

dr inż. Andrzej Serwach
mgr inż. Stefan Frydliński
Przemysłowy Instytut
Automatyki i Pomiarów MERA-PIAP
Warszawa

SPOSÓB OKREŚLANIA WŁAŚCIWOŚCI DYNAMICZNYCH ZAWORU PRZELEWOWEGO NA PODSTAWIE BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

1. Wstęp

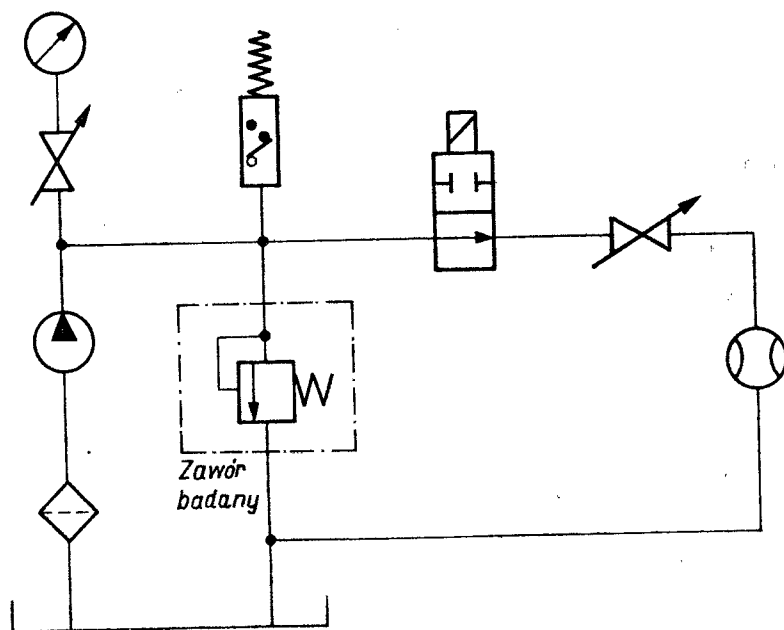
Powszechnie w literaturze jest podawany sposób określania właściwości dynamicznych hydraulicznych zaworów przelewowych, na podstawie obserwacji przebiegów ciśnienia w układzie po gwałtownym odcięciu przepływu z pompy do odbiornika. Przyjmuje się przy tym, że zawór, który powoduje mniejsze skoki ciśnienia, ma lepsze właściwości dynamiczne. Wniosek ten - aczkolwiek słuszny - nie pozwala na liczbowe określenie parametrów dynamicznych zaworu. Wynika to stąd, że rejestrowany przebieg ciśnienia jest rezultatem właściwości dynamicznych całego układu, a nie tylko samego zaworu oraz z tego, że właściwości dynamiczne zaworu są określone zależnością w czasie pomiędzy ciśnieniem na wlocie do zaworu i natężeniem przepływu przez zawór. Niestety, ta ostatnia zmiana nie jest zazwyczaj rejestrowana, z powodu braku odpowiednich przepływomierzy.

Na podstawie analizy teoretycznej [1] stwierdzono, że dynamikę zaworu można przedstawić za pomocą równania różniczkowego zwyczajnego odpowiedniego rzędu, w zależności od żądanej dokładności odwzorowania. W przypadku najpowszechniej używanych zaworów dwustopniowych, o ile są odpowiednio wytłumione, dla celów analizy układów wystarcza przyjęcie równania pierwszego rzędu. Sprowadza się to do przedstawienia zaworu jako urządzenia scharakteryzowanego za pomocą rezystancji i inertancji zastępczej. Przy tym inertancja zastępcza uwzględnia przede wszystkim opóźnienie, wynikające z właściwości dzielnika ciśnienia, używanego w zaworach jako pierwszy stopień wzmocnienia.

Tak więc celem badań eksperymentalnych powinno być określenie rezystancji i inertancji zastępczej zaworu. Opisywany sposób pozwala określić te parametry drogą pośrednią - przez odpowiednie opracowanie wyników badań eksperymentalnych.

2. Metodyka przeprowadzania badań eksperymentalnych

Badania eksperymentalne powinny być przeprowadzone w układzie pomiarowym (rys.1) o znanych parametrach, przy czym parametry te powinny być tak dobrane, aby dynamika zaworu wpływała w sposób dominujący na procesy przejściowe. Sprowadza się to do następujących żądań: odcinek przewodu łączącego pompę z zaworem przelewowym i zaