi wynoszą od kilku do kilkadziesiąt procent. Większe rozbieżności zachodzą w pierwszym okresie przebiegu ciśnienia, wtedy gdy wartości ciśnień są małe. Natomiast, przy wzroście wartości ciśnień różnice pomiędzy wynikami uzyskanymi dwoma metodami maleją. Uzyskane przebiegi ciśnień podzielono na trzy okresy. Pierwszy okres, początkowy, obejmuje zmianę ciśnienia



Rys.4.7. Przebiegi ciśnienia



Rys.4.8. Przebiegi ciśnienia

w okresie bezpośrednio po wyłączeniu napięcia zasilającego elektromagnes (suwak sterujący stopniowo zamyka okno wypływowe).

W drugim okresie suwak zaworu zamknął okno wypływowe; następuje szybki przyrost ciśnienia. W trzecim okresie następuje otwarcie grzybka zaworu. Wywołuje to przeregulowanie ciśnienia p , by po czasie t_0 osiągnąć stan ustalony.

Ponieważ dp/dt najszybciej przyrasta w drugim okresie to dla tego przypadku zastosowano statystyczną metodę oceny przebiegów ciśnień. Celem było sprawdzenie istotności, różnic wyników uzyskanych na drodze eksperymentalnej i symulacji cyfrowej. Pierwszą czynnością było porównanie dwóch prostych regresji; oszacowaną na podstawie eksperymentu oraz oszacowaną na podstawie wyników z maszyny cyfrowej.

Wyniki porównania przedstawiono w załączniku [1]. W oparciu o obliczenia (załącznik 1 wzór (9.1)) otrzymano następujące oszacowania współczynników korelacji

dla pompy PZ2-K-25 $r_1 = 0,998$

dla pompy PZ2-K-40 $r_2 = 0,999$

Na tej podstawie można ocenić współczynniki kątowe nachylenia prostych. Ocenę tę przeprowadzono w dwóch etapach:

1. pierwszy etap sprowadza się do stwierdzenia, czy nie ma istotnej różnicy między współczynnikami kierunkowymi prostych uzyskanych na podstawie eksperymentu oraz wyników z maszyny cyfrowej (tzn. czy są one równoległe). Zagadnienie to sprowadza się do hipotezy

$$H_0: \beta_{ex} = \beta_{MC}$$

W tabeli 4.3. przedstawiono wyniki badania hipotezy H_0 :

$$\beta_{ex} = \beta_{MC}$$

Tabela 4.3.

	β_{ex}	β_{MC}	wartość statystyki na poziomie istotności $\alpha = 0,05$	wyznaczona wartość statystyki F
Pompa PZ2-K-25	$7,2608 \cdot 10^8$	$7,0261 \cdot 10^8$	$f(0,05;1;14)=4,60$	2,0035
Pompa PZ2-K-40	$7,65331 \cdot 10^8$	$7,6238 \cdot 10^8$		0,00879

Na podstawie obliczeń przeprowadzonych w załączniku 1 stwierdzono, że na poziomie istotności $\alpha = 0,05$ nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy, że współczynniki te są równe.

2. Ponieważ aproksymowana jest prosta

$$y = \alpha + \beta_x \quad (4.36)$$

to może się zdarzyć, że proste nie tylko są równoległe lecz nawet nie różnią się odległościami, tzn. sprawdza się hipotezę $H_0: \alpha_{ex} = \alpha_{MC}$.

W oparciu o obliczenia przedstawione w załączniku 1 wynika, że dla pompy PZ2-K-25 obliczeniowa wartość testu F wynosi $F = 7,1425$. Przy przyjętym poziomie istotności $\alpha = 0,01$ odczytana z tablic wartość $f(0,01; 1; 15) = 8,68$. Ponieważ spełniony jest warunek $f > F$ a więc dla poziomu $\alpha = 0,01$ nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy, że nie różnią się odległościami.

W przypadku układu z pompą PZ2-K-40 obliczeniowa wartość statystyki F wynosi $F = 1,789$. Przyjmując poziom istotności $\alpha = 0,05$ oraz odczytując z tablic wartość $f(0,05; 1; 15) = 4,54$, stwierdzono, że jest spełniony warunek $F \leq f$, a tym samym materiał statystyczny nie przeczy hipotezie H_0 :

$$\alpha_{ex} = \alpha_{MC}$$

Na podstawie przeprowadzonego porównania statystycznego wyników uzyskanych z symulacji komputerowej oraz eksperymentu stwierdzono, że nie ma podstaw do odrzucenia przyjętego modelu matematycznego. Oznacza to, że istnieje adekwatność wyników uzyskanych na drodze symulacji komputerowej w stosunku do wyników eksperymentu.

5. BADANIA SYMULACYJNE PROCESU ZAMYKANIA SUWAKA ZAWORU TYPU ZPIE

5.1. Cel i zakres badań symulacyjnych

W rozdziale 4 niniejszej pracy udowodniono, że uściślony model matematyczny z wystarczającą dokładnością odwzorowuje własności układu rzeczywistego. W związku z tym model ten przyjęto za podstawę badań symulacyjnych.

Zgodnie z celem pracy należy określić wpływ parametrów konstrukcyjnych zaworu na szybkość przyrostu ciśnienia w układzie hydraulicznym.

Ustalono, na podstawie wcześniej przeprowadzonej analizy literatury, że zmianie ulegać będą następujące wielkości charakteryzujące konstrukcję zaworu:

1. Pojemność V_1 przestrzeni między suwakiem a grzybkiem zaworu. Zmniejszanie jak i zwiększanie wartości V_1 wiąże się ze zmianami konstrukcyjnymi zaworu. W szczególności zmianie ulegają rozmiary komory zaworu ograniczonej suwakiem oraz grzybkiem. Wobec powyższego pojemność V_1 zmieniano w niewielkim zakresie przyjmując jako bazę $V_1 = 6,08 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ tj. pojemność istniejącej wersji konstrukcyjnej zaworu.
2. Stała sprężyny suwaka zaworu. Chcąc ustalić wpływ stałej sprężyny na szybkość przyrostu ciśnienia, zmieniano parametr k_1 w taki sposób, by nie zachodziła konieczność dokonywania zmian konstrukcyjnych zaworu. Stąd stałą sprężyny suwaka zaworu zmieniano od $2,42 \cdot 10^3$ do $3,62 \cdot 10^3 \text{ N/m}^2$.
3. Przewodność otworu suwaka zaworu. W tym przypadku na zmianę przewodności otworu suwaka wpływano poprzez zmianę wymiarów dyszy. Wymiary zmieniano biorąc pod uwagę możliwości technicznego wykonania otworu a także własności regulacyjne zaworu. Z tego powodu średnice dyszy zmieniano w granicach $d_2 = 0,0005$ do $0,001 \text{ m}$, natomiast długość $l_2 = 0,002$ do $0,012 \text{ m}$.
4. Zmiany przewodności otworu grzybka. Zmianę przewodności realizowano poprzez zmianę wymiarów geometrycznych dyszy. Wartości tych wymiarów wynoszą d_5 od $0,0$ do $0,0025 \text{ m}$, $l_3 = 0,007 \text{ m}$.

Ponadto, analizie zostanie poddany wpływ objętości V rurociągu łączącego pompę z zaworem oraz modułu ściśliwości cieczy roboczej B . Objętość V była zmieniana w granicach od $5,584 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$ do $9,939 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, a moduł ściśliwości B zawierał się w granicach $B = 1,0 \cdot 10^9 \div 1,5 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$, którego wartości są typowe dla olejów używanych w napędach hydraulicznych.

5.2. Analiza wpływu wybranych wielkości na szybkość przyrostu ciśnienia

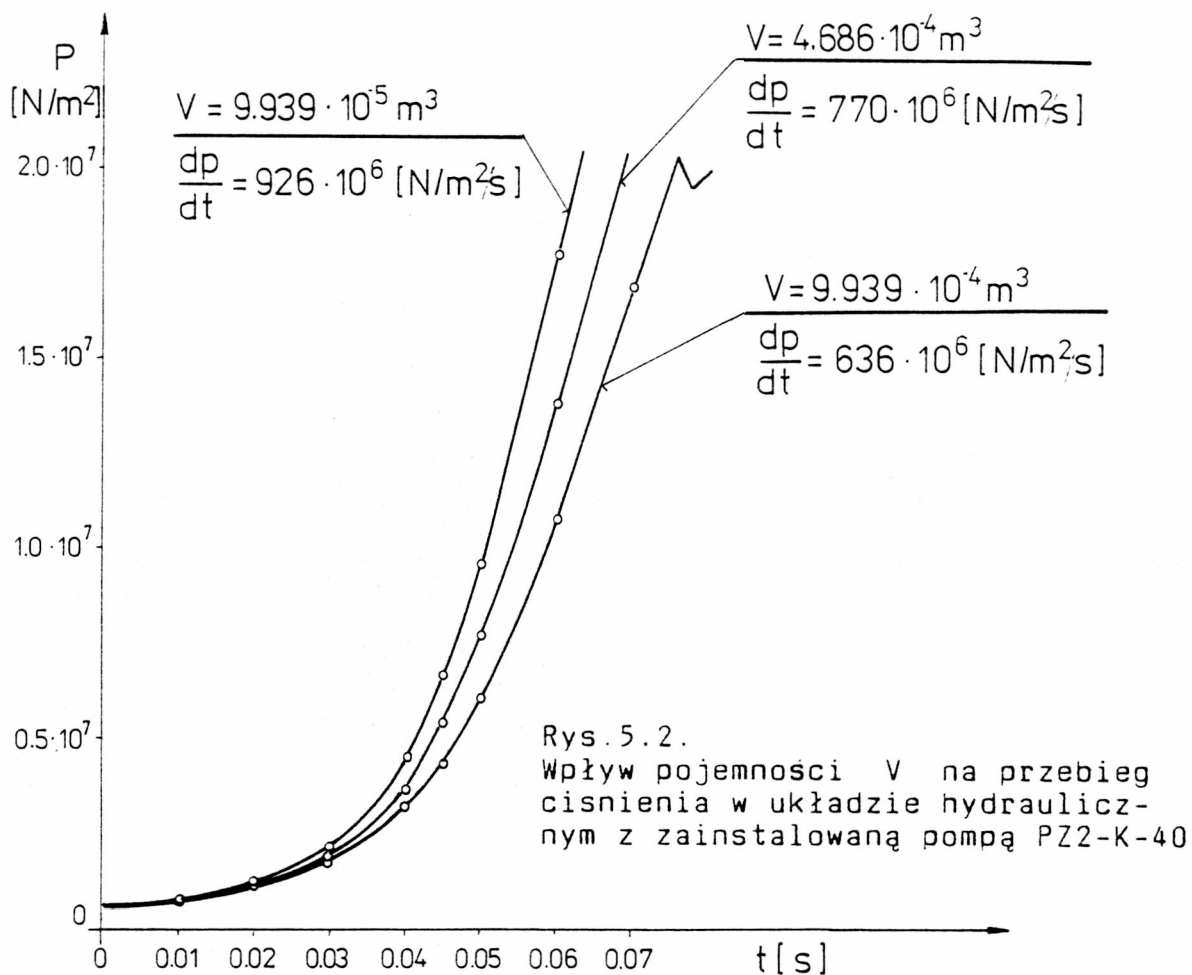
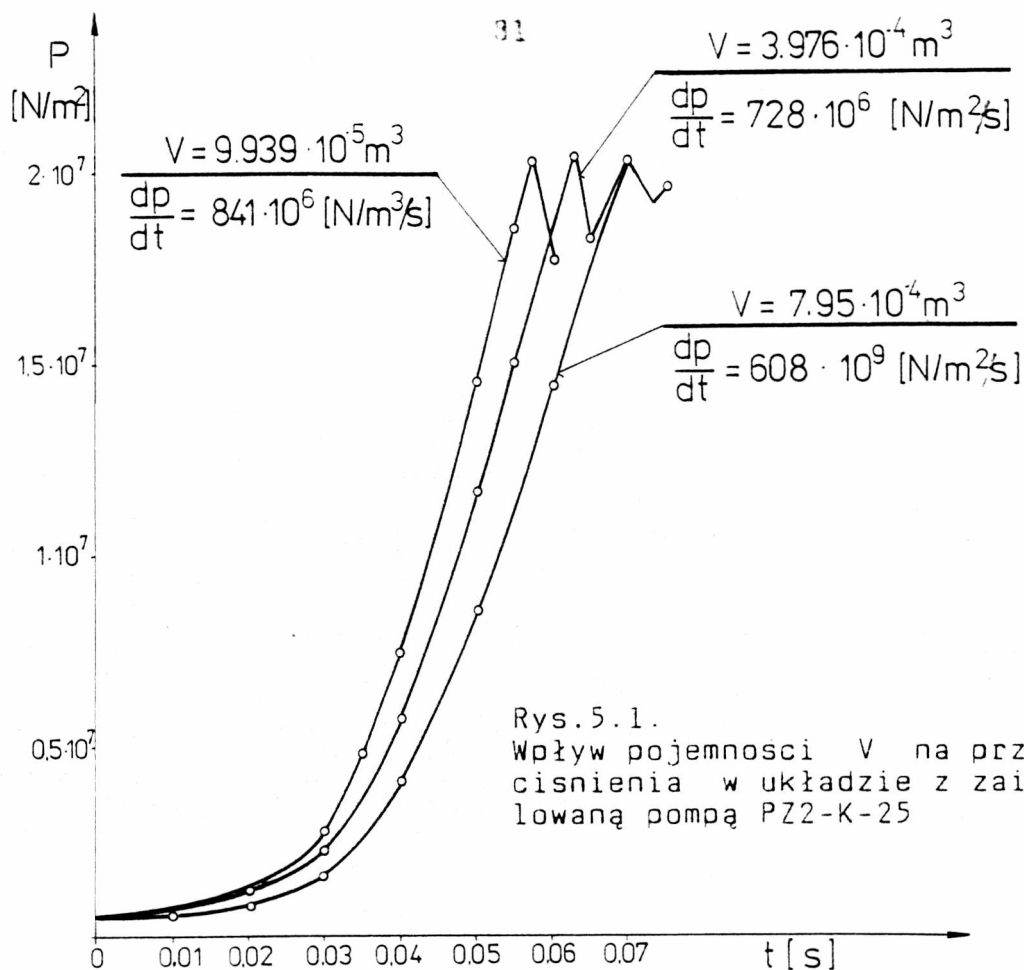
5.2.1. Wpływ objętości rurociągu V łączącego pompę z zaworem

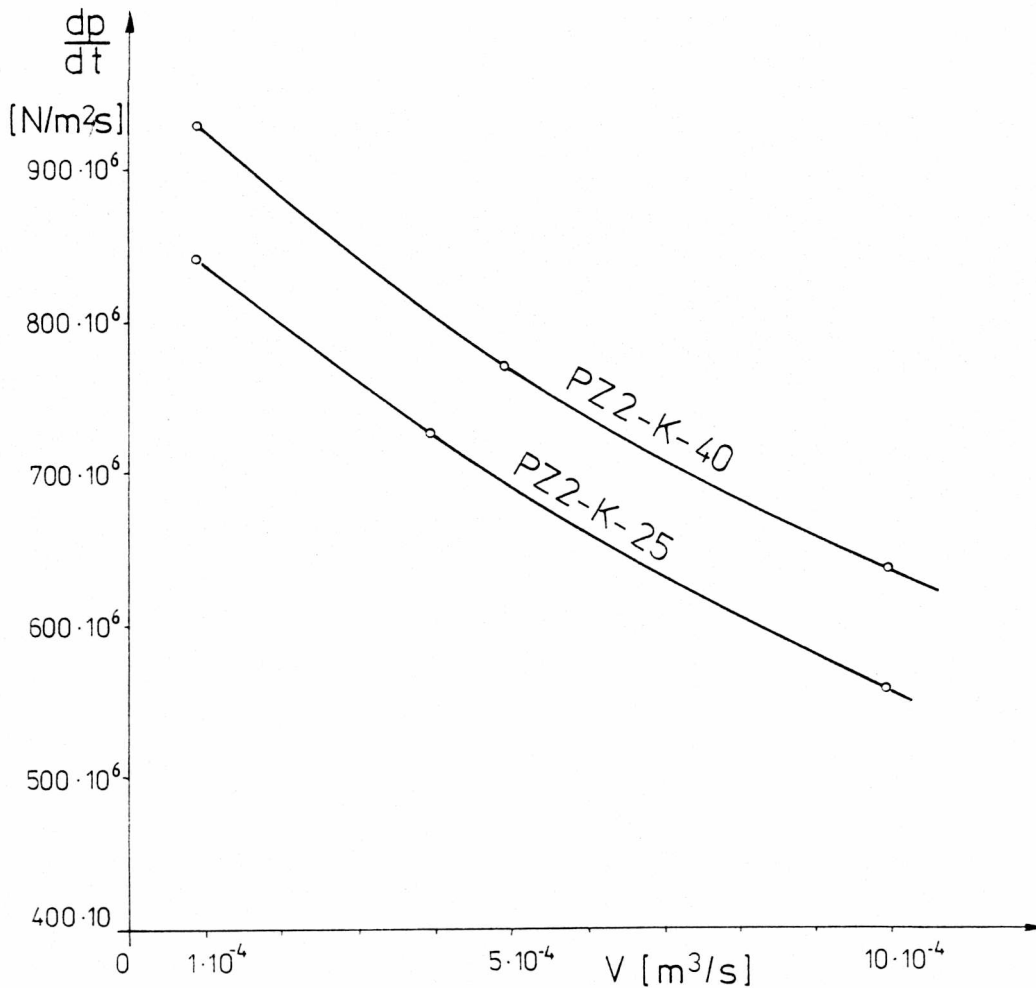
Wykonano przebiegi symulacyjne dla pojemności $V = 9,939 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$, $V = 3,976 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, $V = 7,95 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$.

Na rys.5.1, 5.2 przedstawiono wyniki. Można zauważyć, że wzrost pojemności powoduje wydłużenie czasu po którym ciśnienie osiąga wartość 20 MN/m^2 , a tym samym obniżeniu ulega prędkość przyrostu ciśnienia. Wydłużenie czasu o około $0,013 \text{ s}$ nie wpływa w sposób istotny na pracę układów hydraulicznych, powoduje jednak obniżenie wartości szybkości przyrostu ciśnienia o $250 \div 300 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2/\text{s}$, co jest zjawiskiem korzystnym.

Na rys.5.3 przedstawiono wpływ pojemności układu na szybkość przyrostu ciśnienia. Widać, że wzrost pojemności powoduje obniżenie wartości dp/dt . Zwiększenie pojemności $8 \div 10$ razy powoduje zmniejszenie szybkości przyrostu ciśnienia o $250 \div 300 \text{ MN/m}^2/\text{s}$.

Na szybkość przyrostu ciśnienia oprócz pojemności ma również wpływ wydajność pompy; im jest ona większa tym większa jest również dp/dt . Badania symulacyjne wykazały jednoznacznie, że objętość cieczy znajdującej się w rurociągu tłoczącym ma istotny wpływ na szybkość przyrostu ciśnienia w układzie hydraulicznym. Oczywiście pojemność V jest ograniczona, np. przez wymagania konstrukcyjne.

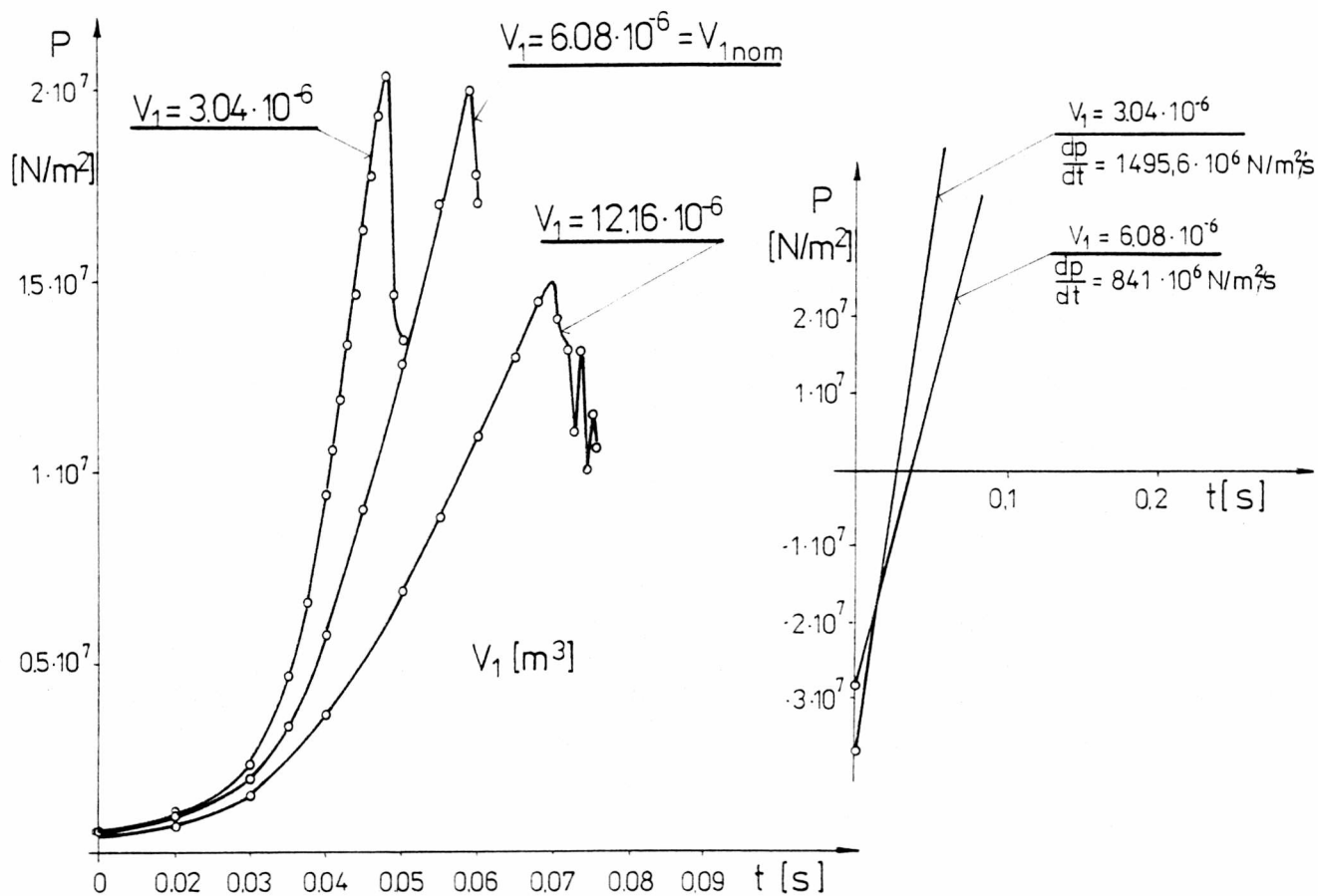
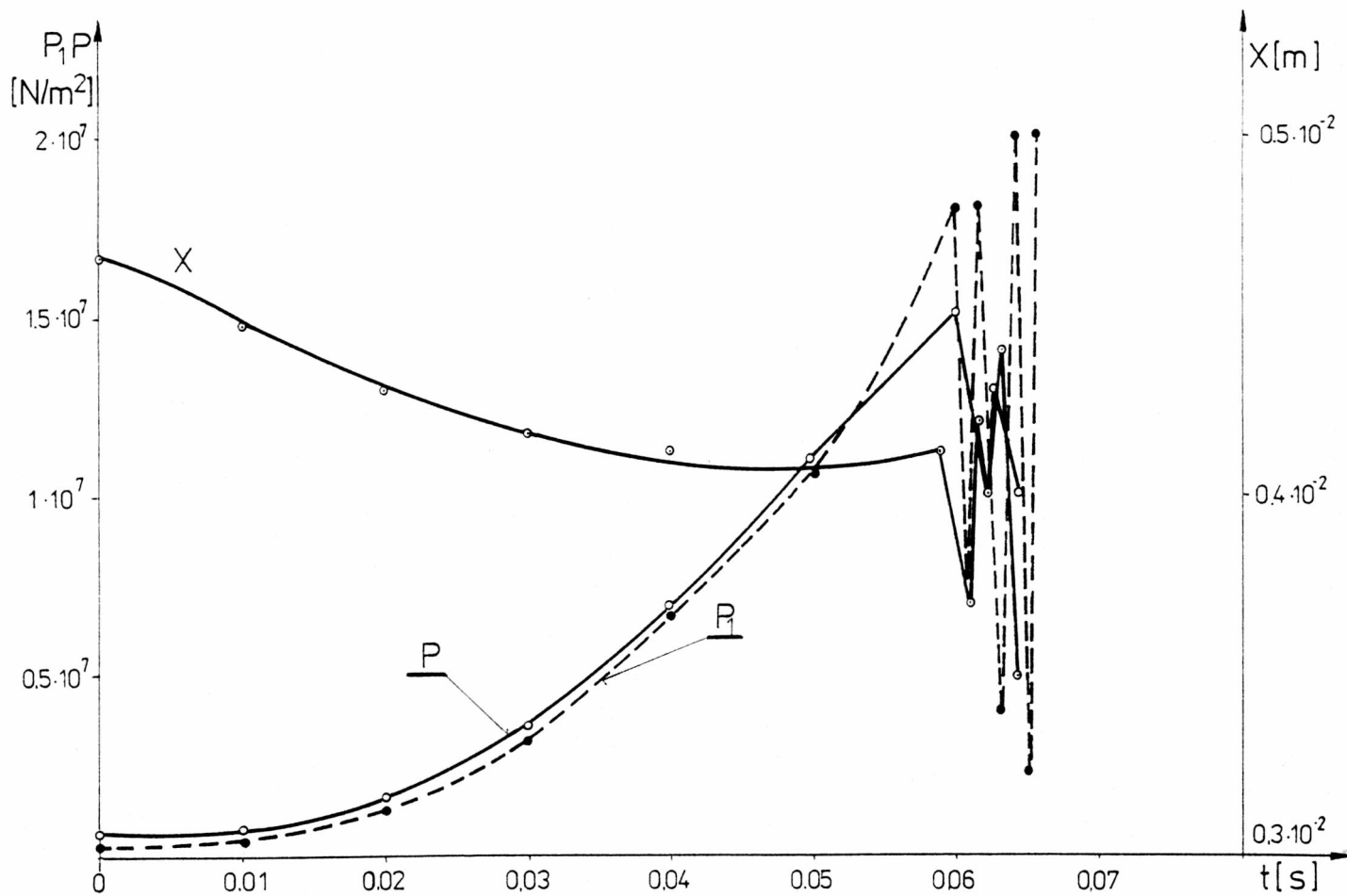




Rys.5.3. Wpływ pojemności V na przebieg ciśnienia w układzie z zainstalowaną pompą PZ2-K-25

5.2.2. Wpływ objętości V_1 zawartej między suwakiem a grzybkiem zaworu

Badania wpływu pojemności V_1 na szybkość przyrostu dp/dt przeprowadzono podobnie jak dla badań pojemności V . Zmianie ulegały wartości pojemności V_1 w zakresie wynikającym z ograniczeń konstrukcyjnych zaworu. Otrzymane przebiegi ciśnień przedstawiono na rys.5.4 i 5.5. Analiza przebiegów wykazała, że zmniejszanie pojemności V_1 powoduje wzrost dp/dt . Natomiast dwukrotne zwiększenie pojemności V_1 wywarło niekorzystny wpływ na pracę zaworu, rys.5.4. Układ stracił stabilność po osiągnięciu przez ciśnienie p wartości 1,5 MPa (pozostałe parametry konstrukcyjne zaworu zestawiono w tabeli 2.1).

Rys.5.4. Wpływ pojemności V_1 na przebieg ciśnieniaRys.5.5. Zależność ciśnień p , p_1 oraz przesunięcia x od czasu

Na rysunku 5.5 przedstawiono dla tego przypadku przebiegi ciśnień p i p_1 oraz przesunięcie suwaka x . W pierwszym okresie ciśnienia p i p_1 rosną, natomiast przesunięcie suwaka x maleje. Po czasie $t = 0,06$ s tj. gdy ciśnienie p osiąga wartość 1,5 MPa układ ulega wzbudzeniu. Odbija się to zwłaszcza na ciśnieniu p_1 , którego amplitudy dochodzą do 1,8 MPa.

Z badań tych wynika, że na prawidłową pracę zaworu istotny wpływ ma pojemność V_1 . Zbyt duża wartość pojemności V_1 powoduje niestabilną pracę całego układu, a zbyt mała - duże szybkości przyrostu ciśnienia. Prawdopodobnie istnieje więc jakaś optymalna wartość V_1 .

5.2.3. Analiza wpływu sztywności sprężyny suwaka na szybkość przyrostu ciśnienia

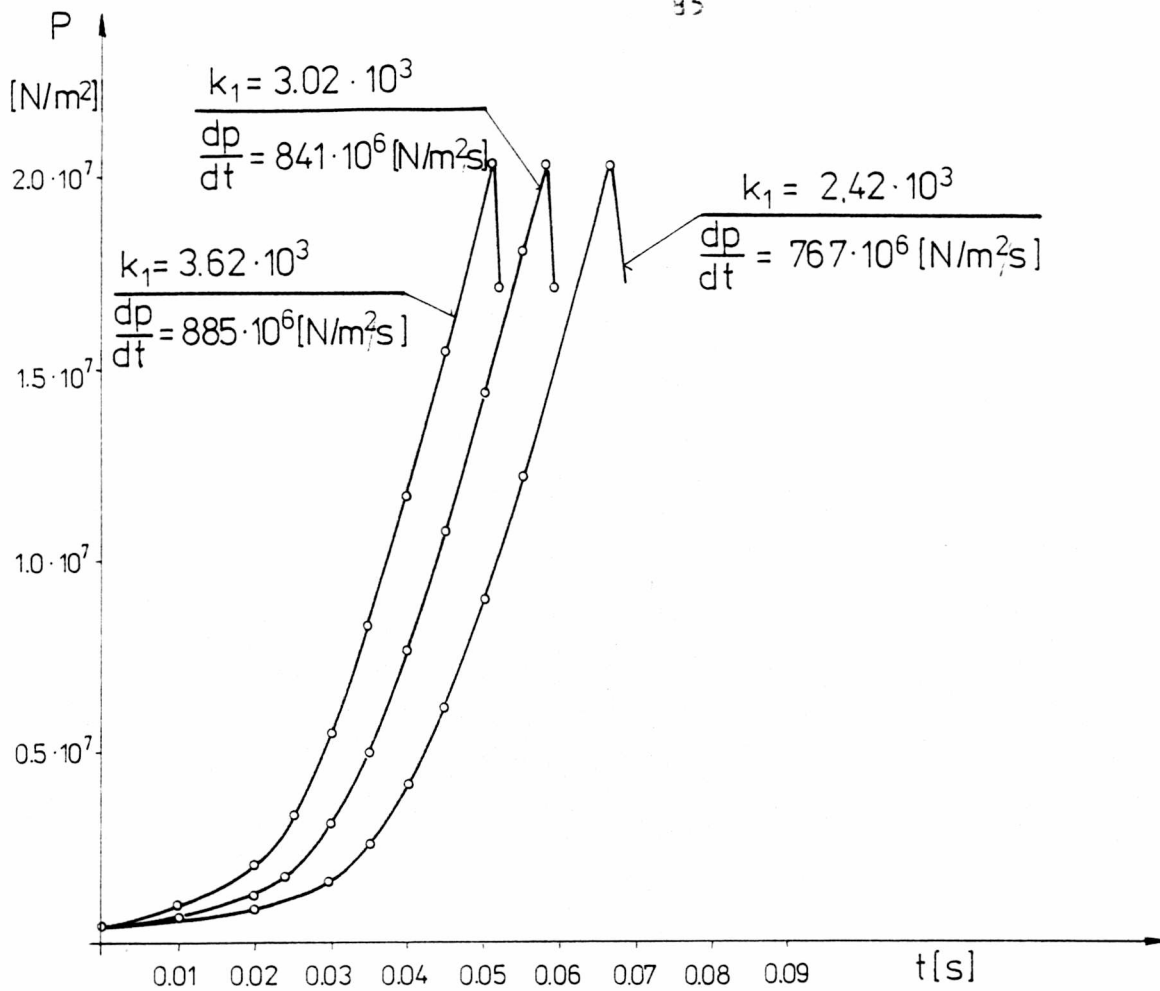
Rysunek 5.6 przedstawia wyniki symulacyjnego badania wpływu stałej sprężyny suwaka na przebieg ciśnienia. Można zauważyć, że zmniejszenie stałej sprężyny powoduje wydłużenie początkowego okresu, w którym przyrost ciśnienia jest niewielki oraz wydłużenie okresu, po którym ciśnienie p osiąga wartość nastawienia zaworu (20 MPa). Natomiast wpływ stałej sprężyny na szybkość przyrostu ciśnienia jest nieznaczny.

5.2.4. Wpływ modułu ściśliwości cieczy

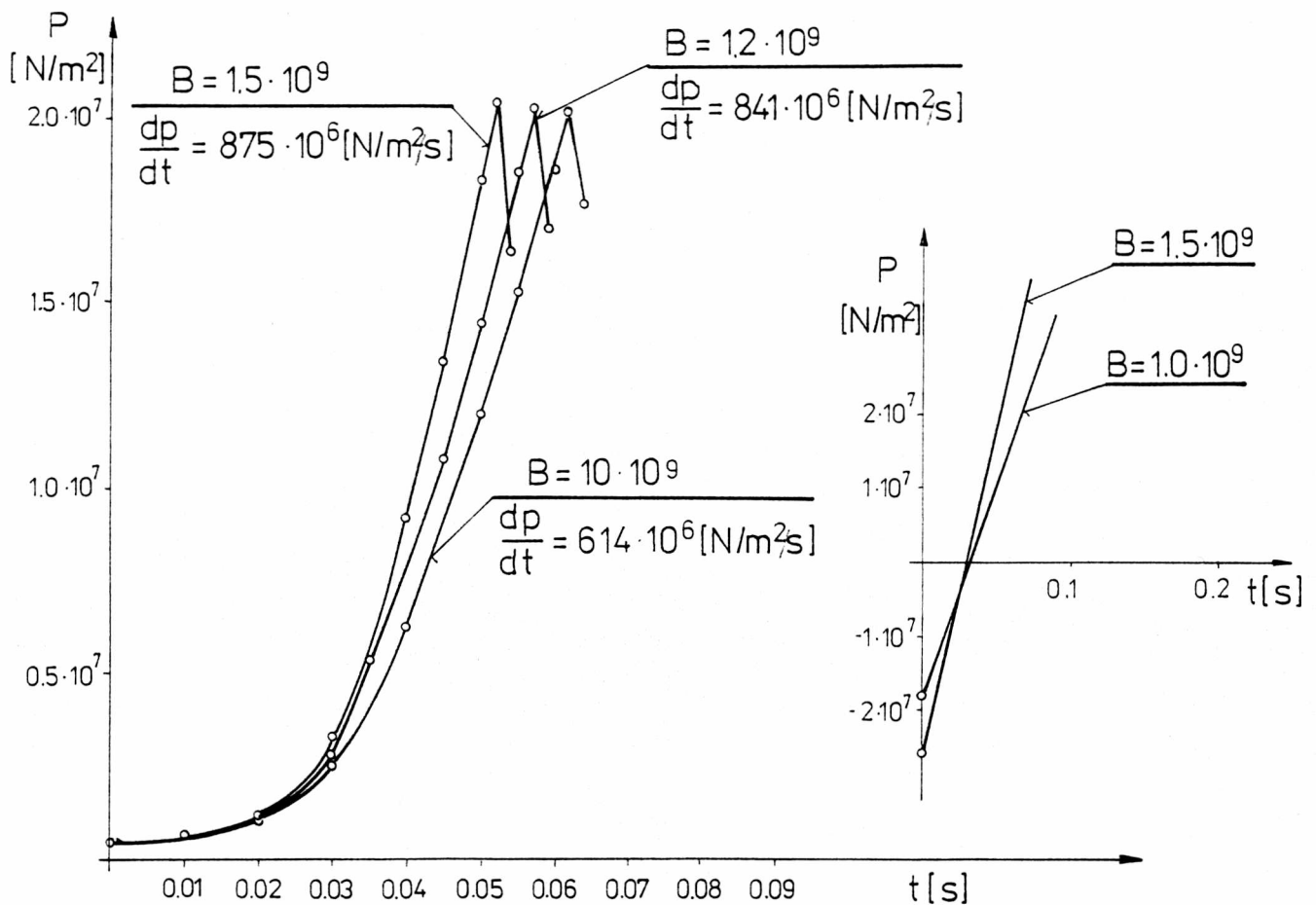
Z przedstawionej zależności

$$Q_s = \frac{V}{B} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (5.1)$$

wynika, że wzrostowi modułu towarzyszy proporcjonalne zwiększenie szybkości przyrostu ciśnienia. Ocena ilościowa tego zjawiska, w przypadku rozpatrywanego układu hydraulicznego jest możliwa dzięki symulacji. Na rys. 5.7 przedstawiono przebiegi ciśnienia przy różnych wartościach modułu ściśliwości cieczy. Wpływ modułu na przebieg ciśnienia oraz szybkość ciśnienia jest wyraźny. Dla $B = 1 \cdot 10^9$ N/m² szybkość przyrostu ciśnienia wynosi $\frac{dp}{dt} = 614 \cdot 10^6$ (N/m²/s), natomiast zwiększenie wartości modułu do $B = 1,5 \cdot 10^9$ N/m² powoduje wzrost szybkości przyrostu ciśnienia do $\frac{dp}{dt} = 875 \cdot 10^6$ (N/m²/s).



Rys.5.6. Wpływ stałej sprężyny k_1 na przebieg ciśnienia



Rys.5.7. Wpływ modułu ścisłości cieczy na przebieg ciśnienia w układzie (pompa PZ2-K-25)

Teoretycznie można by więc uzyskać zmianę wartości $\frac{dp}{dt}$ przez zmianę rodzaju oleju w układzie hydraulicznym. Sposób ten jest jednak niepraktyczny, natomiast warto zauważyć, że obecność rozpuszczonego powietrza w układzie powoduje znaczne zmniejszenie wartości efektywnego modułu B i daje wynik podobny jak w przypadku zwiększenia objętości V .

5.2.5. Analiza wpływu przewodności dyszy suwaka zaworu

Zakres badań modelowych w tym przypadku obejmował symulacje pracy układu dla różnych średnic dyszy suwaka $d_2 = 0,0005; 0,0007; 0,001$ m oraz długości dyszy $l_2 = 0,002; 0,007; 0,0012$ m. Ponadto badania te przeprowadzono dla różnych pojemności rurociągu łączącego pompę z rozpatrywanym zaworem: $V = 5,584 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$ i $V = 5,584 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$.

Na rysunku 5.8 przedstawiono przebiegi ciśnień dla różnych długości dyszy suwaka. Widać, że wzrostowi długości dyszy suwaka towarzyszy wydłużenie czasu, po którym ciśnienie p osiąga wartość maksymalną (nastawioną na zaworze przelewowym). Wydłużeniu czasu towarzyszy spadek wartości dp/dt .

Rysunek 5.9 przedstawia przebiegi ciśnienia, dla różnych średnic dyszy suwaka. Wpływ średnicy d_2 jest wyraźny. Zmniejszaniu średnicy towarzyszy wyraźne wydłużenie czasu po którym ciśnienie osiąga maksimum oraz obniżanie wartości szybkości przyrostu ciśnienia.

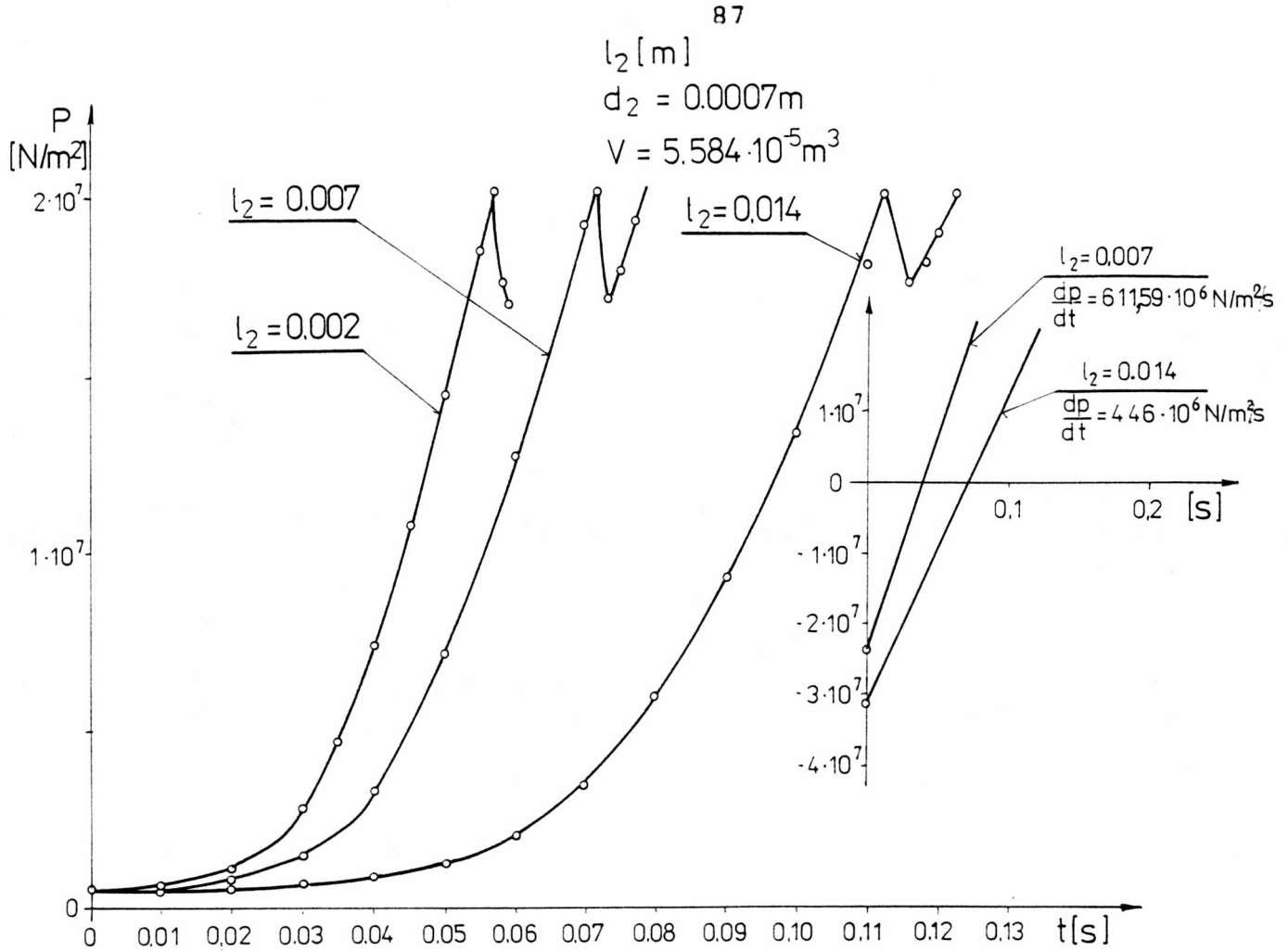
Jeżeli przeprowadzimy aproksymacje, przebiegów ciśnień, w obszarze szybkiego przyrostu liniami prostymi, rys.5.9a to można wyraźnie zauważyć jak dużym zmianom ulegają wartości dp/dt na skutek zmiany średnicy d_2 .

I tak:

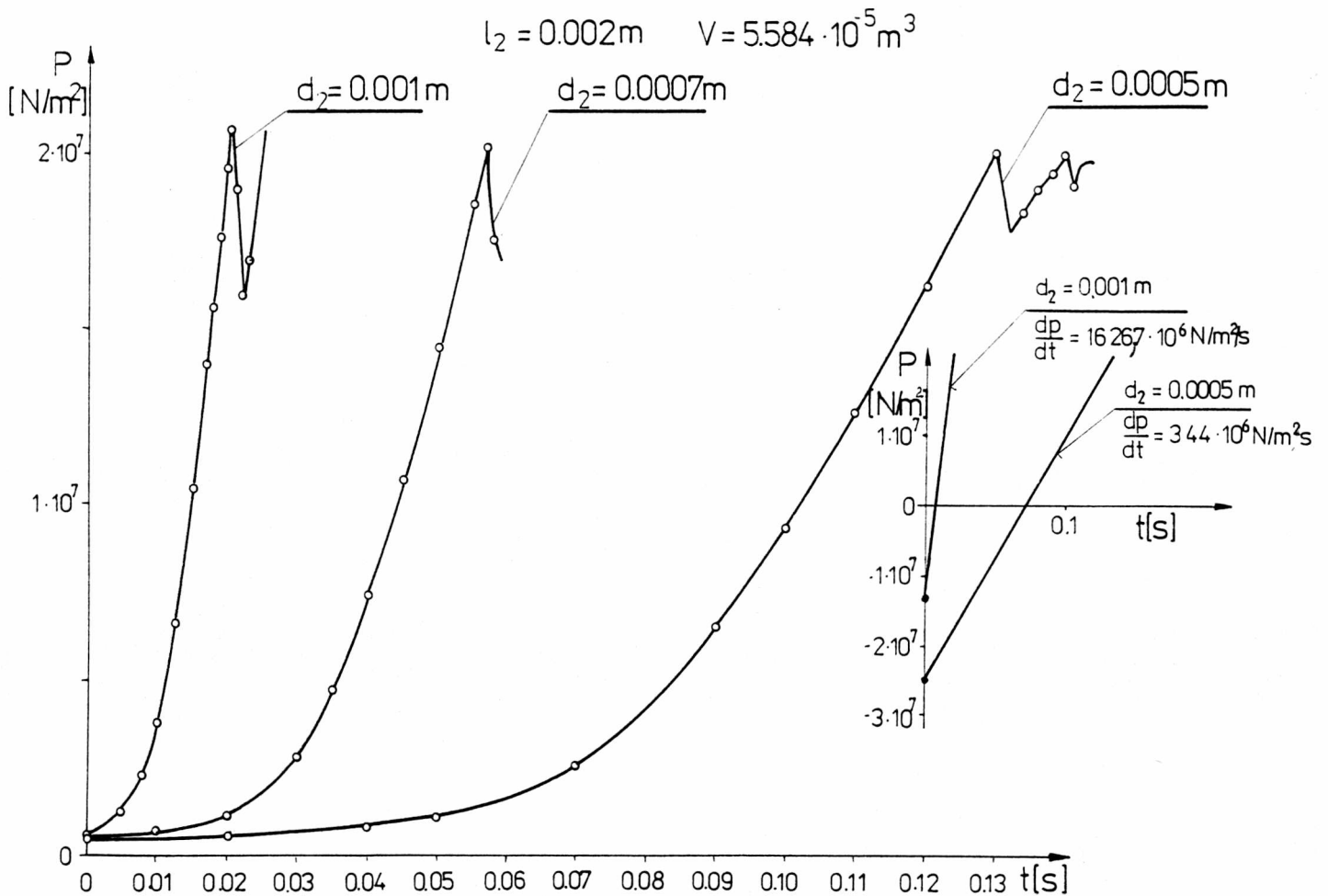
$$\begin{array}{ll} \text{dla } d_2 = 0,001 \text{ m} & - \quad \frac{dp}{dt} = 1626 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2/\text{s} \\ \text{dla } d_2 = 0,0005 \text{ m} & - \quad \frac{dp}{dt} = 344 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2/\text{s} \end{array}$$

Dwukrotne zmniejszenie średnicy d_2 powoduje blisko pięciokrotne zmniejszenie wartości $\frac{dp}{dt}$.

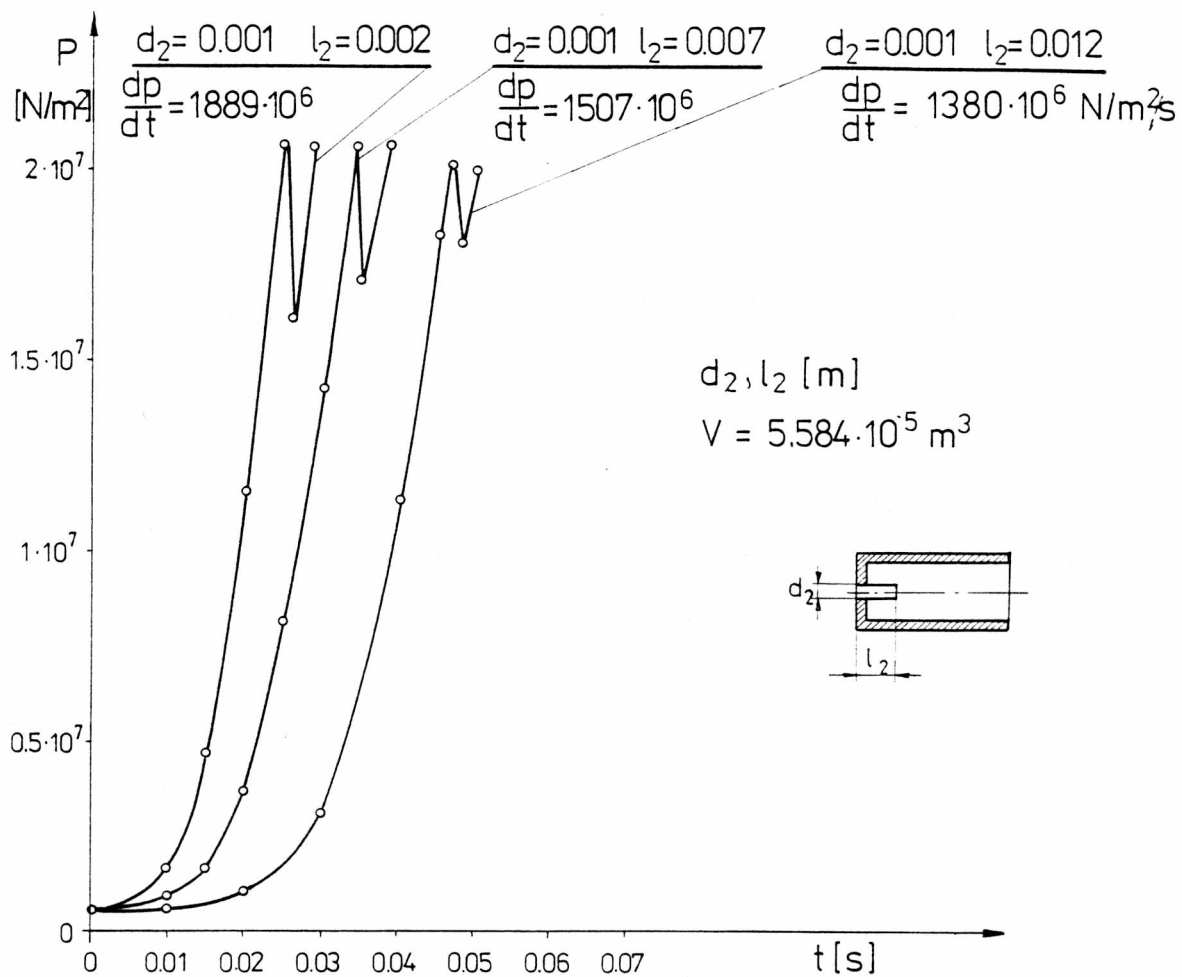
Rysunki 5.10÷5.13 przedstawiają przebiegi ciśnień uzyskane w wyniku zmiany długości dyszy suwaka l_2 , średnicy suwaka d_2 oraz dodatkowo pojemności V . Zmiany tych wielkości wpływają w sposób istotny na zmniejszenie wartości szybkości przyrostu ciśnienia.



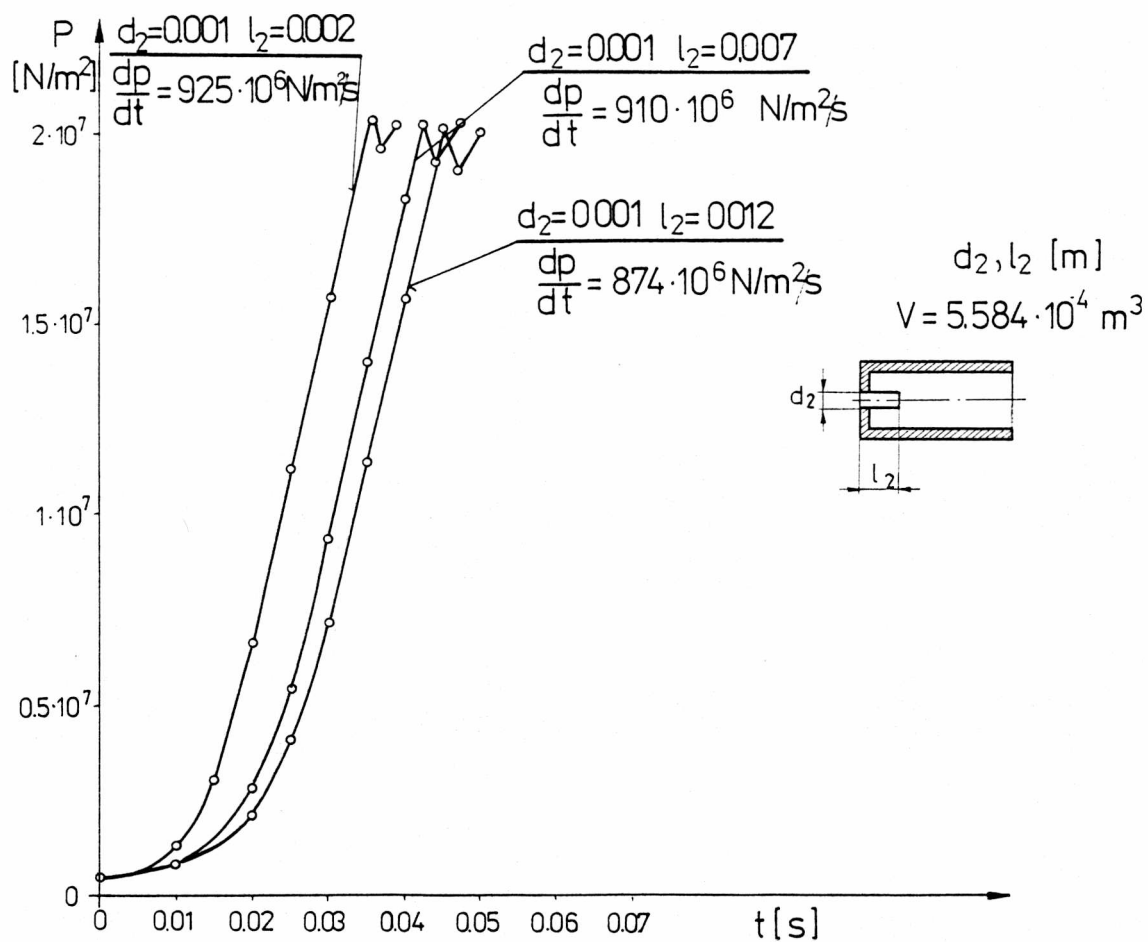
Rys.5.8. Przebiegi ciśnienia dla różnych długości dyszy suwaka



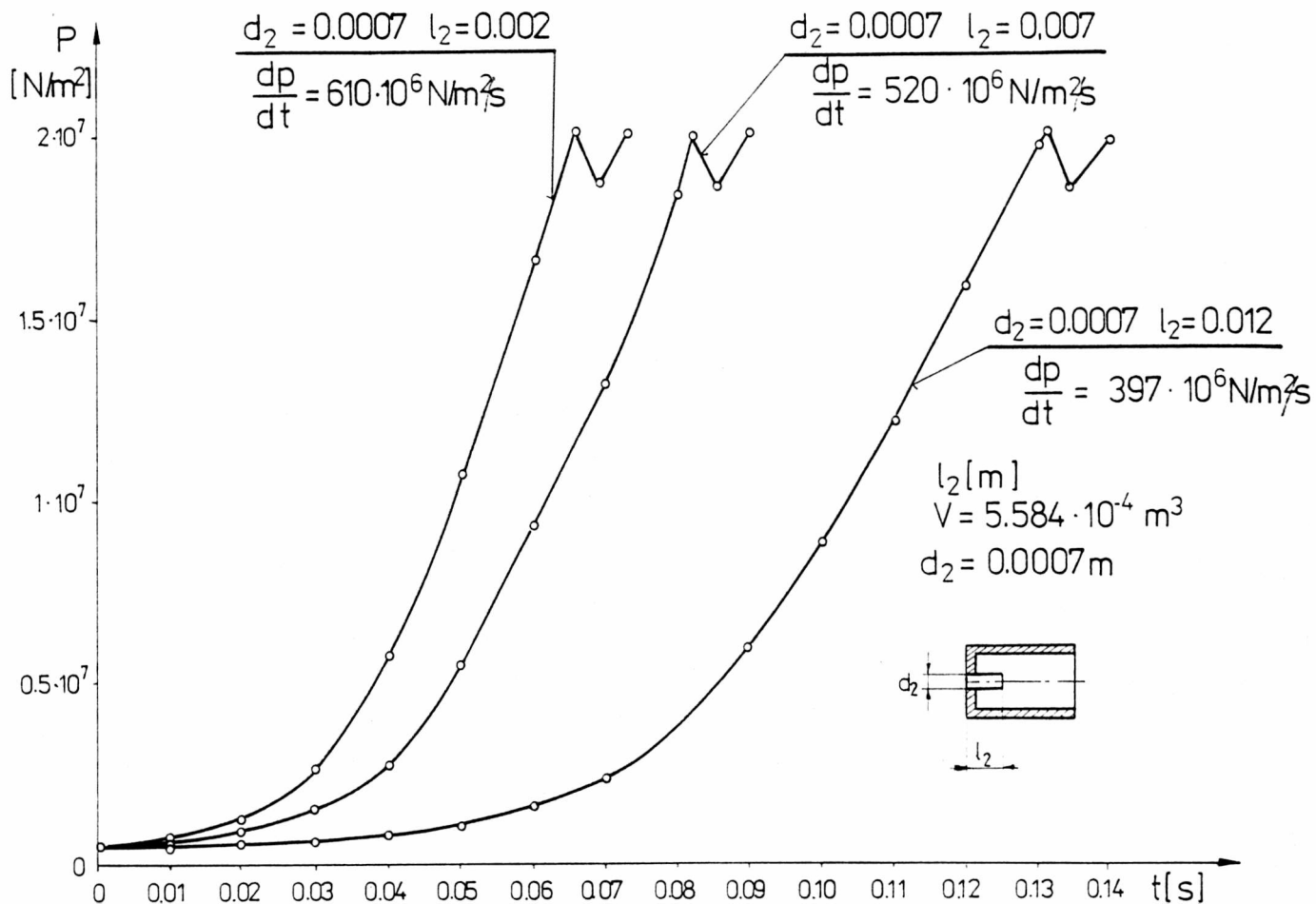
Rys.5.9. Przebiegi ciśnienia p dla różnych średnic dyszy suwaka



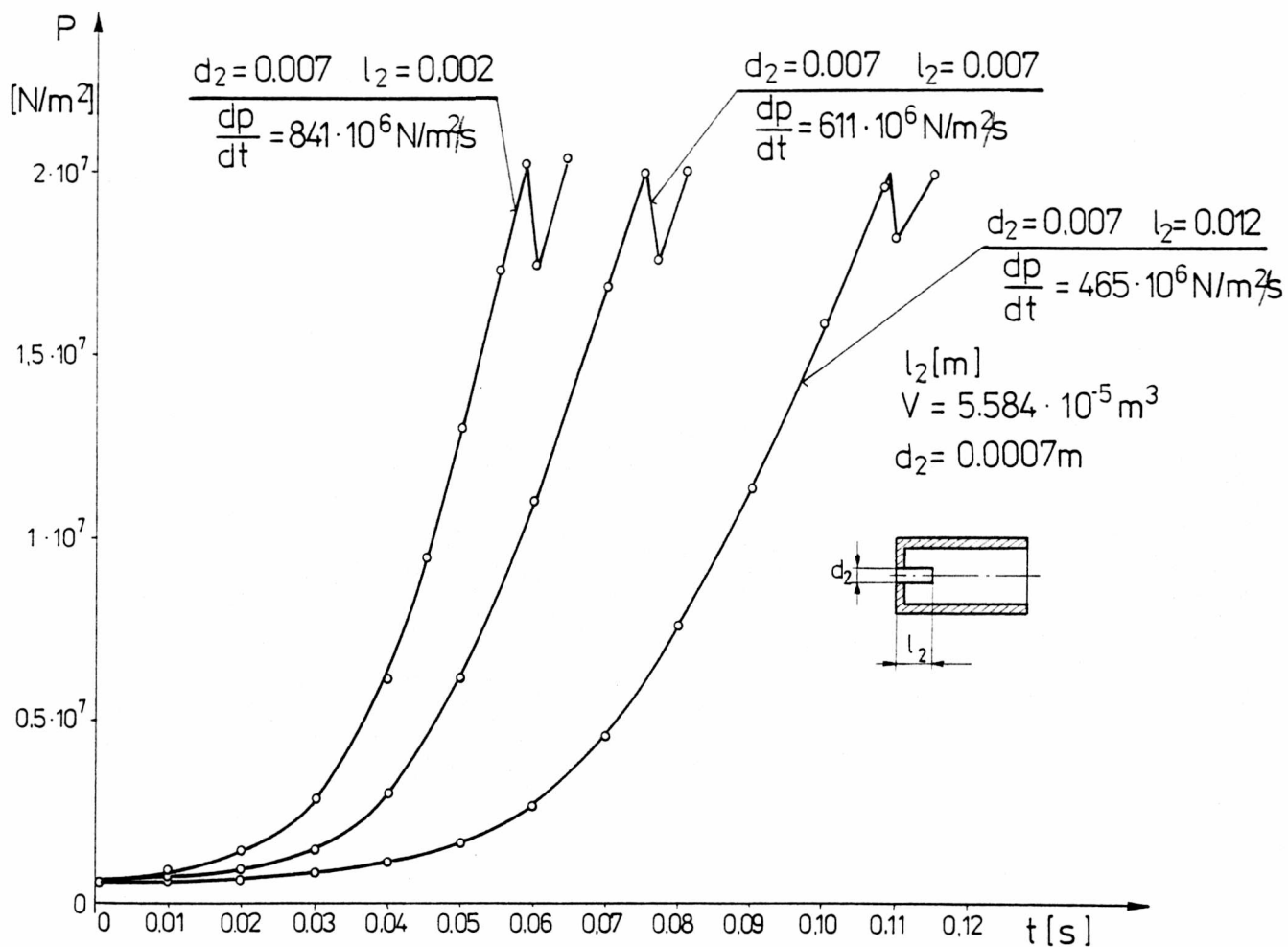
Rys.5.10. Przebiegi ciśnienia dla różnych długości dyszy suwaka



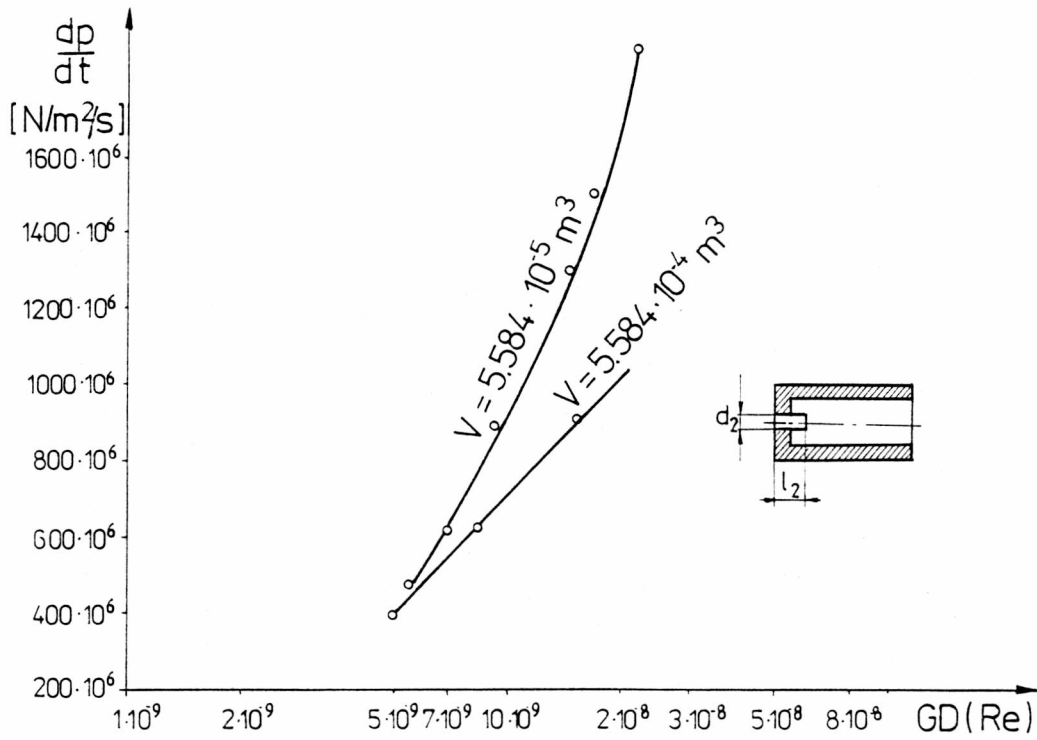
Rys.5.11. Przebiegi ciśnienia dla różnych długości dyszy suwaka



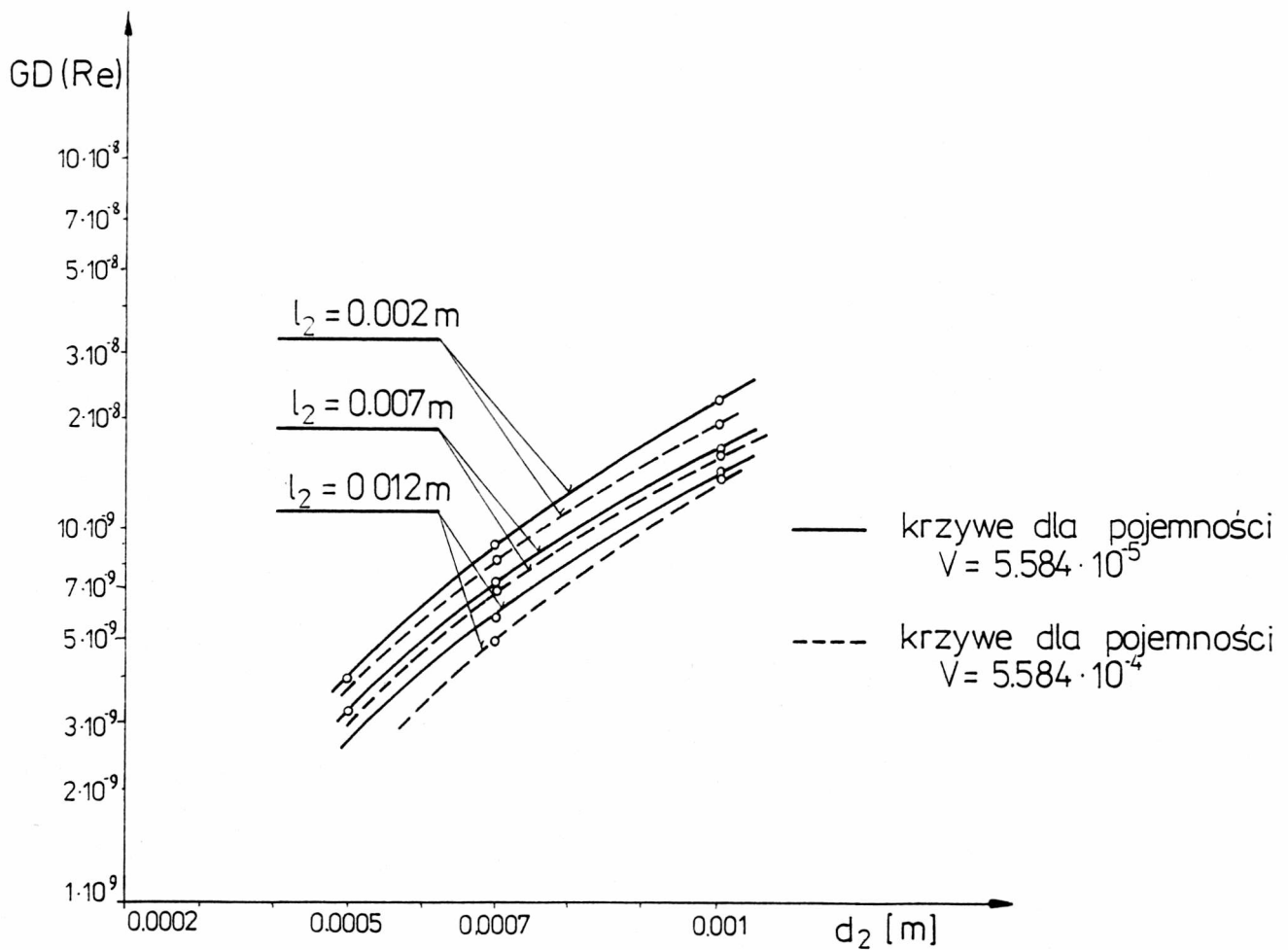
Rys.5.12. Przebiegi ciśnien dla różnych długości dyszy suwaka



Rys.5.13. Przebiegi ciśnien dla różnych długości dyszy suwaka



Rys.5.14. Zależność przyrostu ciśnienia od przewodności dyszy suwaka zaworu



Rys.5.15. Zależność $GD(Re)$ od średnicy dyszy suwaka zaworu

Na podstawie tych badań można wysunąć wniosek, że istnieje możliwość zmniejszenia szybkości przyrostu ciśnienia w układzie hydraulicznym poprzez odpowiedni dobór wielkości dyszy suwaka zaworu oraz pojemności V .

W celu ułatwienia praktycznego wykorzystania uzyskanych wyników przedstawiono je w innej postaci.

Na rysunku 5.14 pokazano zależności szybkości przyrostu ciśnienia dp/dt od przewodności dyszy suwaka zaworu GD . Z przedstawionego wykresu wynika, że dla małej pojemności V układu, mała zmiana przewodności GD powoduje znaczne zmiany szybkości przyrostu ciśnienia.

Rysunek 5.15 przedstawia zależność przewodności GD od średnicy otworu suwaka zaworu.

Aby uzyskać wymaganą wartość szybkości przyrostu ciśnienia w układzie hydraulicznym należy z rys.5.14 odczytać odpowiednią wartość GD , a następnie z zależności przedstawionych na rys.5.15 należy dobrać parametry konstrukcyjne zawory i układu takie jak d_2 , l_2 , V .

Zależności przedstawione na rysunkach 5.14 i 5.15 mogą być pomocne przy projektowaniu układów hydraulicznych zawierających zawór przelewowy typu ZPlE na zadaną wielkość przyrostu ciśnienia dp/dt w procesie zamykania. Można je także wykorzystać do oszacowania wartości dp/dt dla istniejącego układu hydraulicznego.

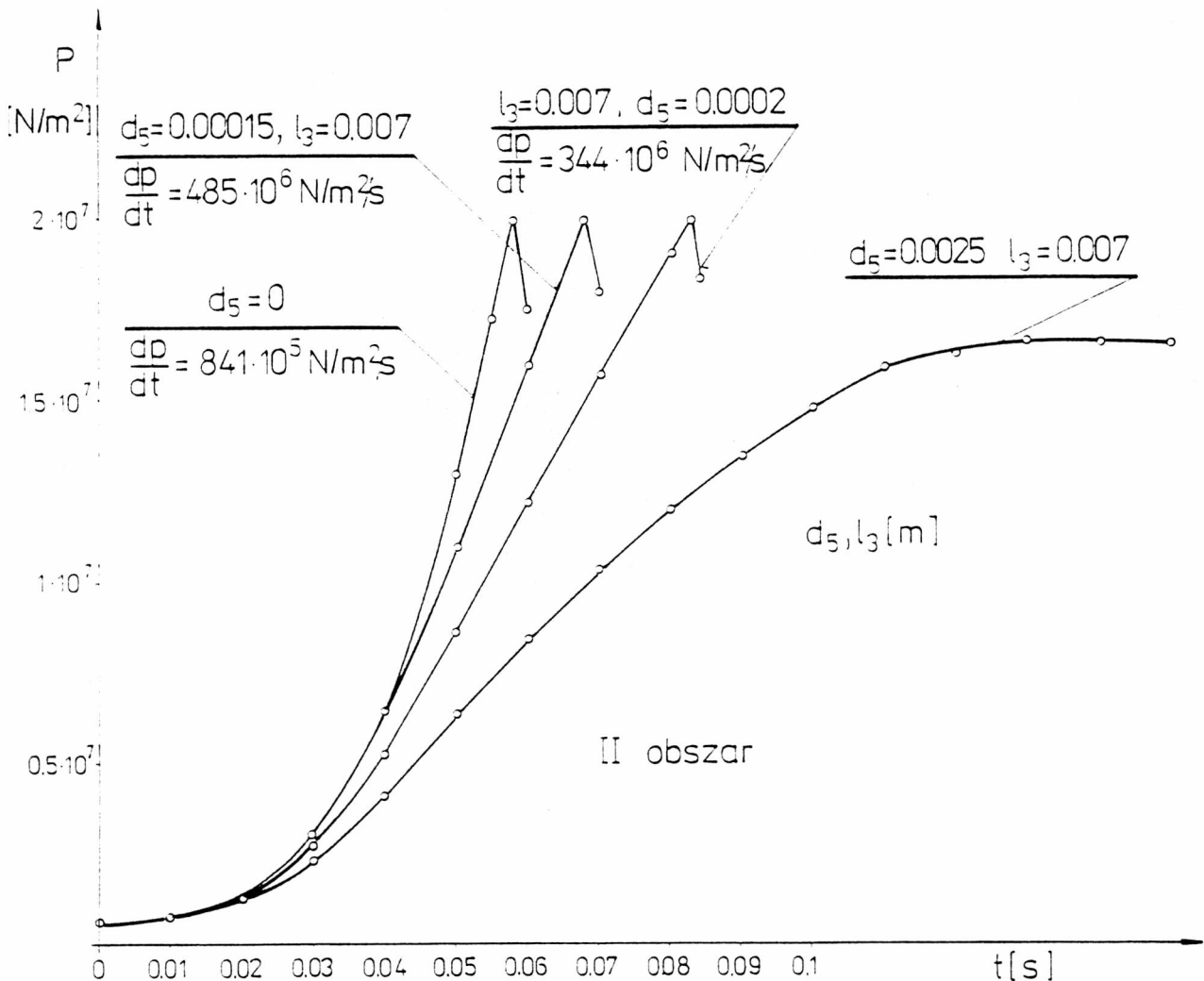
5.2.6. Analiza wpływu przewodności pierwszego stopnia zaworu przelewowego

Na rysunku 4.1 przedstawiono pierwszy stopień zaworu przelewowego wraz z zaznaczonym otworem o średnicy d_5 . Celem badań jest określenie wpływu przewodności rozpatrywanego otworu na szybkość przyrostu ciśnienia.

Symulację wykonano dla następujących średnic przekroju d_5 :

$d_5 = 0$; $d_5 = 0,00015$ m; $d_5 = 0,0002$ m; $d_5 = 0,00025$ m
- długość l_3 dyszki nie ulegała zmianie i była równa grubości ścianki: $l_3 = 0,007$ m.

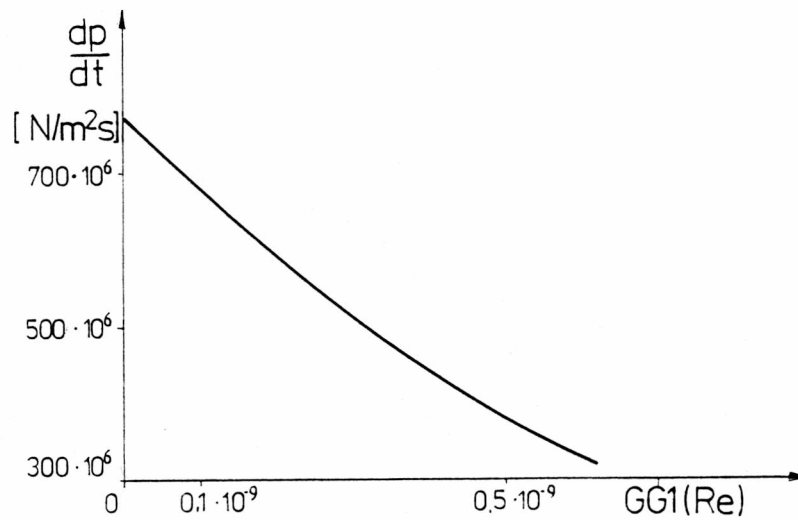
Na rys.5.16 przedstawiono przebiegi ciśnienia dla różnych średnic dyszki i tej samej długości l_3 .



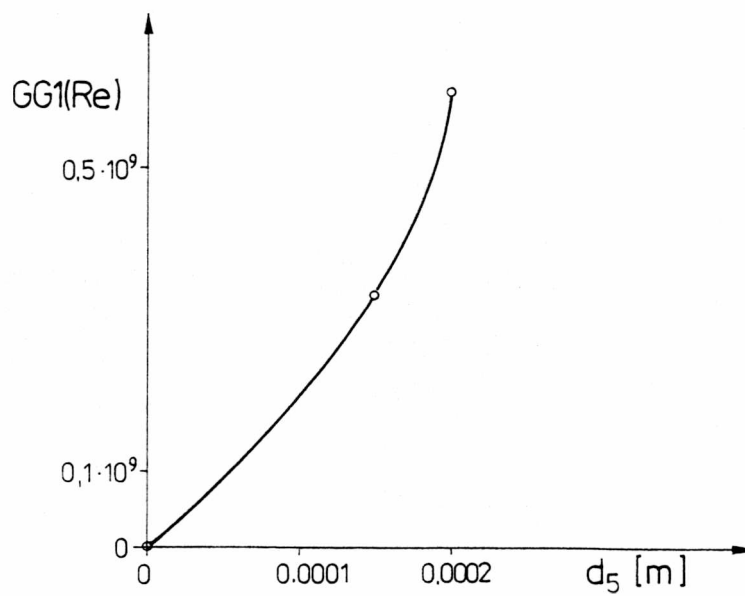
Rys.5.16. Wpływ przewodności otworu grzybka na przebieg ciśnienia

Ciśnienie osiąga wartość $p = 2 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ najszybciej, gdy średnica $d_5 = 0$. Szybkość przyrostu ciśnienia jest wtedy również największa $dp/dt = 778 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2/\text{s}$.

Przy zwiększaniu średnicy otworu czas po którym ciśnienie p osiąga maksymalną wartość wydłuża się, a dp/dt ulega zmniejszeniu. Wydłużenie czasu o $t = 0,025 \text{ s}$, po którym ciśnienie osiąga maksymalną wartość nie będzie miało istotnego wpływu na pracę większości układów hydraulicznych, powoduje natomiast znaczące obniżenie szybkości przyrostu ciśnienia z $dp/dt = 778 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2/\text{s}$ do $344 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2/\text{s}$, a więc o około 55%.



Rys.5.17. Wpływ przewodności otworu grzybka na dp/dt



Rys.5.18. Wpływ średnicy otworu grzybka na przewodność

Zwiększanie średnicy otworu ma jednak granice, której nie należy przekraczać. Przedstawiony na rys.5.16 przebieg ciśnienia dla średnicy $d_5 = 0,00025$ jest z punktu widzenia pracy układu niepożądany. Ciśnienie p nie osiąga maksymalnej wartości, a jedynie $1,68 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ po czasie $t = 0,15 \text{ s}$. Jest to wynik niekorzystnego bilansu przepływu cieczy, gdzie ilość oleju wpływającego do komory znajdującej się pomiędzy suwakiem zaworu a grzybkiem jest równa ilości oleju wypływającego.

Uzyskane przebiegi ciśnień można przedstawić w innych współrzędnych, a mianowicie:

- szybkość przyrostu ciśnienia w funkcji przewodności otworu grzybka,
- przewodność otworu grzybka w funkcji średnicy d_5 .

Tak przekształcone wyniki symulacji przedstawiono na rys.5.17 i 5.18. Zależności te odnoszą się do układu z zainstalowaną pompą PZ2-K-25 (o wydajności 25 l/min) oraz pojemności rurociągu łączącego pompę z zaworem $V = 5,584 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$.

Za pomocą tych wykresów można dobrać określone wielkości konstrukcyjne tak, aby szybkość przyrostu ciśnienia mieściła się w granicach określonych przez wytwórcę pompy lub użytkownika układu hydraulicznego.

Ponieważ wykonanie otworu o średnicy $d_5 = 0,00015 \div 0,0002 \text{ m}$ w grzybku lub jego obsadzie jest kłopotliwe, dlatego też można problem ten rozwiązać w inny sposób np. naciąć na obwodzie grzybka rowki w taki sposób, aby zastępcza przewodność była równa przewodności otworu o średnicy d_5 . Ogólny wniosek z badań jest taki, że przewodność pierwszego stopnia zaworu ma istotny wpływ na szybkość przyrostu ciśnienia.

5.2.7. Zestawienie uzyskanych wyników badań symulacyjnych

W tabelach 5.1 i 5.2 zestawiono ważniejsze wyniki analizy wpływu parametrów konstrukcyjnych zaworu na szybkość przyrostu ciśnienia.

Z zestawienia wynika, że niektóre wielkości konstrukcyjne zaworu i układu mają silny wpływ na szybkość przyrostu ciśnienia dp/dt .

Do parametrów które mogą być wykorzystane do uzyskania mniejszej szybkości przyrostu ciśnienia należy zaliczyć: pojemność układu, długość dyszy suwaka zaworu l_2 , średnicę dyszki suwaka zaworu d_2 , przewodność pierwszego stopnia zaworu (średnica otworu d_5), oraz moduł ściśliwości cieczy B . Natomiast wpływ stałej sprężyny k_1 jest nieznaczny.

5.2.8. Wnioski wynikające z badań symulacyjnych

Na podstawie opisanych poprzednio badań symulacyjnych układu hydraulicznego z zaworem przelewowym można wysunąć następujące wnioski:

1. W układzie hydraulicznym z dwustopniowym zaworem przelewowym pracującym w rozpatrywanym położeniu możliwe jest ograniczanie szybkości przyrostu ciśnienia do "bezpiecznej" wartości.
2. Wykazano, że istotny wpływ na szybkość przyrostu ciśnienia mają następujące wielkości:
 - Przewodność dyszy suwaka zaworu przelewowego. Zmniejszenie średnicy dyszy suwaka zaworu o 18,5% powoduje zmniejszenie szybkości przyrostu ciśnienia o 33%. Zmiana ta ma dodatni wpływ na dp/dt .
 - Pojemność układu hydraulicznego V . Dziesięciokrotne zwiększenie pojemności układu powoduje zmniejszenie szybkości przyrostu ciśnienia o 33%. Parametr ten wpływa korzystnie na dp/dt .
 - Pojemność znajdująca się pomiędzy suwakiem a grzybkiem zaworu V_1 (zmniejszenie pojemności o 50% powoduje wzrost szybkości przyrostu ciśnienia o 78%).
 - Charakterystyka przewodności pierwszego stopnia zaworu. Wzrost przewodności zmniejsza szybkość przyrostu ciśnienia.

Tabela 5.1. Zestawienie wyników badań

lp.	Zmieniony parametr	Wartość zmienionego parametru	Czas osiągnięcia maksymalnej wartości ciśnienia [s]	Szybkość parametru ciśnienia [N/m ² /s]
1	V ₂₅	$9,939 \cdot 10^{-5}$	0,057	$841 \cdot 10^6$
2		$3,976 \cdot 10^{-4}$	0,0625	$728 \cdot 10^6$
3		$7,95 \cdot 10^{-4}$	0,0695	$608 \cdot 10^6$
4	V ₄₀	$9,939 \cdot 10^{-5}$	0,063	$926 \cdot 10^6$
5		$4,686 \cdot 10^{-4}$	0,069	$770 \cdot 10^6$
6		$9,939 \cdot 10^{-4}$	0,0755	$636 \cdot 10^6$
7	V ₁	$3,04 \cdot 10^{-6}$	0,047	$1495,6 \cdot 10^6$
8		$6,08 \cdot 10^{-6}$	0,058	$841 \cdot 10^6$
9	k ₁	$3,62 \cdot 10^3$	0,051	$885 \cdot 10^6$
10		$3,02 \cdot 10^3$	0,058	$841 \cdot 10^6$
11		$2,42 \cdot 10^3$	0,066	$767 \cdot 10^6$
12	B	$1,5 \cdot 10^9$	0,052	$875 \cdot 10^6$
13		$1,2 \cdot 10^9$	0,058	$841 \cdot 10^6$
14		$1,0 \cdot 10^9$	0,062	$614 \cdot 10^6$
15	d ₅	0,0	0,058	$841 \cdot 10^6$
16		0,00015	0,068	$485 \cdot 10^6$
17		0,0002	0,083	$344 \cdot 10^6$

gdzie: V₂₅ - pojemność znajdująca się pomiędzy pompą
a zaworem dla układu z pompą PZ2-K-25

V₄₀ - pojemność znajdująca się pomiędzy pompą
a zaworem dla układu z pompą PZ2-K-40

Tabela 5.2. Zestawienie wyników badań

lp.	Zmieniane parametry			Czas osiągnięcia maksymalnej wartości ciśnienia	Szybkość przyrostu ciśnienia
	V	d ₂	l ₂		
	m ³	m	m	s	N/m ² /s
1	$5,584 \cdot 10^{-5}$	0,0007	0,002	0,058	$841 \cdot 10^6$
2			0,007	0,0715	$611 \cdot 10^6$
3			0,012	0,109	$465 \cdot 10^6$
4			0,014	0,114	$446 \cdot 10^6$
5		0,001	0,002	0,02	$1620 \cdot 10^6$
6		0,0007		0,058	$841 \cdot 10^6$
7		0,0005		0,13	$344 \cdot 10^6$
8		0,001	0,002	0,02	$1620 \cdot 10^6$
9			0,007	0,034	$1507 \cdot 10^6$
10			0,012	0,047	$1380 \cdot 10^6$
11	$5,584 \cdot 10^{-4}$	0,001	0,002	0,035	$925 \cdot 10^6$
12			0,007	0,042	$910 \cdot 10^6$
13			0,012	0,045	$874 \cdot 10^6$
14		0,0007	0,002	0,066	$610 \cdot 10^6$
15			0,007	0,082	$520 \cdot 10^6$
16			0,012	0,13	$397 \cdot 10^6$

3. Inne parametry konstrukcyjne takie jak: stała sprężyny suwaka zaworu k_1 , nie mają istotnego wpływu na zmianę dodatniej pochodnej ciśnienia.
4. Obniżeniu szybkości przyrostu towarzyszy wydłużenie czasu, po którym ciśnienie p osiąga maksymalną wartość. Występuje tu typowa sytuacja kompromisowa, gdzie zysk (obniżenie wartości dp/dt) okupiony jest stratą (wydłużenie czasu t , po którym p osiąga wartość maksymalną). Na przykład zmniejszeniu średnicy d_2 z 0,0007 m do 0,0005 m towarzyszy zmniejszenie wartości dp/dt z $841 \cdot 10^6$ N/m²/s do $344 \cdot 10^6$ N/m²/s, natomiast wydłużeniu ulega czas t osiągnięcia maksymalnej wartości ciśnienia z 0,058 s do 0,13 s.

6. WYNIKI DOŚWIADCZALNYCH BADAŃ WPŁYWU PRZEWODNOŚCI DYSZY SUWAKA ZAWORU NA SZYBKOŚĆ PRZYROSTU CIŚNIENIA

6.1. Cel i program badań doświadczalnych

Z badań symulacyjnych wynika, że istotny wpływ na zmianę szybkości przyrostu ciśnienia w układzie hydraulicznym ma przewodność dyszy suwaka zaworu, a w szczególności jej parametry geometryczne takie jak: średnica d_2 i długość l_2 .

Najkorzystniejsze zakresy tych parametrów, jak wynika z przeprowadzonych badań, przedstawiają się następująco:

- średnica dyszki d_2 od 0,5÷0,7 mm,
- długość dyszki l_2 od 7÷12 mm.

Celem badań doświadczalnych było potwierdzenie wniosków wynikających z badań symulacyjnych.

Program badań obejmował określenie wpływu długości dyszki suwaka l_2 oraz średnicy dyszki d_2 .

W tym celu zostały wykonane dyszki o następujących rozmiarach:

Tab.6.1.

lp.	długość dyszki l_2 [mm]	średnica dyszki d_2 [mm]
1	7	0,51
2	7	0,63
3	7	0,75
4	10	0,51
5	10	0,64
6	10	0,71
7	12	0,51
8	12	0,65
9	12	0,73

Konstrukcja dyszek umożliwiała wkręcanie ich w suwak zaworu przelewowego.

Badania prowadzono na stoisku opisanym w rozdziale 3 niniejszej pracy (rys.3.1).

6.2. Pomiar przebiegu ciśnienia

Celem pomiaru było rejestrowanie zmian ciśnienia wywołanych skokowym przesterowaniem suwaka rozdzielczego zaworu przelewowego typu ZP1-160-10E o numerze fabrycznym T-63.

W czasie badań mierzono i kontrolowano następujące wielkości fizyczne:

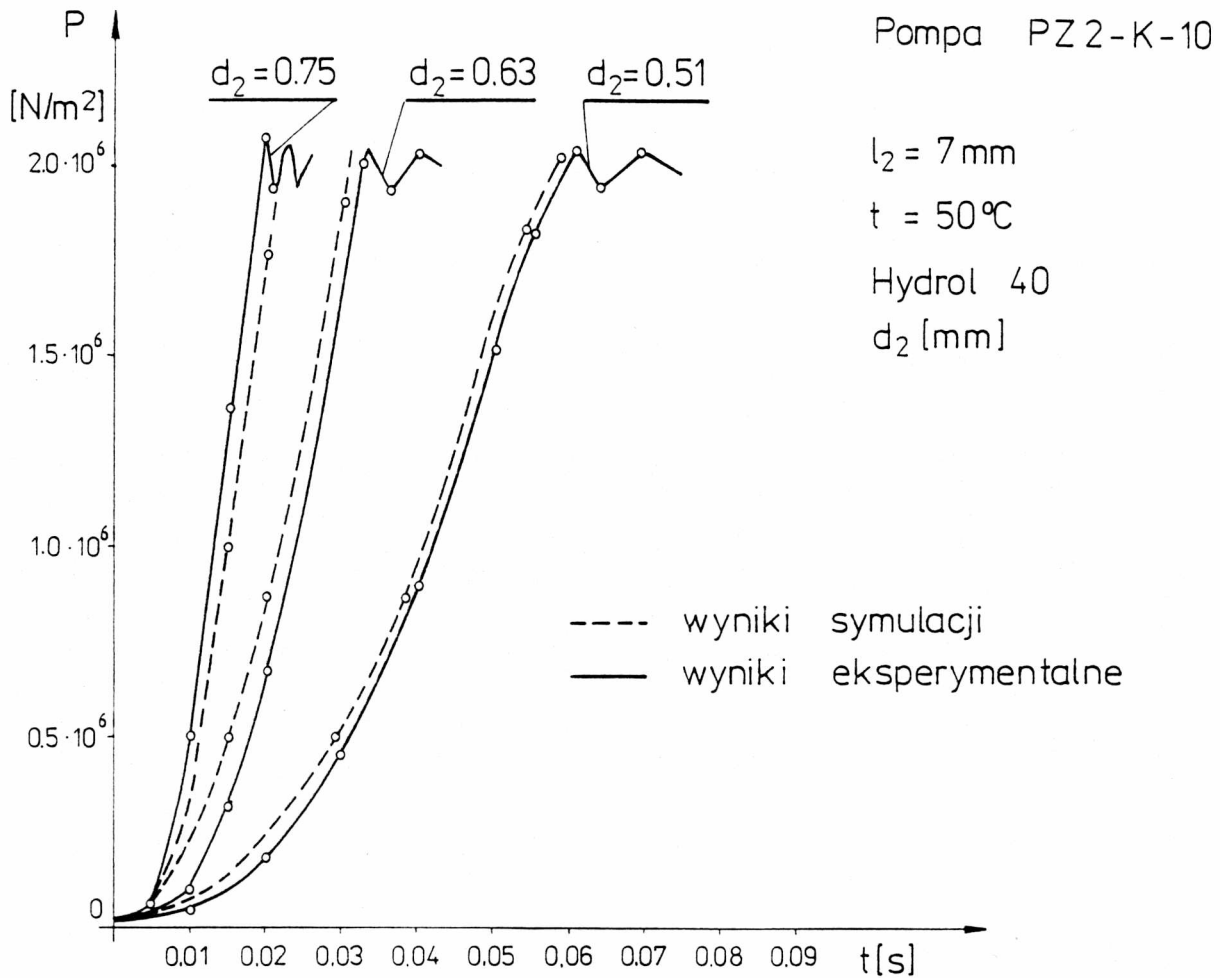
- ciśnienie p na linii tłocznej pompy;
- podciśnienie na linii ssania pompy;
- temperaturę oleju.

Do pomiaru zastosowano niżej wymienioną aparaturę pomiarową:

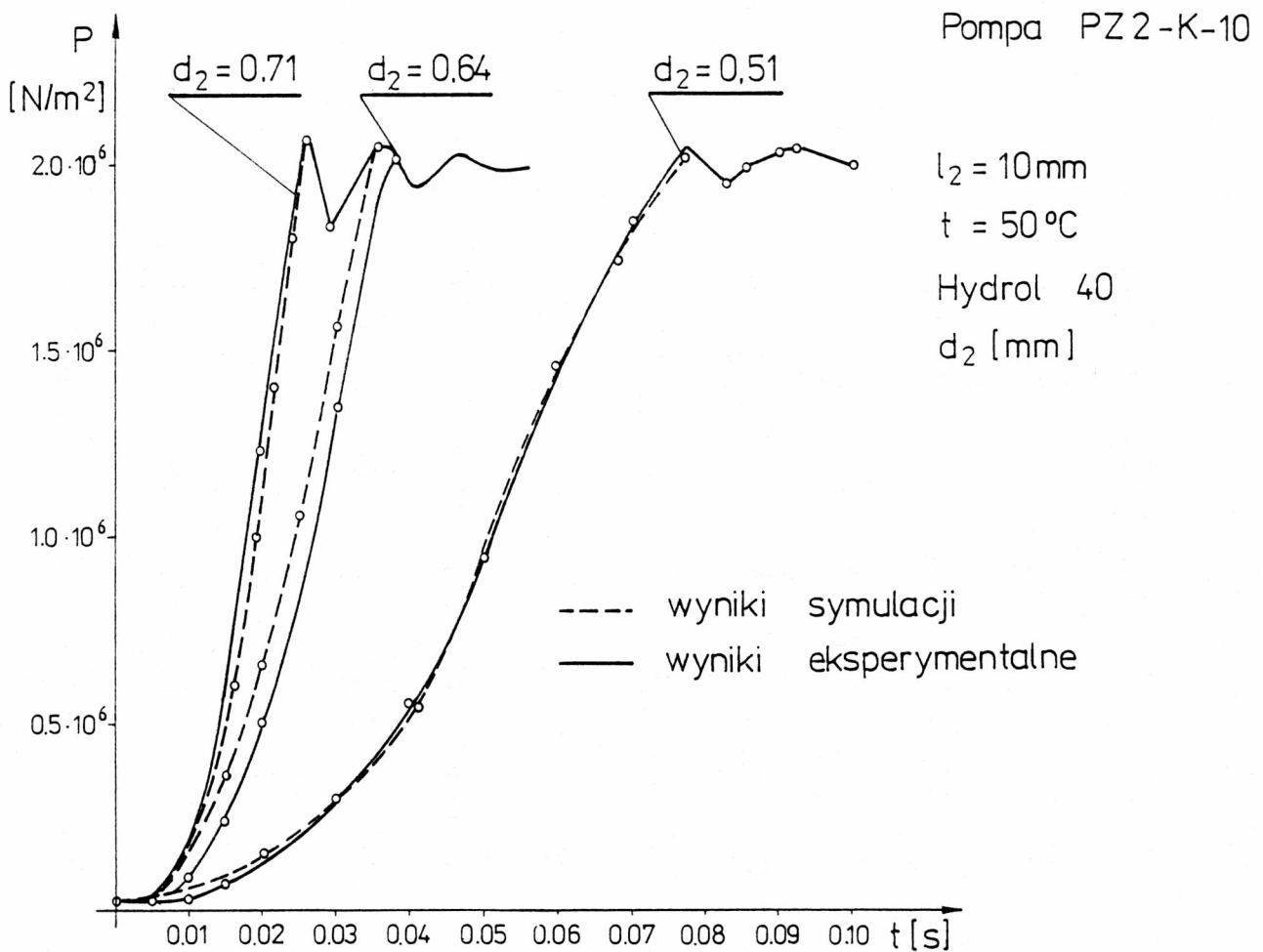
- czujnik ciśnienia typu RP-112 firmy Vibrometer o zakresie pomiarowym $0 \div 20$ MPa;
- ośmiokanałowy rejestrator typu Minograf 803 firmy Siemens-Elena;
- manometr o klasie dokładności 1,5 i zakresie pomiarowym $0,0 \div 40$ MPa;
- manowakuometr o klasie dokładności 1,5 i zakresie pomiarowym $0,01 \div 0,015$ MPa;
- termometr o zakresie pomiarowym $0^\circ \div 100^\circ\text{C}$.

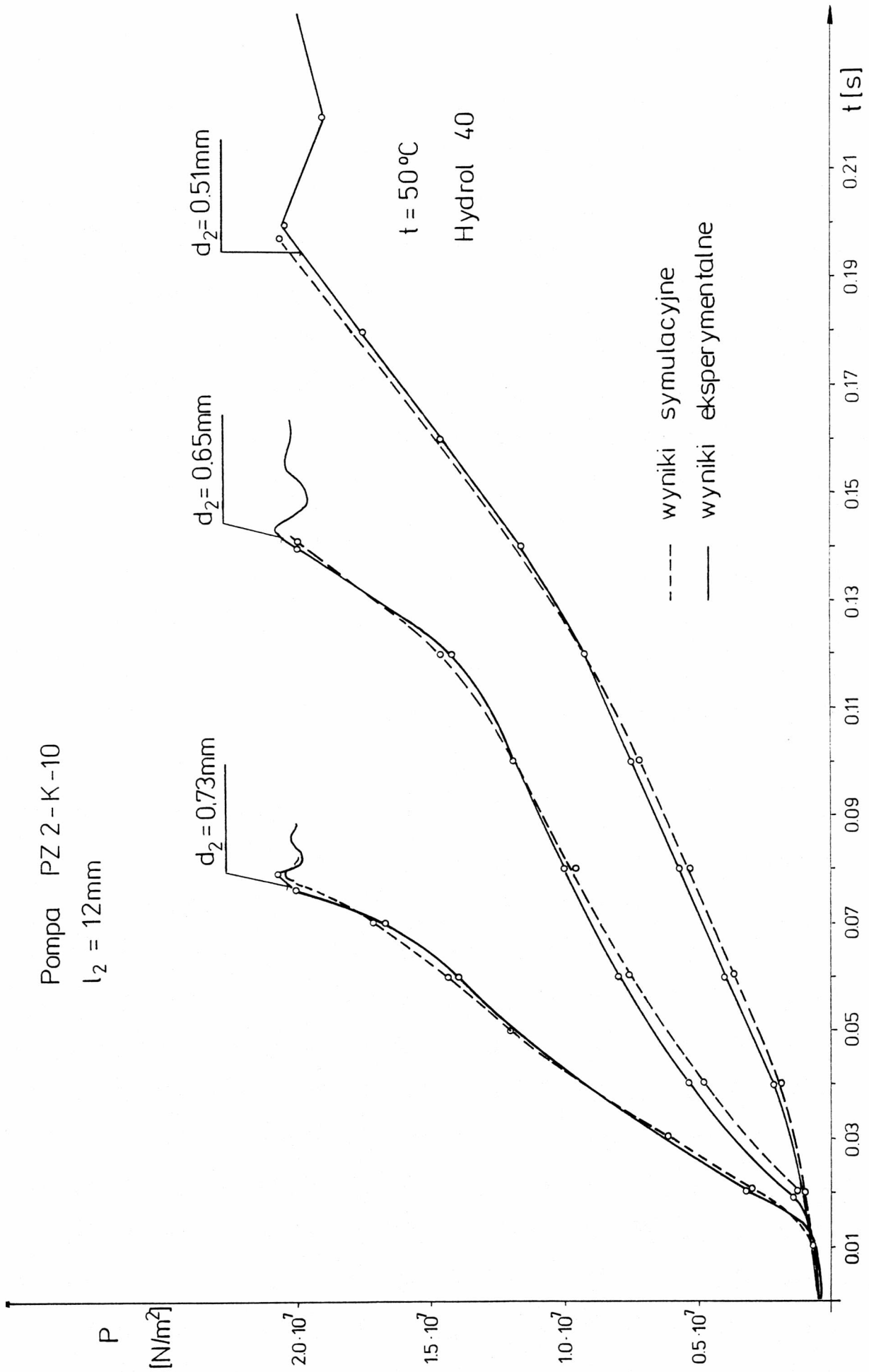
W trakcie pomiarów utrzymywano stałą temperaturę oleju hydraulicznego na poziomie $50^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$.

Pomiary przeprowadzono dla układu z zainstalowanymi pompami PZ2-K-10 (o numerze fabrycznym PB 127612) i PZ2-K-25 (o numerze fabrycznym BO 20015). Przebiegi ciśnień rejestrowano dla każdej długości i średnicy dyszki suwaka zaworu przelewowego. Każdy z pomiarów powtarzano czterokrotnie.

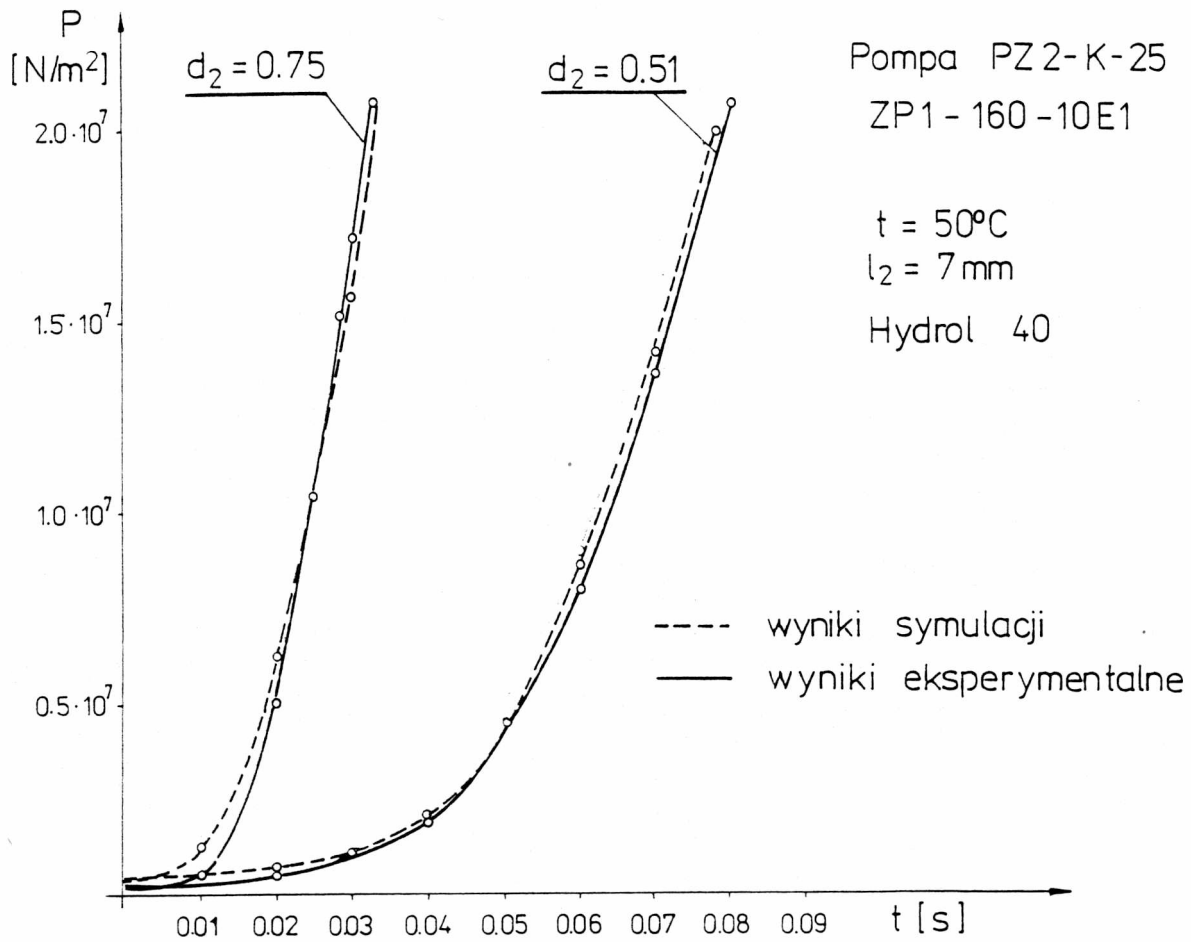


Rys.6.1. Przebiegi ciśnień

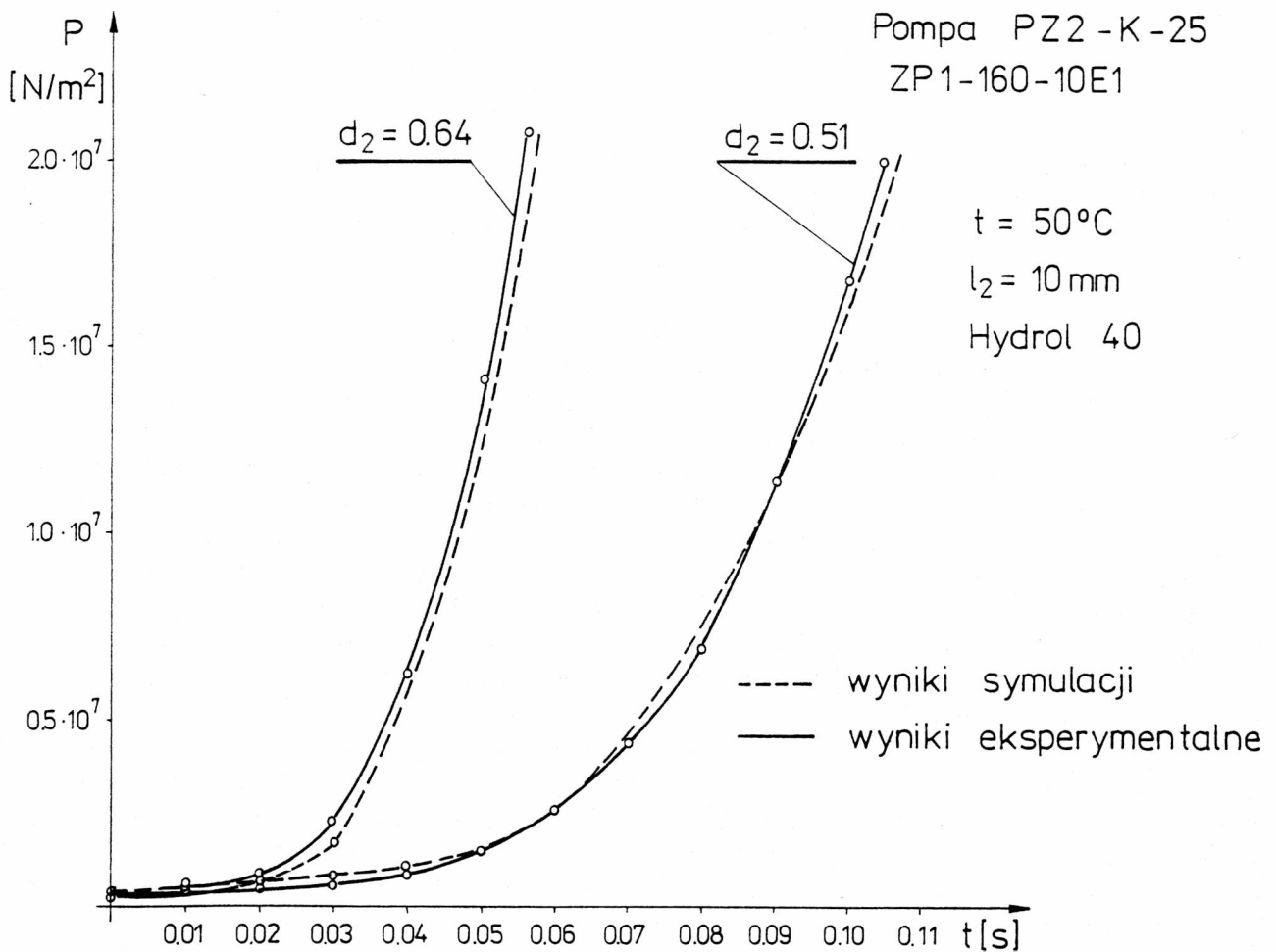




Rys.6.3. Przebiegi ciśnień

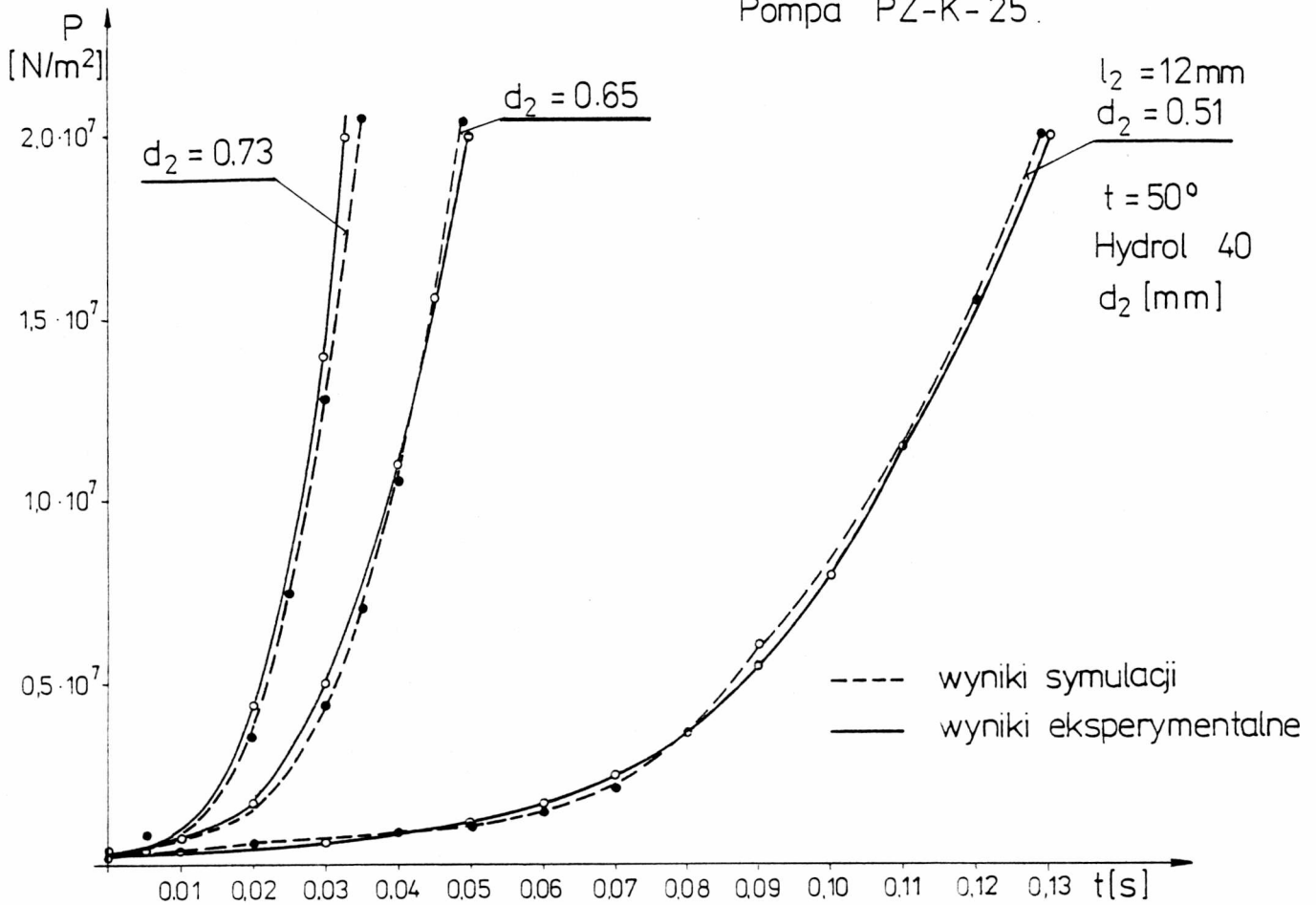


Rys.6.4. Przebiegi ciśnienia



Rys.6.5. Przebiegi ciśnienia

Pompa PZ-K-25.



Rys.6.6. Przebiegi ciśnień

6.3. Wyniki pomiarów i wnioski

Na rysunkach 6.1÷6.6 przedstawiono wyniki pomiarów przebiegów ciśnienia p uzyskanych na stoisku doświadczalnym. Zestawiono je z wynikami dodatkowo przeprowadzonych badań symulacyjnych modelu matematycznego, w którym uwzględniono rzeczywiste wymiary dyszek (tabela 6.1).

Analiza wyników wykazała niewielkie rozbieżności pomiędzy wynikami uzyskanymi za pomocą symulacji komputerowej oraz eksperymentalnymi. Dotyczy to w głównej mierze przebiegów ciśnienia przedstawionych na rys.6.1 oraz na rys.6.2 (dla średnicy dyszki $d_2 = 0,64$ mm).

Przyczyna rozbieżności leży w błędach wykonawczych dyszek. Do najistotniejszych z nich należały:

- w części wykonanych dyszek nie było zachowanej równoległości osi otworu do tworzącej walca dyszki;
- krawędzie wlotowe dyszek o średnicach $d_2 = 0,75; 0,63; 0,64; 0,51$ były sfazowane.

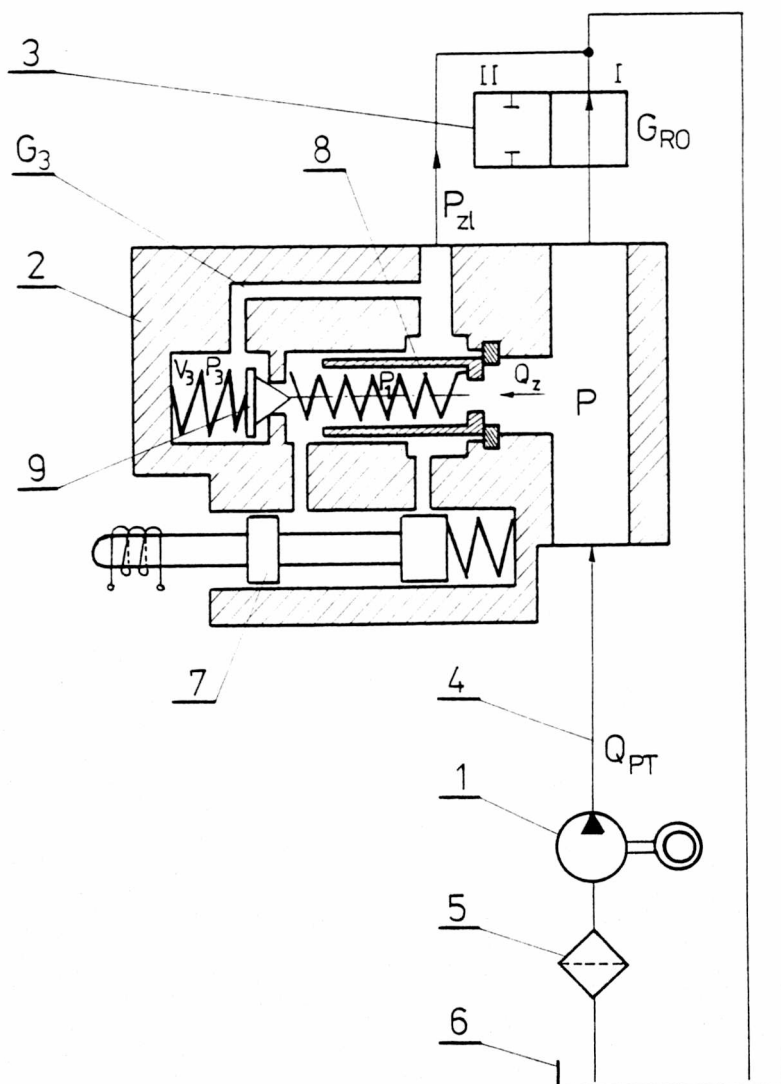
Tych błędów wykonania dyszek nie uwzględniono w modelu matematycznym (zakładano między innymi proste krawędzie wlotowe). Spowodowane przez nie odchylenia w przebiegach ciśnienia p nie są jednak istotne dla realizacji celu pracy.

Na podstawie uzyskanych wyników można wysunąć następujące wnioski:

1. Badania doświadczalne potwierdziły jakościowo i ilościowo symulacyjne przebiegi ciśnienia, a tym samym i szybkości przyrostu ciśnienia, uzyskane dla różnych geometrii dyszek suwaka zaworu przelewowego.
2. Na zmianę szybkości przyrostu ciśnienia w sposób istotny wpływa zmiana średnicy dyszki d_2 , długości dyszki l_2 oraz wydajność zainstalowanej pompy.
3. Badania potwierdziły poprawność uściślonych założeń upraszczających przyjętych przy układaniu modelu matematycznego w rozdziałach 2 i 4.

7. MODEL MATEMATYCZNY I PROGRAM SYMULACYJNY PROCESU OTWIERANIA SUWAKA ZAWORU PRZELEWOWEGO

Zawory przelewowe typu ZPE wykonywane są w dwóch wersjach. Pierwsza wersja została przeanalizowana w poprzednich rozdziałach pracy. W drugiej sprzężony z elektromagnesem suwak rozdzielczy odwrócony jest o 180° , rys.7.1.



Rys.7.1.

Schemat badanego układu hydraulicznego

1 - pompa, 2 - zawór przelewowy, 3 - rozdzielacz odcinający, 4 - rurociąg tłoczny, 5 - filtr, 6 - zbiornik, 7 - suwak elektromagnesu, 8 - suwak zaworu, 9 - grzybek zaworu

W tym przypadku zawór działa tak jak zawór przelewowy, a włączenie elektromagnesu powoduje przesunięcie suwaka rozdzielczego 7 w prawo i rozładowanie instalacji.

W układzie (rys.7.1) znajduje się rozdzielacz 3, którego zadaniem jest odcięcie przepływu cieczy do zbiornika 6, co powoduje wzrost ciśnienia w układzie do wartości na którą ustawiony jest zawór przelewowy. W niniejszym rozdziale zostanie wykonana analiza tego stanu pracy zaworu przelewowego

Zostanie przebadany wpływ różnych czynników na szybkość przyrostu ciśnienia, co stworzy podstawę do racjonalnego wyboru parametrów konstrukcyjnych.

W tym celu ułożono model matematyczny zaworu przelewowego pracującego w układzie, dobrano współczynniki równań, wykonano badania symulacyjne i przeanalizowano wyniki.

7.1. Model matematyczny układu hydraulicznego

Przy układaniu modelu matematycznego przyjęto następujące założenia upraszczające:

- pominięto przecieki rozdzielacza odcinającego,
- czas przesterowania rozdzielacza odcinającego jest równy $t = 0,025 \div 0,035$ s, zgodnie z [11],
- przewodność okna rozdzielacza jest funkcją liniową,
- obowiązują założenia przedstawione w rozdziale 2.2 i 4.1 niniejszej pracy.

Na podstawie schematu układu hydraulicznego przedstawionego na rys.7.1 oraz założeń upraszczających sformułowano następujące równania:

- równanie sił działających na suwak zaworu przelewowego

$$\left. \begin{aligned} \rho \frac{Q_u^2}{A_1} + pA_1 &= p_1A_2 + c_1 + k_1x + (m_s + \frac{1}{3}m_{sp}) \frac{d^2x}{dt^2} + f \frac{dx}{dt} + \rho \frac{Q_u^2}{A_u} \cos \theta \\ \text{dla } x \leq 0; \quad \frac{dx}{dt} &= 0; \quad \frac{d^2x}{dt^2} = 0 \\ \text{dla } x \geq x_{gr}; \quad \frac{dx}{dt} &= 0; \quad \frac{d^2x}{dt^2} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (7.1)$$

warunek początkowy

$$\frac{dx}{dt}(t=0) = 0; \quad x(t=0) = 0,$$

równanie 7.1. posiada inne warunki początkowe niż równanie (4.1).

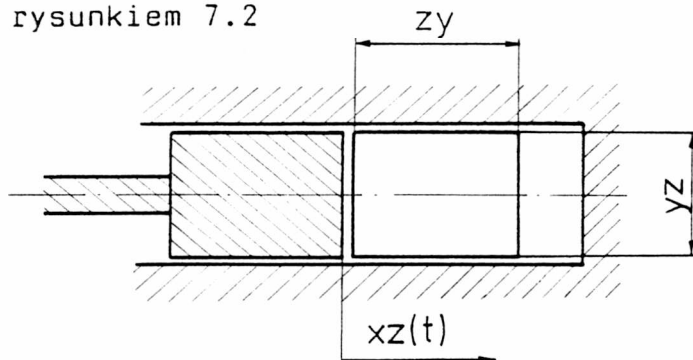
- równanie przepływu

$$\left. \begin{aligned} Q_p &= Q_{pT} - G_p p - Q_z - G_{R0} \sqrt{|(p-p_{z1})|} \operatorname{sign}(p-p_{z1}) \\ \text{dla } zy - xz &\leq 0 \quad G_{R0} = 0 \\ zy - xz &> 0; \quad G_{R0} = 0,62 \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot yz \cdot (zy-xz) \end{aligned} \right\} \quad (7.2)$$

gdzie:

yz - wysokość okna rozdzielacza odcinającego,
 zy - szerokość okna rozdzielacza odcinającego,
 $xz(t) = l \cdot t$

zgodnie z rysunkiem 7.2



Rys.7.2. Okno rozdzielacza

Równanie 7.2 odzwierciedla proces zamykania okna rozdzielacza odcinającego.

Pozostałe równania sił oraz przepływu dla suwaka i grzybka zaworu są identyczne z równaniami (4.2÷4.35) przedstawionymi w rozdziale 4.2.

Wyjątkiem jest równanie sił działających na suwak rozdzielczy przystawki elektromagnesu (36). Pominęto je ponieważ suwak rozdzielczy opiera się na obudowie elektromagnesu, a więc siła $F_{IE}=0$.

7.2. Program symulacyjny dla modelu matematycznego

7.2.1. Opis programu

Program ten jest adaptacją istniejącego programu NAROST w którym uwzględniono dodatkowo równania 7.1 i 7.2.

W pierwszym obszarze ograniczonym nawiasami INITIAL oraz END zapisane są instrukcje, przy pomocy których wyznacza się współczynniki równań (4.2-4.35 i 7.1, 7.2).

W obszarze drugim ograniczonym nawiasami DYNAMIC i END rozwiązywany jest dany układ równań.

Równanie sił działających na suwak (7.1) zapisane jest w instrukcji MACRO SUW. Zmianie ulega jedynie instrukcja X w której zapisano nowy warunek początkowy $XWP = \emptyset$.

Równanie przepływu (7.2) zapisane jest w instrukcji MACRO QP, natomiast człon równania (7.2) opisującego przewodność rozdzielacza odcinającego jest rozwiązywany instrukcją MACRO GROZ. Instrukcja XZ pozwala zmieniać czas zamykania okna rozdzielacza.

W instrukcjach rozwiązujących równanie sił działających na suwak rozdzielczy przystawki (4.3) zmieniono warunek początkowy $Z_{ogr} = \emptyset$, oraz warunek w instrukcji sterującej $X1(\emptyset(WY=\emptyset))$ zerujący siłę pochodzącą od elektromagnesu.

Pozostałe instrukcje pozostawiono bez zmian.

7.2.2. Postać i sposób przygotowania danych do programu

Wartości liczbowe danych należy wyperforować na kartach w ściśle określonych kolumnach w postaci liczb całkowitych, rzeczywistych lub zmiennoprzecinkowych - oddzielonych przecinkiem i wypełnionych w następujący sposób:

I - karta rozpoczyna się dyrektywą DATA, która służy do wprowadzania wartości dowolnych zmiennych i danych występujących w programie. Dyrektywę tę pisze się w kolumnach 7-10 po której następuje otwarcie nawiasu. Dalej karta zawiera pięć, oddzielonych przecinkami, liczb oznaczających: maksymalne otwarcie suwaka X_{ogr} , liczbę π , średnicę d_3 , kąt rozwarcia grzybka α , ciśnienie na linii zlewowej układu p_z .

- II - karta ta rozpoczyna się znakiem X informującym o kontynuacji danych. Zapisany jest on w 6 kolumnie. Dalej karta zawiera 4 liczby reprezentujące: pojemność V , warunek początkowy z , szerokość okna rozdzielacza zy , wysokość okna rozdzielacza odcinającego yz . Liczby te muszą być oddzielone przecinkiem.
- III - karta ta zawiera pięć liczb oddzielonych przecinkami. Są one wartościami: średnicy dyszy suwaka d_2 , długości dyszy suwaka l_2 , pojemności V_3 , powierzchni podstawy grzybka A_4 , przewodności przewodu drenażowego G_3 .
- IV - karta zawiera wartości współczynników z_1, z_2, z_3, z_4, sk , gęstość cieczy ρ oraz odwrotność wartości luzu pomiędzy parą suwakową $1/l_2$. Wartości liczbowe tych współczynników muszą być oddzielone przecinkiem.
- V - karta zawiera wartości: współczynnika lepkości kinematycznej ν , średnice d_5 oraz długość l_3 dyszki pierwszego stopnia zaworu. Wartości liczbowe wymienionych danych muszą być oddzielone przecinkiem.
- VI - karta zawiera następujące wartości: modułu ściśliwości cieczy B , napięcia wstępnego sprężyny suwaka c_1 , sztywności sprężyny k_1 oraz wartość warunku początkowego X_{wp} .
- VII - karta zawiera cztery liczby oddzielone przecinkiem. Są one wartościami: maksymalnego odchylenia grzybka y_{ogr} , warunku początkowego p_{wp} , warunku początkowego Q_{zw} oraz Q_{uw} .
- VIII - karta ta zawiera wartości następujących współczynników: maksymalnego odchylenia suwaka sterującego Z_{ogr} , maksymalnego efektywnego przesunięcia suwaka zaworu X_{gr} i pojemności V_1 . Wartości tych współczynników oddzielone są przecinkami, natomiast po wartości pojemności V_1 występuje znak zamknięcia nawiasu informujący o zakończeniu wczytywania danych.

7.2.3. Instrukcje opisujące

Aby uzyskać wyniki obliczeń należy w programie umieścić następujące instrukcje opisujące:

- a) TMAX - informacje o czasie wykonywania obliczeń,
- b) TSTEP - informację o przyjętym kroku całkowania,
- c) NSTEPS - drukuje zmienne co n-ty krok całkowania,
- d) PRINT - organizuje wydruk wartości zmiennych,

Program zakończony jest nawiasami słownymi GO oraz STOP DIANA.

7.2.4. Przykład danych do obliczeń wraz z instrukcjami opisującymi przedstawiono w tabeli 7.1

7.2.5. Wymagany zestaw EMC

Do obliczeń wymagany jest następujący zestaw urządzeń:

- maszyna cyfrowa R-32,
- czytnik kart,
- drukarka,
- 2 jednostki dyskowe.

7.3. Cel i zakres badań symulacyjnych

Badania symulacyjne modelu matematycznego procesu otwierania zaworu miały na celu określenie wpływu wybranych parametrów na szybkość przyrostu ciśnienia w układzie hydraulicznym. Schemat układu na rys.7.1 zawiera zawór przelewowy znajdujący się w procesie otwierania tzn., że dla czasu $t=0$ ciecz przez zawór przelewowy i rozdzielacz kierowana jest do zbiornika oleju. Suwak zaworu znajduje się w skrajnym prawym położeniu - opiera się o pierścień osadczy. Grzybek zaworu oparty jest o gniazdo zaworowe. Z chwilą przesterowania rozdzielacza 3 w położenie II następuje wzrost ciśnienia p do ciśnienia otwarcia grzybka zaworu. Wtedy grzybek zaworu unosi się i umożliwia wypływ cieczy z komory suwaka do linii zlewowej. Powstaje przy tym spadek ciśnienia $p-p_1$, który powoduje przesunięcie suwaka 8 i przepływ cieczy roboczej bezpośrednio do linii zlewowej.

Tabela 7.1.

OŚRODEK INFORMATYKI URZĘDU WOJEWÓDZKIEGO										COBOL ALGOL FORTRAN		NAZWA						WYKONANIE			SPRAWDZIE			NR PORZ. FORM.	SEGM. PROG.	NR JP		NR ARK.																		
NAZWIŚKO						PODPIS		DATA		NAZWIŚKO			PODPIS		DATA		NR FOTY		LICZ. ARK.																											
1	6	7	8	11	12	16	20	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	64		68	72	73	75	76	78	80																				
T MAX(0.06)																																														
T STEP(0.0001)																																														
N STEPS(20)																																														
DATA(XGR=0.018, P1=3.1416, D3=0.04, VAA=1.04719, PZ=2.3E5,																																														
XV=5.584E-5, WK=0.035, YZ=1.2832E-3,																																														
XZD=0.0007, ZL=0.002, V3=1.0E-5, A3=0.0013, G3=0.28E-6,																																														
XZ1=40, Z2=120, XZ3=1.0472, Z4=1.3963, SK=0.0044, RO=0.001, SLUZ=1.43E5,																																														
XWW1=45.5E-6, ZD1=0, ZL1=0.014,																																														
XB1A=1.2E9, C1=6.55, SK1=3.02E3, XWP=0.0,																																														
XYOGR=0.813, PMP=3.64E5, PZW=4.805E-4, QUW=4.8E-4,																																														
XZOGR=0.0, XGR=0.00584, V1=6.08E-6,																																														
PRINT(P, P1, X1, Y1, G1, G61, DPA)																																														
GO																																														
STOP DIAMA																																														

Z analizy procesu otwierania suwaka wynika, że średnica d_2 i długość l_2 dyszki, które mają tak silny wpływ na szybkość przyrostu ciśnienia w układzie w procesie zamykania suwaka zaworu, w tym przypadku nie wpływają na dp/dt . Dzieje się tak, ponieważ w czasie wzrostu wartości ciśnienia suwak zaworu znajduje się w spoczynku i zmienia swoje położenie dopiero gdy ciśnienie p osiągnie wartość nastawioną na grzybku, a więc wtedy gdy przesunięcie suwaka nie ma już wpływu na szybkość przyrostu ciśnienia, tylko na jego przeregulowanie.

Do parametrów, które mają wpływ na szybkość przyrostu ciśnienia, należy podobnie jak poprzednio pojemność V . Potwierdzają to badania W.P. Lenevica [30], A. Serwacha [42 i 43] i A. Storra [44] oraz wyniki przedstawione w rozdziale 5 niniejszej pracy.

Innym wpływowym parametrem może być czas przesterowania rozdzielacza 3.

Aby to sprawdzić wykonano badania symulacyjne pracy układu dla różnych czasów przesterowania rozdzielacza odcinającego 3 - $t_1=0,025s$; $t_1=0,035s$; $t_1=0,05s$.

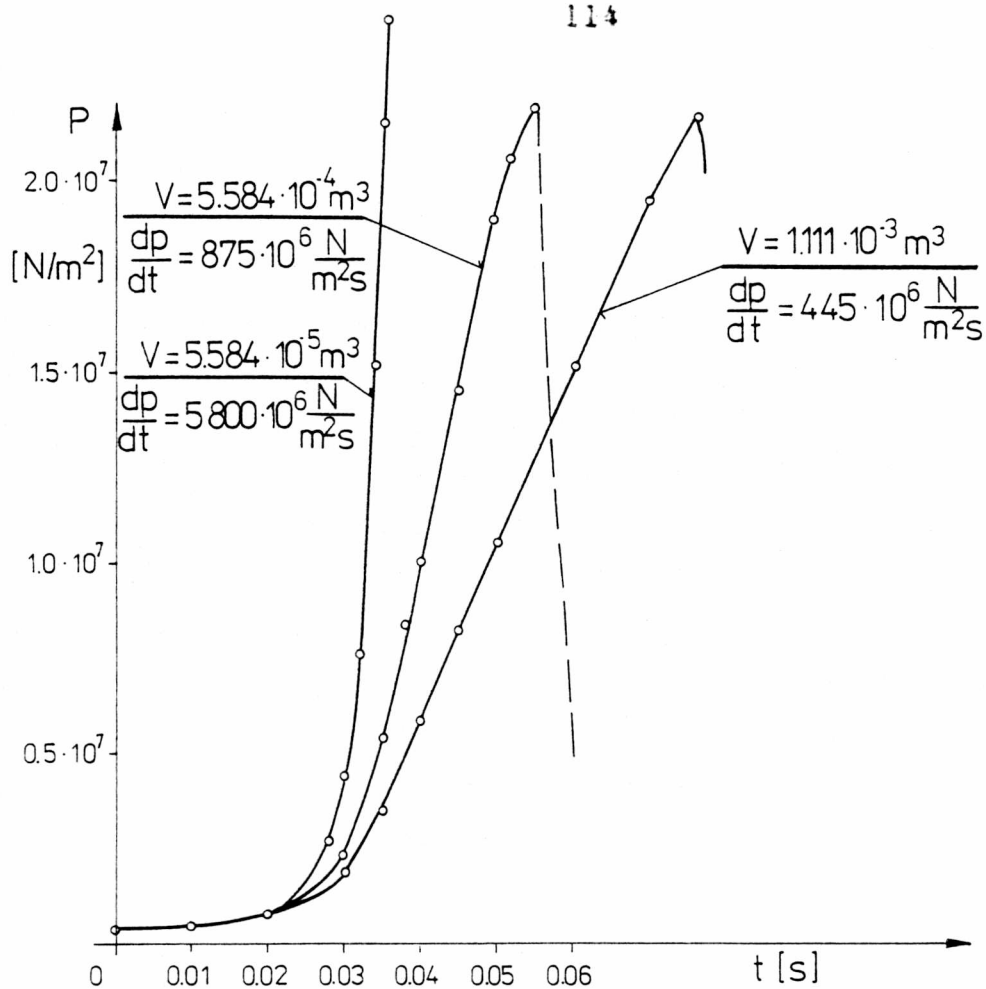
Ponadto badaniami objęto także wpływ pojemności V na dp/dt . Wykonano symulację dla następujących wartości V : $V=5,584 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$; $V=5,584 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$; $V=1,111 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$.

Przyjęto, że układ zasilany jest pompą typu PZ2-k-25.

7.4. Wyniki badań symulacyjnych

Na rysunku 7.3 przedstawiono przebiegi przejściowe ciśnienia przy różnych pojemnościach rurociągu łączącego pompę z zaworem.

Wpływ zmiany pojemności V jest wyraźny. Wzrost pojemności powoduje wydłużenie czasu po którym ciśnienie p osiąga wartość maksymalną. Zmniejsza się także w sposób istotny przyrost ciśnienia dp/dt .



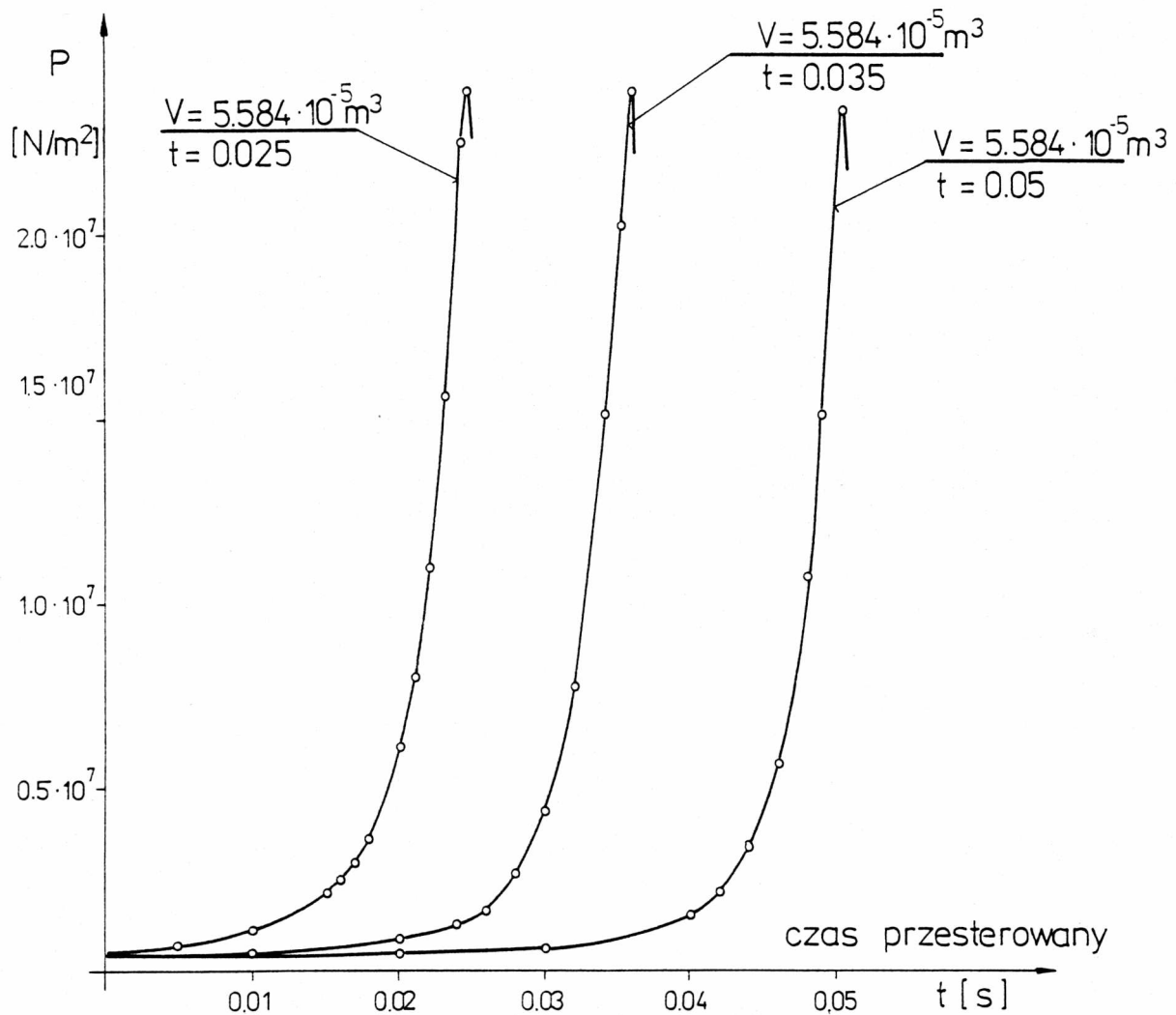
Rys.7.3. Wpływ pojemności na przebieg ciśnienia

Na rys.7.4 przedstawiono wpływ czasu przesterowania rozdzielacza odcinającego na przebieg ciśnienia p w układzie.

Zmiana czasu przesterowania wpływa w sposób istotny na czas, po którym ciśnienie osiąga wartość maksymalną. Jednak nie wpływa w sposób wyraźny na szybkość przyrostu ciśnienia.

Niewątpliwie w tym przypadku na wyniki w pewien sposób zaciążyło przyjęcie założenia, że przewodność rozdzielacza odcinającego zmienia się w sposób liniowy, jak również mała wartość pojemności V .

Nie zmienia to jednak faktu, że czas przesterowania rozdzielacza odcinającego nie ma takiego wpływu na szybkość przyrostu ciśnienia w układzie jak zmiana pojemności V .



Rys.7.4. Wpływ czasu przesterowania rozdzielacza odcinającego na przebieg ciśnienia

7.5. Wnioski wynikające z badań symulacyjnych

Dzięki badaniom symulacyjnym można było określić ilościowo wpływ czasu przesterowania rozdzielacza i pojemności V na przebieg ciśnienia p .

Z przeprowadzonych badań wynikają następujące wnioski:

1. Czas przesterowania rozdzielacza nie ma wpływu na szybkość przyrostu ciśnienia.

2. Pojemność układu hydraulicznego ma silny wpływ na szybkość przyrostu ciśnienia.
3. Dwudziestokrotne powiększenie pojemności układu hydraulicznego powoduje trzynastokrotne zmniejszenie szybkości przyrostu ciśnienia.

$$\text{I tak dla } V = 5,584 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 - \frac{dp}{dt} = 5800 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2 \text{s}} ;$$

$$\text{natomiast dla } V = 1,111 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 - \frac{dp}{dt} = 445 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2 \text{s}} .$$

4. Dwukrotne wydłużenie czasu przesterowania rozdzielacza powoduje dwukrotne zwiększenie czasu, po którym ciśnienie p osiąga wartość maksymalną.

8. PODSUMOWANIE

8.1. Wnioski

Celem pracy było określenie wpływu wybranych parametrów układu i wielkości konstrukcyjnych zaworu przelewowego na szybkość przyrostu ciśnienia w układzie hydraulicznym.

W wyniku przeprowadzonych badań doświadczalnych i symulacyjnych zostały uzasadnione tezy pracy przedstawione w rozdziale 1.3.

W szczególności, wykonane w pracy badania wykazały, że:

1. Dwustopniowy zawór przelewowy typu ZPE, oprócz swej podstawowej funkcji jaką jest regulacja ciśnienia, może również zmieniać szybkość przyrostu ciśnienia w układzie hydraulicznym poprzez zmianę niektórych wielkości konstrukcyjnych.
2. Wielkości konstrukcyjne zaworu takie jak:
 - przewodność dyszy suwaka zaworu (średnica dyszy d_2 oraz jej długość l_2);
 - charakterystyka przewodności pierwszego stopnia zaworu;
 wpływają w istotny sposób na szybkość przyrostu ciśnienia (np. zmniejszenie średnicy dyszy suwaka d_2 z 0,0007 m do 0,0005 m powoduje zmniejszenie dp/dt z $841 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2/\text{s}$ do $344 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2/\text{s}$, jest więc to sposób bardzo efektywny).
3. Istotny wpływ na szybkość przyrostu ciśnienia ma również pojemność układu V .
4. Inne parametry i wielkości konstrukcyjne zaworu przelewowego takie jak:
 - objętość V_1 zawarta między suwakiem a grzybkiem zaworu,
 - stała sprężyny suwaka zaworu k_1 ,
 - moduł ściśliwości cieczy B
 mają drugorzędny wpływ na szybkość przyrostu ciśnienia.
5. W procesie otwierania się suwaka zaworu jedynym parametrem, który ma istotny wpływ na szybkość przyrostu ciśnienia jest pojemność układu hydraulicznego.

Oдноśnie matematycznego modelowania i komputerowej symulacji układów hydraulicznych stwierdzono co następuje:

1. W trakcie układania, badania i weryfikacji modelu matematycznego należy wielokrotnie sprawdzić adekwatność modelu i weryfikować założenia upraszczające.
2. Zastosowana w pracy metodologia postępowania, tzn.:
 - ułożenie modelu matematycznego,
 - weryfikacja modelu,
 - statystyczny dowód braku podstaw do odrzucenia modelu,
 - badania symulacyjne
 umożliwia znaczną redukcję kosztów badań doświadczalnych.
3. Przedstawiony w pracy program symulacyjny umożliwia właściwy dobór niektórych wielkości konstrukcyjnych zaworu przelewowego i pojemności układu hydraulicznego dla zadanej wartości szybkości przyrostu ciśnienia.
4. Statystyczne sprawdzenie adekwatności wyników wykazało, że nie ma podstaw do odrzucenia modelu matematycznego.

8.2. Kierunki ewentualnych dalszych badań

W trakcie realizacji tematu wyłoniły się pewne zagadnienia, których rozwiązanie byłoby celowe dla dalszego wyjaśnienia zjawisk występujących w układach hydraulicznych i zaworach w procesie ich obciążania. Do najważniejszych z nich należą:

1. Uwzględnienie przecieków pomiędzy suwakiem zaworu a oknem przelewowym w momencie, gdy mamy do czynienia z dodatnim przykryciem suwaka.
2. Zagadnienie odchylenia strugi przy przepływie cieczy przez suwak i grzybek zaworu, szczególnie w warunkach przepływu powrotnego.
3. Potrzeba doskonalenia metod modelowania złożonych układów, a w szczególności wybór metod całkowania przydatnych do rozwiązywania sztywnych układów.

Interesujące byłoby również zbadanie wpływu niektórych innych elementów układów hydraulicznych na szybkość przyrostu ciśnienia, np. ustalenie czasu przesterowania tarczy wychylnej pompy wielotłoczkowej, rozdzielaczy itp.

Jakkolwiek symulacja komputerowa zastępuje w dużym zakresie badania doświadczalne, to jednak nie może ich całkowicie wyeliminować. Uzyskanie wiarygodnych wartości współczynników przepływu sił hydrodynamicznych, oporów hydraulicznych, itp. wymaga przeprowadzenia precyzyjnych i obszernych pomiarów rzeczywistych elementów i układów hydraulicznych.

LITERATURA

- [1] E.I. Abramow, K.A. Kolesniczenko, W.T. Masłow: Elementy gidro-
priwoda. Izd. Technika, Kijów, 1969.
- [2] Backé. W.: Zur Klarung des Verhaltes von Überdruckten ven
tilen. Industrie - Anzeiger. Nr 98/1964.
- [3] Baszta T.M.: Hydraulika w budowie maszyn. Poradnik WNT,
Warszawa, 1966.
- [4] Baszta T.M.: Urządzenia hydrauliczne. Konstrukcja i oblicze-
nia. WNT, Warszawa, 1967.
- [5] Bašta. T.M.; Zajčenko I.Z.; Jermakov V.V.; Chajmović E.M.:
Obemnyje gidravličeskie privody. Mašinostroenie. Moskwa,
1969.
- [6] Bašta. T.M.: Obemnyje nasosy i gidravličeskie dvigateli
gidrosistem. Mašinostroenie, Moskwa, 1974.
- [7] Blackburn J.F.; Reethot G., Shearer L.L.: Fluid Power
Control. MIT Press, 1966.
- [8] Bronsztejn I.N., Siemiendajev K.A.: Matematyka Poradnik
encyklopedyczny. PWN, Warszawa, 1968.
- [9] Butko W.S., Pogodajev F.G.: O dinamicziskoj ustojczivosti
pierielivnych kłapanov o uciotom inercionych sił potoka.
Gidroprivod i Gidropniewnoautomatika. Nr 6/1970 Izdatielstwo
Tiechnika-Kijew, 1970.
- [10] Cannon jr.R.H.: Dynamika układów fizycznych. WNT, Warszawa,
1973.
- [11] Chrobot M., Kaliński Z., Wieczorek K.: Symulacja komputerowa
własności dynamicznych elementów i układów hydraulicznych
- Część I. SiNH nr 2/1981.
- [12] Chrostowski H., Rohatyński R.: Badanie nieliniowych drgań
zaworu wzniosowego za pomocą analogowej maszyny matematycznej.
Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn
Politechniki Wrocławskiej Nr 25/1974.
- [13] Coombs C.H., Dawes R.M., Tversky A.: Wprowadzenie do psycholo-
gii matematycznej. PWN, Warszawa, 1977.

- [14] Domagała Z., Pietrzykowski Z.: Badanie własności dynamicznych układu hydraulicznego kafara. Przegląd Mechaniczny nr 20/1976.
- [15] Eland R.: Statystyka matematyczna w zastosowaniu do doświadczeń rolniczego. PWN, 1964.
- [16] Gavrilenko B.A., Minin B.A., Rozdestvenskij S.N.: Gidravličeskij privod. Mašinostroenie, Moskwa, 1968.
- [17] Green W.L.: A systematic approach to designing poppet relief valves. Hydraulics and Pneumatics, July 1969.
- [18] Green W.L.: Designing a flow - compensated poppet valve-analytically. Hydraulics and Pneumatics, October 1970.
- [19] Guillon M.: Teoria i obliczanie układów hydraulicznych. WNT, Warszawa 1967.
- [20] Greń J.: Statystyka matematyczna modele i zadania. PWN, Warszawa 1976.
- [21] Gurban W.J.: Czastotnyj - metody issliedowanijsja kłapanow. Gidropriwod i Gidropniewnoawtomatika. Nr 4 Izdatielstwo Technika, Kijew 1970.
- [22] Hohłow W.A., Prokofew W.H., Brisowa N.A., Gusakov W.I., Čupkin W.M.: Elektrogidrawličeskie ślediašie sistemy. Izdatielstwo Mašinostroenie, Moskwa 1971.
- [23] Jarząbek J.: Systemy symulacji procesów ciągłych "DIANA" Zakład Projektowania Systemów Sterowania. Katowice.
- [24] Kochenburger R.J.: Modelowanie układów dynamicznych przy użyciu maszyn matematycznych. WNT, Warszawa 1975.
- [25] Kondratieva T.F.: Priedochranitielnyje kłapany. Mašinostroenie, 1976.
- [26] Krassov J.M.: Gidravličeskie elementy sistem avtomatičeskogo regulirovanija. Masgiz, Moskwa 1963.
- [27] Kudźma Z., Otremba J.: Częstość drgań własnych prostych zaworów przelewowych. Przegląd Mechaniczny. Nr 13/1976.
- [28] Kudźma Z.: Wpływ ukształtowania układu grzybek-gniazdo na własności statyczne i dynamiczne zaworów maksymalnych. Rozprawa doktorska. Wrocław 1980.
- [29] Lipski J.: Napędy i sterowania hydrauliczne. WKiŁ, Warszawa 1977.
- [30] Lenewiĉ W.P., Goroško W.F.: Rasĉet i modelirovanie gidroprivodov stankov s primienieniem EWM. Izdatielstwo Wyšejšaja Škoła, 1981.

- [31] Mańczak K.: Technika planowania eksperymentu. WNT, Warszawa 1976.
- [32] Martin F.: Wstęp do modelowania cyfrowego. PWN, Warszawa 1976.
- [33] Merritt H.E.: Hydraulic control systems. John Wiley i Sons, Inc. New York 1967.
- [34] Morawski J., Rucz A., Wiklik K.: Hybrydowe modelowanie drgań zaworów hydraulicznych. Prace Instytutu Lotnictwa, Nr 55/1973.
- [35] Mc Cloy D.: Compensation of steady state flow forces in valves. Hydraulic Pneumatic Power, March 1969.
- [36] Osiecki A.: Napęd i sterowanie hydrauliczne Maszyn, Obliczanie i układy. Pol. Gdańska 1984.
- [37] Pachelski W.: Fortran IV dla maszyn jednolitego systemu. WNT, Warszawa 1981.
- [38] Pizoń A.: Projektowanie hydraulicznych i elektrohydraulicznych układów automatycznego sterowania. Kraków 1983.
- [39] Pizoń A.: Hydrauliczne i elektrohydrauliczne układy sterowania i regulacji. WNT, Warszawa 1987.
- [40] Rohatyński R.: Tłumienie tętnień ciśnienia w układach hydraulicznych z pompami wyporowymi. Zeszyty Naukowe Politechniki Wrocławskiej, Energetyka IX, Wrocław 1968.
- [41] Serwach A., Zwolak E.: Analiza hydraulicznego zasilacza stałociśnieniowego z zaworem przelewowym. Prace IV Krajowej Konferencji Automatyki, Tom IV, czerwiec 1967.
- [42] Serwach A.: Analiza stabilności zaworów przelewowych. Prace Instytutu Lotnictwa, Nr 38/1969.
- [43] Serwach A.: Wykorzystanie maszyn matematycznych przy projektowaniu układów hydraulicznych. Przegląd Mechaniczny, Nr 5/1970.
- [44] Storr A.: Beitrag zur Klärung des dynamischen Verhaltens vorgesteuerter, ölhydraulischer Druckregelventile. Praca doktorska, Stuttgart 1967.
- [45] Stryczek St.: Napęd hydrostatyczny. WNT, Warszawa 1984.
- [46] Ševčenko W.C., Bether W.N., Łapotko O.P.: Dołgowečnost gidravličeskogo oborudovania stankov. Izdatielstwo "Nauka i Tehnika" Minsk 1973.

- [47] Szűcs E.: Modelowanie matematyczne w fizyce i technice. WNT, Warszawa 1977.
- [48] Szydelski Zb.: Napęd i sterowanie hydrauliczne w pojazdach i samojezdnym maszynach roboczych. WNT, Warszawa 1980.
- [49] Takahashi Y., Rabins M.J., Auslander D.M.: Sterowanie i systemy dynamiczne. WNT, Warszawa 1976.
- [50] Tomasiak E.: Wpływ niektórych parametrów konstrukcyjnych na charakterystyki dynamiczne typowych zaworów przelewowych. Praca doktorska, Politechnika Śląska 1973.
- [51] Tomasiak E.: Model matematyczny zaworu przelewowego w świetle badań przebiegów analogowych i rzeczywistych. Mechanika Teoretyczna i Stosowana. Nr 4/1974.
- [52] Tomasiak E.: Charakterystyki dynamiczne zaworów przelewowych. Przegląd Mechaniczny Nr 1/1975.
- [53] Tomczyk J.: Wpływ przebiegu zmienności ciśnienia na dynamikę rozruchu układu z napędem hydrostatycznym o stałym wydatku. Praca doktorska. Łódź 1978.
- [54] Troskolański A.T.: Hydromechanika. WNT, Warszawa 1969.
- [55] Volk W.: Statystyka stosowana dla inżynierów. WNT, Warszawa 1973.

Statystyczna analiza wyników otrzymanych na podstawie eksperymentu i badań symulacyjnych dotyczy drugiego obszaru przebiegu ciśnienia (rys. 4.7) tj. obszaru w którym występuje przyrost ciśnienia. Zauważono, że w tym obszarze przebieg przyrostu ciśnienia można aproksymować prostą. Porównując dwie metody tj. eksperymentalną i symulacyjną można na podstawie jednej z nich oszacować drugą [15]. W czasie porównywania nie zakładano, że jedna z metod jest dokładniejsza.

Analizę statystyczną przeprowadzono dwoma etapami.

1. Wyznaczono oszacowany współczynnik korelacji.
 2. Przeprowadzono testowanie hipotezy o równoległości prostych oraz hipotezy, że proste regresji nie różnią się przesunięciami.
- Analiza statystyczna wyników miała na celu udowodnienie, że nie można odrzucić przyjętego modelu matematycznego.

Wyznaczenie oszacowanego współczynnika korelacji.

Wartość oszacowanego współczynnika korelacji określa się ze wzoru

$$r = \frac{\sum_{i=1}^{r_i} (p_{ij} - \bar{p}_i)(p_{ij} - \bar{p}_i)}{\sqrt{\sum_{j=1}^{r_k} (p_{ij} - \bar{p}_i)^2} \sqrt{\sum_{j=1}^{r_i} (p_{ij} - \bar{p}_i)^2}} \quad (9.1)$$

gdzie: $i = 1, 2, \dots, k$

k - liczba porównywanych metod (regresji) ($k = 2$)

$i = 1$ - metoda eksperymentalna

$i = 2$ - metoda symulacyjna

$j = 1, 2, \dots, r_k$

r_k - liczba obserwacji dla prostej

$$\bar{p}_i = \frac{1}{r_k} \sum_{j=1}^{r_i} p_{ij} \quad (9.2)$$

$\bar{p}_i$ - średnia ze wszystkich obserwacji dla i -tej metody; oznacza, że sumowanie odbywa się według wskaźnika j (liczby odczytów).

W tabelach (9.1, 9.2) przedstawiono obliczenia cząstkowe służące do wyznaczenia oszacowanego współczynnika korelacji dla układów z pompą PZ2-K-25 i PZ2-K-40.

Tabela 9.1. Obliczenia cząstkowe dla układu z pompą PZ2-K-25

Nr	$t_{1j}=t_{2j}$ [s]	p_{1j} [N/m ²]	p_{2j} [N/m ²]	$p_{1j} - \bar{p}_1$ [N/m ²]	$(p_{1j} - \bar{p}_1)^2$ [N/m ²] ²	$p_{2j} - \bar{p}_2$ [N/m ²]	$(p_{2j} - \bar{p}_2)^2$ [N/m ²] ²	$(p_{1j} - \bar{p}_1)(p_{2j} - \bar{p}_2)$ [N/m ²] ²
1	0,032	$0,68 \cdot 10^7$	$0,705 \cdot 10^7$	$-6,111 \cdot 10^6$	$3,7344 \cdot 10^{13}$	$-5,6006 \cdot 10^6$	$3,1366 \cdot 10^{13}$	$3,4225 \cdot 10^{13}$
2	0,034	$0,82 \cdot 10^7$	$0,82 \cdot 10^7$	$-4,711 \cdot 10^6$	$2,2194 \cdot 10^{13}$	$-4,4506 \cdot 10^6$	$1,9807 \cdot 10^{13}$	$2,0967 \cdot 10^{13}$
3	0,035	$0,92 \cdot 10^7$	$0,88 \cdot 10^7$	$-3,711 \cdot 10^6$	$1,3772 \cdot 10^{13}$	$-3,8506 \cdot 10^6$	$1,4827 \cdot 10^{13}$	$1,429 \cdot 10^{13}$
4	0,038	$1,1 \cdot 10^7$	$1,075 \cdot 10^7$	$-1,911 \cdot 10^6$	$3,6519 \cdot 10^{12}$	$-1,9006 \cdot 10^6$	$3,6121 \cdot 10^{12}$	$3,632 \cdot 10^{12}$
5	0,04	$1,24 \cdot 10^7$	$1,21 \cdot 10^7$	$-5,11 \cdot 10^5$	$2,6112 \cdot 10^{11}$	$-5,5056 \cdot 10^6$	$3,0311 \cdot 10^{11}$	$2,8134 \cdot 10^{11}$
6	0,043	$1,48 \cdot 10^7$	$1,423 \cdot 10^7$	$1,889 \cdot 10^6$	$3,5683 \cdot 10^{12}$	$1,5794 \cdot 10^6$	$2,4946 \cdot 10^{12}$	$2,9835 \cdot 10^{12}$
7	0,045	$1,62 \cdot 10^7$	$1,577 \cdot 10^7$	$3,289 \cdot 10^6$	$1,0818 \cdot 10^{13}$	$3,1194 \cdot 10^6$	$9,7309 \cdot 10^{12}$	$1,026 \cdot 10^{13}$
8	0,047	$1,78 \cdot 10^7$	$1,73 \cdot 10^7$	$4,889 \cdot 10^6$	$2,3902 \cdot 10^{13}$	$4,6494 \cdot 10^6$	$2,1617 \cdot 10^{13}$	$2,2731 \cdot 10^{13}$
9	0,05	$1,98 \cdot 10^7$	$1,9655 \cdot 10^7$	$6,889 \cdot 10^6$	$4,7458 \cdot 10^{13}$	$7,0044 \cdot 10^6$	$4,9062 \cdot 10^{13}$	$4,8253 \cdot 10^{13}$

$$\begin{aligned} \bar{p}_1 &= 1,2911 \cdot 10^7 & \sum_{j=1}^9 (p_{1j} - \bar{p}_1)^2 &= 1,6297 \cdot 10^{14} & \sum_{j=1}^9 (p_{1j} - \bar{p}_1)(p_{2j} - \bar{p}_2) &= 1,5762 \cdot 10^{14} \\ \bar{p}_2 &= 1,2651 \cdot 10^7 & \sum_{j=1}^9 (p_{2j} - \bar{p}_2)^2 &= 1,5282 \cdot 10^{14} \end{aligned}$$

Tabela 9.2. Obliczenia cząstkowe służące do wyznaczenia oszacowanego współczynnika korelacji dla układu hydraulicznego z pompą PZ2-K-40

Nr	$t_{1j}=t_{2j}$ [s]	p_{1j} [N/m ²]	p_{2j} [N/m ²]	$p_{1j} - \bar{p}_1$ [N/m ²]	$(p_{1j} - \bar{p}_1)^2$ [N/m ²] ²	$p_{2j} - \bar{p}_2$ [N/m ²]	$(p_{2j} - \bar{p}_2)^2$ [(N/m ²) ²]	$(p_{1j} - \bar{p}_1)(p_{2j} - \bar{p}_2)$ [(N/m ²) ²]
1	0,042	$0,68 \cdot 10^7$	$0,669 \cdot 10^7$	$-6,4 \cdot 10^6$	$4,096 \cdot 10^{13}$	$-6,21 \cdot 10^6$	$3,8564 \cdot 10^{13}$	$3,9744 \cdot 10^{13}$
2	0,044	$0,80 \cdot 10^7$	$0,782 \cdot 10^7$	$-5,2 \cdot 10^6$	$2,704 \cdot 10^{13}$	$-5,08 \cdot 10^6$	$2,581 \cdot 10^{13}$	$2,6416 \cdot 10^{13}$
3	0,047	$1,0 \cdot 10^7$	$0,970 \cdot 10^7$	$-3,2 \cdot 10^6$	$1,024 \cdot 10^{13}$	$-3,2 \cdot 10^6$	$1,024 \cdot 10^{13}$	$1,024 \cdot 10^{13}$
4	0,049	$1,16 \cdot 10^7$	$1,114 \cdot 10^7$	$-1,6 \cdot 10^6$	$2,56 \cdot 10^{12}$	$-1,76 \cdot 10^6$	$3,0976 \cdot 10^{12}$	$2,816 \cdot 10^{12}$
5	0,051	$1,32 \cdot 10^7$	$1,265 \cdot 10^7$	0,0	0,0	$-2,5 \cdot 10^5$	$6,25 \cdot 10^{10}$	0,0
6	0,053	$1,48 \cdot 10^7$	$1,425 \cdot 10^7$	$1,6 \cdot 10^6$	$2,56 \cdot 10^{12}$	$1,35 \cdot 10^6$	$1,8225 \cdot 10^{12}$	$2,16 \cdot 10^{12}$
7	0,055	$1,64 \cdot 10^7$	$1,592 \cdot 10^7$	$3,2 \cdot 10^6$	$1,024 \cdot 10^{13}$	$3,02 \cdot 10^6$	$9,12 \cdot 10^{12}$	$9,664 \cdot 10^{12}$
8	0,057	$1,80 \cdot 10^7$	$1,767 \cdot 10^7$	$4,8 \cdot 10^6$	$2,304 \cdot 10^{13}$	$4,77 \cdot 10^6$	$2,2753 \cdot 10^{13}$	$2,2896 \cdot 10^{13}$
9	0,06	$2,04 \cdot 10^7$	$2,0439 \cdot 10^7$	$7,2 \cdot 10^6$	$5,184 \cdot 10^{13}$	$7,539 \cdot 10^6$	$5,6837 \cdot 10^{13}$	$5,4281 \cdot 10^{13}$

$$\bar{p}_1 = 1,32 \cdot 10^7 \quad \sum_{j=1}^9 (p_{1j} - \bar{p}_1)^2 = 1,6848 \cdot 10^{14}$$

$$\sum_{j=1}^9 (p_{1j} - \bar{p}_1)(p_{2j} - \bar{p}_2) = 1,6822 \cdot 10^{14}$$

$$\bar{p}_2 = 1,29 \cdot 10^7 \quad \sum_{j=1}^9 (p_{2j} - \bar{p}_2)^2 = 1,6831 \cdot 10^{14}$$

Oszacowany współczynnik korelacji dla układu hydraulicznego z pompą PZ2-K-25 wynosi

$$r = \frac{\sum_{j=1}^{r_k} (p_{1j} - \bar{p}_1)(p_{2j} - \bar{p}_2)}{\sqrt{\sum_{j=1}^{r_k} (p_{1j} - \bar{p}_1)^2} \sqrt{\sum_{j=1}^{r_k} (p_{2j} - \bar{p}_2)^2}} = 0,998 \quad (9.3)$$

Natomiast dla układu hydraulicznego z pompą PZ2-K-40 wartość tego współczynnika liczonego według wzoru (9.3) wynosi $r=0,9989$.

— Porównanie dwóch prostych regresji oszacowanych na podstawie eksperymentu z oszacowania na podstawie wyników uzyskanych z symulacji.

Na podstawie tego porównania można ocenić czy charakter tych prostych jest podobny [15], [20], [31].

Równania regresji liniowych mają postać

$$\begin{aligned} Y_{ex} &= \alpha_{ex} + B_{ex} \cdot x \\ Y_{MC} &= \alpha_{MC} + B_{MC} \cdot x \end{aligned} \quad (9.4)$$

W związku z tym występują w tym przypadku dwa zagadnienia

1. Czy kierunek regresji jest jednakowy tzn. czy są równoległe.

Zagadnienie to sprowadza się do sprawdzenia hipotezy H_0 :

$$B_{ex} = B_{MC}.$$

2. Jeżeli została przyjęta hipoteza, że proste są równoległe, to należy sprawdzić czy nie różnią się one odległościami tzn. sprawdza się hipotezę H_0 : $\alpha_{ex} = \alpha_{MC}$.

— Testowanie hipotezy o równoległości prostych regresji.

Suma kwadratów odchyłeń wyznaczona jest z zależności:

$$E_{tti} = \sum_{j=1}^{r_k} (t_{ij} - \bar{t}_i)^2 \quad (9.5)$$

gdzie: t_{ij} - j-ta obserwacja w i-tej metodzie,

$\bar{t}_i$ - średnia ze wszystkich obserwacji dla i-tej metody

$$\bar{t}_i = \frac{1}{r_k} \sum_{j=1}^{r_k} t_{ij} \quad (9.6)$$

stąd

$$E_{tt1} = \sum_{j=1}^{r_k} (t_{1j} - \bar{t}_1) \quad (9.7)$$

$$E_{tt2} = \sum_{j=1}^{r_k} (t_{2j} - \bar{t}_2)$$

Suma kwadratów odchyłeń poszczególnych obserwacji od wartości średnich tych obserwacji

$$E_{ppi} = \sum_{j=1}^{r_k} (p_{ij} - \bar{p}_i)^2 \quad (9.8)$$

to poszczególne sumy wyznacza się z zależności

$$E_{pp1} = \sum_{j=1}^{r_k} (p_{1j} - \bar{p}_1)^2 \quad (9.9)$$

$$E_{pp2} = \sum_{j=1}^{r_k} (p_{2j} - \bar{p}_2)^2 \quad (9.10)$$

gdzie: $r_k = 9$.

Współczynnik regresji wyznaczany jest z zależności:

$$b_i = \frac{E_{tpi}}{E_{tti}} = \frac{\sum_{j=1}^{r_k} (t_{ij} - \bar{t}_i)(p_{ij} - \bar{p}_i)}{\sum_{j=1}^{r_k} (t_{ij} - \bar{t}_i)^2} \quad (9.11)$$

to

$$b_1 = \frac{E_{tp1}}{E_{tt1}} = \frac{\sum_{j=1}^{r_k} (t_{1j} - \bar{t}_1)(p_{1j} - \bar{p}_1)}{\sum_{j=1}^{r_k} (t_{1j} - \bar{t}_1)^2} \quad (9.12)$$

$$b_2 = \frac{E_{tp2}}{E_{tt2}} = \frac{\sum_{j=1}^{r_k} (t_{2j} - \bar{t}_2)(p_{2j} - \bar{p}_2)}{\sum_{j=1}^{r_k} (t_{2j} - \bar{t}_2)^2} \quad (9.13)$$

Sumę kwadratów odchyłeń dla każdej prostej regresji wyznacza się z wzoru (9.14):

$$E_i = E_{ppi} - \frac{E_{tpi}^2}{E_{tti}} \quad (9.14)$$

stąd

$$E_1 = E_{pp1} - \frac{E_{tp1}^2}{E_{tt1}} \quad (9.15)$$

$$E_2 = E_{pp2} - \frac{E_{tp2}^2}{E_{tt2}} \quad (9.16)$$

Każdej tej sumie odpowiada $r_k - 2$ stopień swobody.

Suma wszystkich sum kwadratów odchyłeń określona jest wzorem

$$E' = E_1 + E_2 \quad (9.17)$$

Sumie tej odpowiada $(\sum_{i=1}^k r_k - 2k)$ stopni swobody.

Pozostałe sumy:

$$E_{tt} = \sum_{i=1}^k E_{tti} = E_{tt1} + E_{tt2} \quad (9.18)$$

$$E_{pp} = \sum_{i=1}^k E_{ppi} = E_{pp1} + E_{pp2} \quad (9.19)$$

$$E_{tp} = \sum_{i=1}^k E_{tpi} = E_{tp1} + E_{tp2} \quad (9.20)$$

Przyjmując, że wyznaczona prosta regresji jest jednakowa dla rozpatrywanych metod to wspólny współczynnik regresji:

$$b_w = \frac{E_{tp}}{E_{tt}} \quad (9.21)$$

Natomiast suma kwadratów odchyłeń dla błędu prostej o wspólnym współczynniku regresji

$$E = E_{pp} - \frac{E_{tp}^2}{E_{tt}} \quad (9.23)$$

o $2r_k - k - 1$ stopniach swobody.

W tabelach 9.3 i 9.4 przedstawiono obliczenia służące do wyznaczenia sum kwadratów oraz iloczynów.

Sumy te zostały zestawione i przedstawione w tabelach 9.3 i 9.4.

Hipotezę $H_0: B_{ex} = B_{MC}$ sprawdzono przy pomocy statystyki F (Fischera) - W Volk [55]

$$F = \frac{\frac{E - E'}{k - 1}}{\frac{E'}{n - 2k}} \quad (9.24)$$

która ma rozkład Fischera-Snedocora o $k-1$ i $n-2k$ stopniach swobody.

Dla układu hydraulicznego z pompą PZ2-K-25 obliczeniowa wartość statystyki $F = 2,0035$, natomiast dla układu z pompą PZ2-K-40 $F = 0,00879$.

Dla przyjętego poziomu istotności $\alpha = 0,05$ odczytana wartość statystyki z tablic [55] wynosi $f(0,05; 1; 14) = 4,60$.

Ponieważ w obu przypadkach $F < f$, tzn., że obserwowany materiał nie przeczy hipotezie zerowej H_0 .

— Testowanie hipotezy, że proste regresji nie różnią się przesunięciami. W tym przypadku testowana jest hipoteza $H_0: \alpha_{ex} = \alpha_{MC}$. Zakładając, że wszystkie obserwacje stanowią jedną próbę, wyznaczono generalną prostą regresji.

Sumy kwadratów odchyłeń wyznaczono z zależności:

$$G_{tt} = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^{r_k} (t_{ij} - \bar{t}_{..})^2 \quad (9.25)$$

gdzie:

$$\bar{t}_{..} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^{r_k} t_{ij} \quad (9.26)$$

n - liczba obserwacji we wszystkich rozpatrywanych metodach

Tabela 9.3. Niezbędne obliczenia do wyznaczenia sum kwadratów oraz iloczynów dla układu hydraulicznego z zamontowaną pompą PZ2-K-25

Nr	t_{1j}	t_{2j}	p_{1j}	p_{2j}	$p_{1j}-\bar{p}_1$	$(p_{1j}-\bar{p}_1)^2$	$p_{2j}-\bar{p}_2$	$(p_{2j}-\bar{p}_2)^2$	$(p_{1j}-\bar{p}_1)(p_{2j}-\bar{p}_2)$	$t_{1j}-\bar{t}_{1,2}$	$(t_{1j}-\bar{t}_{1,2})^2$	$(t_{1j}-\bar{t}_{1,2})(p_{1j}-\bar{p}_1)$	$(t_{2j}-\bar{t}_{2,2})(p_{2j}-\bar{p}_2)$
1	0,032	0,032	$0,68 \cdot 10^7$	$0,705 \cdot 10^7$	$-6,111 \cdot 10^6$	$3,7344 \cdot 10^{13}$	$-5,6006 \cdot 10^6$	$3,1366 \cdot 10^{13}$	$3,4225 \cdot 10^{13}$	-0,00844	0,000071	$5,1577 \cdot 10^4$	$4,7269 \cdot 10^4$
2	0,034	0,034	$0,82 \cdot 10^7$	$0,82 \cdot 10^7$	$-4,711 \cdot 10^6$	$2,2194 \cdot 10^{13}$	$-4,4506 \cdot 10^6$	$1,9807 \cdot 10^{13}$	$2,0967 \cdot 10^{13}$	-0,00644	0,0000415	$3,0339 \cdot 10^4$	$2,868 \cdot 10^4$
3	0,35	0,035	$0,92 \cdot 10^7$	$0,88 \cdot 10^7$	$-3,711 \cdot 10^6$	$1,3772 \cdot 10^{13}$	$-3,8506 \cdot 10^6$	$1,4827 \cdot 10^{13}$	$1,429 \cdot 10^{13}$	-0,00544	0,0000296	$2,0188 \cdot 10^4$	$2,0963 \cdot 10^4$
4	0,038	0,038	$1,1 \cdot 10^7$	$1,075 \cdot 10^7$	$-1,911 \cdot 10^6$	$3,6519 \cdot 10^{12}$	$-1,9006 \cdot 10^6$	$3,6121 \cdot 10^{12}$	$3,632 \cdot 10^{12}$	-0,00244	0,00000598	$4,6629 \cdot 10^3$	$4,6451 \cdot 10^3$
5	0,04	0,04	$1,24 \cdot 10^7$	$1,21 \cdot 10^7$	$-5,11 \cdot 10^5$	$2,6112 \cdot 10^{11}$	$-5,5056 \cdot 10^5$	$3,0311 \cdot 10^{11}$	$2,8134 \cdot 10^{11}$	-0,00044	0,0000002	$2,2484 \cdot 10^2$	$2,4445 \cdot 10^2$
6	0,043	0,043	$1,48 \cdot 10^7$	$1,423 \cdot 10^7$	$1,889 \cdot 10^6$	$9,5683 \cdot 10^{12}$	$1,5794 \cdot 10^6$	$2,4946 \cdot 10^{12}$	$2,9835 \cdot 10^{12}$	0,00256	0,00000653	4,8358	$4,0354 \cdot 10^3$
7	0,045	0,045	$1,62 \cdot 10^7$	$1,577 \cdot 10^7$	$3,289 \cdot 10^6$	$1,0818 \cdot 10^{13}$	$3,1194 \cdot 10^6$	$9,7309 \cdot 10^{12}$	$1,026 \cdot 10^{13}$	0,00456	0,0000207	$1,4998 \cdot 10^4$	$1,4209 \cdot 10^4$
8	0,047	0,047	$1,78 \cdot 10^7$	$1,73 \cdot 10^7$	$4,889 \cdot 10^6$	$2,3902 \cdot 10^{13}$	$4,6494 \cdot 10^6$	$2,1617 \cdot 10^{13}$	$2,2731 \cdot 10^{13}$	0,00656	0,00004298	$3,2072 \cdot 10^4$	$3,0477 \cdot 10^4$
9	0,05	0,05	$1,98 \cdot 10^7$	$1,9655 \cdot 10^7$	$6,889 \cdot 10^6$	$4,7458 \cdot 10^{13}$	$7,0044 \cdot 10^6$	$4,9062 \cdot 10^{13}$	$4,8253 \cdot 10^{13}$	0,00956	0,000091	$6,5859 \cdot 10^4$	$6,6927 \cdot 10^4$

Tabela 9.4. Niezbędne obliczenia do wyznaczenia sum kwadratów oraz iloczynów dla układu hydraulicznego z zamontowaną pompą PZ2-K-40

Nr	t_{1j}	$t_{1j}-\bar{t}_{1.}$	$(t_{1j}-\bar{t}_{1.})^2$	P_{1j}	$(P_{1j}-\bar{P}_{1.})^2$	$(P_{1j}-\bar{P}_{1.})$	$(t_{1j}-\bar{t}_{1.})(P_{1j}-\bar{P}_{1.})$	t_{2j}	$t_{2j}-\bar{t}_{2.}$	$(t_{2j}-\bar{t}_{2.})^2$	P_{2j}	$(P_{2j}-\bar{P}_{2.})$	$(P_{2j}-\bar{P}_{2.})^2$	$(t_{2j}-\bar{t}_{2.})(P_{2j}-\bar{P}_{2.})$
1	0,042	-0,00889	0,000079	$0,68 \cdot 10^7$	$4,096 \cdot 10^{13}$	$-6,4 \cdot 10^6$	$5,6896 \cdot 10^4$	0,042	-0,00889	0,000079	$0,669 \cdot 10^7$	$-6,21 \cdot 10^6$	$3,8564 \cdot 10^{13}$	$5,52 \cdot 10^4$
2	0,044	-0,00689	0,00004747	$0,80 \cdot 10^7$	$2,704 \cdot 10^{13}$	$-5,2 \cdot 10^6$	$3,5828 \cdot 10^4$	0,044	-0,00689	0,00004747	$0,782 \cdot 10^7$	$-5,08 \cdot 10^6$	$2,581 \cdot 10^{13}$	$3,5 \cdot 10^4$
3	0,047	-0,00389	0,00001513	$1,0 \cdot 10^7$	$1,024 \cdot 10^{13}$	$-3,2 \cdot 10^6$	$1,2448 \cdot 10^4$	0,047	-0,00389	0,00001513	$0,97 \cdot 10^7$	$-3,2 \cdot 10^6$	$1,024 \cdot 10^{13}$	$1,2448 \cdot 10^4$
4	0,049	-0,00189	0,00000357	$1,16 \cdot 10^7$	$2,56 \cdot 10^{12}$	$-1,6 \cdot 10^6$	$3,024 \cdot 10^3$	0,049	-0,00189	0,00000357	$1,114 \cdot 10^7$	$-1,76 \cdot 10^6$	$3,0976 \cdot 10^{12}$	$3,3264 \cdot 10^3$
5	0,051	0,00011	$1,21 \cdot 10^{-8}$	$1,32 \cdot 10^7$	0	0.	0.	0,051	0,00011	$1,21 \cdot 10^{-8}$	$1,265 \cdot 10^7$	$-2,5 \cdot 10^6$	$6,25 \cdot 10^{10}$	$2,75 \cdot 10^2$
6	0,053	0,00211	0,00000445	$1,48 \cdot 10^7$	$2,56 \cdot 10^{12}$	$1,6 \cdot 10^6$	$3,376 \cdot 10^3$	0,053	0,00211	0,00000445	$1,425 \cdot 10^7$	$1,35 \cdot 10^6$	$1,8225 \cdot 10^{12}$	$2,8485 \cdot 10^3$
7	0,055	0,00411	0,00001689	$1,64 \cdot 10^7$	$1,024 \cdot 10^{13}$	$3,2 \cdot 10^6$	$1,3152 \cdot 10^4$	0,055	0,00411	0,00001689	$1,592 \cdot 10^7$	$3,02 \cdot 10^6$	$9,12 \cdot 10^{12}$	$1,2412 \cdot 10^4$
8	0,057	0,00611	0,00003733	$1,8 \cdot 10^7$	$2,304 \cdot 10^{13}$	$4,8 \cdot 10^6$	$2,9328 \cdot 10^4$	0,057	0,00611	0,00003733	$1,767 \cdot 10^7$	$4,77 \cdot 10^6$	$2,2753 \cdot 10^{13}$	$2,9145 \cdot 10^4$
9	0,06	0,00911	0,00008299	$2,04 \cdot 10^7$	$5,184 \cdot 10^{13}$	$7,2 \cdot 10^6$	$6,5592 \cdot 10^4$	0,06	0,00911	0,00008299	$2,0439 \cdot 10^7$	$7,539 \cdot 10^6$	$5,6837 \cdot 10^{13}$	$6,868 \cdot 10^4$

Tabela 9.5. Porównanie wyników metody eksperymentalnej i symulacyjnej (MC)
dla układu hydraulicznego z pompą PZ2-K-25

Zmiennosc	Ilość stopni swobody	Sumy kwadratów i iloczynów			Błędy oceny		
		$\sum_{j=1}^{r_i} (t_{ij} - \bar{t}_{i.})^2$	$\sum_{j=1}^{r_k} (p_{ij} - \bar{p}_{i.})^2$	$\sum_{j=1}^{r_k} (t_{ij} - \bar{t}_{i.})(p_{ij} - \bar{p}_{i.})$	Współczynnik regresji	Ilość stopni swobody	$E_{ppi} - E_{tpi}^2$
W metodzie 1 i=1 eksperyment	r_1-1 (8)	$E_{tt1}=0,00031$	$E_{pp1}=1,6297 \cdot 10^{14}$	$E_{tp1}=2,2476 \cdot 10^5$	$b_1 = \frac{E_{tp1}}{E_{tt1}} = 7,2608 \cdot 10^8$	$r_1-2=7$	$E_1=1,175 \cdot 10^{10}$
W metodzie 2 i=2 (symulacja)	r_2-1 (8)	$E_{tt2}=0,00031$	$E_{pp2}=1,5282 \cdot 10^{14}$	$E_{tp2}=2,1745 \cdot 10^5$	$b_2 = \frac{E_{tp2}}{E_{tt2}} = 7,0261 \cdot 10^8$	$r_2-2=7$	$E_2=2,28935 \cdot 10^{11}$
Sumy	$n-k$ (18-2=16)	$E_{tt} =$	$E_{pp} =$			$n-2k=14$	$E' = 3,011 \cdot 10^{11}$
Wspólna	$n-k$ (18-2=16)	$E_{tt} = 0,00062$	$E_{pp} = 3,1579 \cdot 10^{14}$	$E_{tp} = 4,4221 \cdot 10^5$	$b_w = \frac{E_{tp}}{E_{tt}} = 7,1324 \cdot 10^8$	$n-k-1=15$	$E = 3,8728 \cdot 10^{11}$
Całkowita	$n-1$ (18-1=17)	$G_{tt} = 0,00062$	$G_{pp} = 3,1606 \cdot 10^{14}$	$G_{tp} = 4,4227 \cdot 10^5$	$b_G = \frac{G_{tp}}{G_{tt}} = 7,1334 \cdot 10^8$	$n-2=16$	$G = 5,7169 \cdot 10^{11}$

Tabela 9.6. Porównanie wyników metody eksperymentalnej i symulacyjnej (MC)
dla układu hydraulicznego z pompą PZ2-K-40

Zmienność	Ilość stopni swobody	Sumy kwadratów i iloczynów			Błędy oceny		
		$\sum_{j=1}^{r_i} (t_{ij} - \bar{t}_{i.})^2$	$\sum_{j=1}^{r_k} (p_{ij} - \bar{p}_{i.})^2$	$\sum_{j=1}^{r_k} (t_{ij} - \bar{t}_{i.})(p_{ij} - \bar{p}_{i.})$	Współczynnik regresji	Ilość stopni swobody	$\sum_{j=1}^{r_i} (p_{ij} - p_{ij})^2$
W metodzie 1 i=1 eksperyment	r_1-1 (8)	$E_{tt1}=0,000287$	$E_{pp1}=1,6848 \cdot 10^{14}$	$E_{tp1}=2,1964 \cdot 10^5$	$b_1=7,65331 \cdot 10^8$	$r_1-2=7$	$E_1=3,9035 \cdot 10^{11}$
W metodzie 2 i=2 (symulacja)	r_2-1 (8)	$E_{tt2}=0,000287$	$E_{pp2}=1,6831 \cdot 10^{14}$	$E_{tp2}=2,1878 \cdot 10^5$	$b_2=7,6238 \cdot 10^8$	$r_2-2=7$	$E_2=1,5188 \cdot 10^{12}$
Sumy	$n-k$ (18-2=16)	$E_{tt} =$	$E_{pp} =$	$E_{tp} =$		$n-2k=14$	$E' = 1,9092 \cdot 10^{12}$
Wspólna	$n-k$ (18-2=16)	$E_{tt} = 5,74 \cdot 10^{-4}$	$E_{pp} = 3,3679 \cdot 10^{14}$	$E_{tp} = 4,3842 \cdot 10^5$	$b_w = 7,6382 \cdot 10^8$	$n-k-1=15$	$E = 1,9104 \cdot 10^{12}$
Całkowita	$n-1$ (18-1=17)	$G_{tt} = 5,74 \cdot 10^{-4}$	$G_{pp} = 3,3722 \cdot 10^{14}$	$G_{tp} = 4,3856 \cdot 10^5$	$b_G = 7,6443 \cdot 10^8$	$n-2=16$	$G = 2,1383 \cdot 10^{12}$

$$G_{pp} = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^{r_k} (p_{ij} - \bar{p}_{..})^2 \quad (9.27)$$

$$\bar{p}_{..} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^k \sum_{r=1}^{r_k} p_{ij} \quad (9.28)$$

$$G_{tp} = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^{r_k} (t_{ij} - \bar{t}_{..})(p_{ij} - \bar{p}_{..}) \quad (9.29)$$

Współczynnik regresji generalnej prostej regresji oblicza się z:

$$b_g = \frac{G_{tp}}{G_{tt}} \quad (9.30)$$

Suma kwadratów odchyłeń od prostej regresji generalnej wynosi:

$$G = G_{pp} - \frac{G_{tp}^2}{G_{tt}} \quad (9.31)$$

Obliczenia niezbędne do wyznaczenia sum kwadratów odchyłeń przedstawiono w tabelach 9.7 i 9.8. Natomiast sumy te zostały przedstawione w tabelach

Hipoteza $H_0: \alpha_{ex} = \alpha_{MC}$ sprawdzona przy pomocy testu F (Fischera-Snedocora)

$$F = \frac{\frac{G - E}{k - 1}}{\frac{E}{n - k - 1}} \quad (9.32)$$

Dla układu hydraulicznego z pompą PZ2-K-25 obliczeniowa wartość testu F wynosi $F = 7,1425$. Przy przyjętym poziomie istotności $\alpha = 0,05$ odczytana wartość $f(0,05; 1; 15) = 4,54$. Ponieważ $f < F$ to hipotezę H_0 należy odrzucić.

Przyjmując natomiast poziom istotności $\alpha = 0,01$ okazuje się, że $f(0,01; 1,15) = 8,68$. Spełniony jest więc warunek $f \geq F$, a więc dla poziomu $\alpha = 0,01$ nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy, że nie różnią się odległościami.

W przypadku układu z pompą PZ2-K-40 obliczeniowa wartość statystyki F wynosi $F = 1,789$. Przyjmując poziom istotności $\alpha = 0,05$ oraz odczytując z tablic wartość $f(0,05; 1,15) = 4,54$ okazuje się, że jest spełniony warunek $F \leq f$, a więc materiał nie przeczy hipotezie $H_0: \alpha_{ex} = \alpha_{MC}$.

Tablica 9.7. Tabela wyników niezbędnych do wyznaczenia sum kwadratów odchyień dla układu hydraulicznego z pompą PZ2-K-25

Nr	t_{ij}	$t_{ij} - \bar{t}_{..}$	$(t_{ij} - \bar{t}_{..})^2$	$(p_{ij} - \bar{p}_{..})$	$(p_{ij} - \bar{p}_{..})^2$	$(t_{ij} - \bar{t}_{..})(p_{ij} - \bar{p}_{..})$
1	0,032	-0,00844	0,00007123	$-5,981 \cdot 10^6$	$3,5771 \cdot 10^{13}$	$5,048 \cdot 10^4$
2	0,034	-0,00644	0,00004147	$-4,581 \cdot 10^6$	$2,0971 \cdot 10^{13}$	$2,95 \cdot 10^4$
3	0,035	-0,00544	0,00002959	$-3,581 \cdot 10^6$	$1,2821 \cdot 10^{13}$	$1,948 \cdot 10^4$
4	0,038	-0,00244	0,00000595	$-1,781 \cdot 10^6$	$3,172 \cdot 10^{12}$	$4,346 \cdot 10^3$
5	0,04	-0,00044	0,00000019	$-3,81 \cdot 10^5$	$1,452 \cdot 10^{11}$	$1,676 \cdot 10^2$
6	0,043	0,00256	0,00000655	$2,019 \cdot 10^6$	$4,076 \cdot 10^{12}$	$5,169 \cdot 10^3$
7	0,045	0,00456	0,00002079	$3,419 \cdot 10^6$	$1,169 \cdot 10^{13}$	$1,559 \cdot 10^4$
8	0,047	0,00656	0,00004303	$5,019 \cdot 10^6$	$2,519 \cdot 10^{13}$	$3,293 \cdot 10^4$
9	0,05	0,00956	0,00009139	$7,019 \cdot 10^6$	$4,927 \cdot 10^{13}$	$6,71 \cdot 10^4$
10	0,032	-0,00844	0,00007123	$-5,731 \cdot 10^6$	$3,2841 \cdot 10^{13}$	$4,837 \cdot 10^4$
11	0,034	-0,00644	0,00004147	$-4,581 \cdot 10^6$	$2,097 \cdot 10^{13}$	$2,95 \cdot 10^4$
12	0,035	-0,00544	0,00002959	$-3,981 \cdot 10^6$	$1,5851 \cdot 10^{13}$	$2,167 \cdot 10^4$
13	0,038	-0,00244	0,00000595	$-2,031 \cdot 10^6$	$4,125 \cdot 10^{12}$	$4,956 \cdot 10^3$
14	0,04	-0,00044	0,00000019	$-6,81 \cdot 10^5$	$4,638 \cdot 10^{11}$	$2,996 \cdot 10^2$
15	0,043	0,00256	0,00000655	$1,449 \cdot 10^6$	$2,1 \cdot 10^{12}$	$3,709 \cdot 10^3$
16	0,045	0,00456	0,00002079	$2,989 \cdot 10^6$	$8,934 \cdot 10^{12}$	$1,363 \cdot 10^4$
17	0,047	0,00656	0,00004303	$4,519 \cdot 10^6$	$2,042 \cdot 10^{13}$	$2,965 \cdot 10^4$
18	0,05	0,00956	0,00009139	$6,874 \cdot 10^6$	$4,725 \cdot 10^{13}$	$6,572 \cdot 10^4$

Tablica 9.8. Tabela wyników niezbędnych do wyznaczenia sum kwadratów odchyleń dla układu hydraulicznego z pompą PZ2-K-40

Nr	t_{ij}	$t_{ij} - \bar{t}_{..}$	$(t_{ij} - \bar{t}_{..})^2$	$(p_{ij} - \bar{p}_{..})$	$(p_{ij} - \bar{p}_{..})^2$	$(t_{ij} - \bar{t}_{..})(p_{ij} - \bar{p}_{..})$
1	0,042	-0,00889	0,000079	$-6,2822 \cdot 10^6$	$3,9466 \cdot 10^{13}$	$5,5849 \cdot 10^4$
2	0,044	-0,00689	0,00004747	$-5,0822 \cdot 10^6$	$2,5828 \cdot 10^{13}$	$3,5016 \cdot 10^4$
3	0,047	-0,00389	0,00001513	$-3,0822 \cdot 10^6$	$9,4998 \cdot 10^{12}$	$1,199 \cdot 10^4$
4	0,049	-0,00189	0,00000357	$-1,4822 \cdot 10^6$	$2,1968 \cdot 10^{12}$	$2,8014 \cdot 10^3$
5	0,051	0,00011	$1,21 \cdot 10^{-8}$	$1,178 \cdot 10^5$	$1,3885 \cdot 10^{10}$	$1,2958 \cdot 10^1$
6	0,053	0,00211	0,00000445	$1,7178 \cdot 10^6$	$2,951 \cdot 10^{12}$	$3,6246 \cdot 10^3$
7	0,055	0,00411	0,00001689	$3,3178 \cdot 10^6$	$1,1008 \cdot 10^{13}$	$1,3636 \cdot 10^4$
8	0,057	0,00611	0,00003733	$4,9178 \cdot 10^6$	$2,4185 \cdot 10^{13}$	$3,0048 \cdot 10^4$
9	0,06	0,00911	0,00008299	$7,3178 \cdot 10^6$	$5,3551 \cdot 10^{13}$	$6,6665 \cdot 10^4$
10	0,042	-0,00889	0,000079	$-6,3922 \cdot 10^6$	$4,086 \cdot 10^{13}$	$5,6827 \cdot 10^4$
11	0,044	-0,00689	0,00004747	$-5,2622 \cdot 10^6$	$2,769 \cdot 10^{13}$	$3,6257 \cdot 10^4$
12	0,047	-0,00389	0,00001513	$-3,3822 \cdot 10^6$	$1,1439 \cdot 10^{13}$	$1,3157 \cdot 10^4$
13	0,049	0,00189	0,00000357	$-1,9422 \cdot 10^6$	$3,7721 \cdot 10^{12}$	$3,6708 \cdot 10^3$
14	0,051	0,00211	$1,21 \cdot 10^{-8}$	$-4,32 \cdot 10^5$	$1,8662 \cdot 10^{11}$	-47,52
15	0,053	0,00211	0,00000445	$1,1678 \cdot 10^6$	$1,3638 \cdot 10^{12}$	$2,4641 \cdot 10^3$
16	0,055	0,00411	0,00001689	$2,8378 \cdot 10^6$	$8,0533 \cdot 10^{12}$	$1,1663 \cdot 10^4$
17	0,057	0,00611	0,00003733	$4,5678 \cdot 10^6$	$2,1048 \cdot 10^{13}$	$2,7909 \cdot 10^4$
18	0,06	0,00911	0,00008299	$7,3568 \cdot 10^6$	$5,4523 \cdot 10^{13}$	$6,702 \cdot 10^4$

Mgr inż. Zygmunt Domagała
Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn
Politechniki Wrocławskiej

Pracę złożono w Redakcji Instytutu 1991.11.

ODBIORCY:

- | | |
|--|---|
| 1. Komisja Rady Naukowo-Dydaktycznej Instytutu Konstrukcji
i Eksploatacji Maszyn d.s. Przewodów Doktorskich | 4 |
| 2. Promotor - prof.dr hab.inż. Ryszard Rohatyński | 1 |
| 3. Biblioteka Główna Politechniki Wrocławskiej | 1 |
| 4. Biblioteka i Ośrodek Informacji Inst.KEM | 1 |
| 5. Redakcja I-16 | 1 |
| 6. Autor | 2 |

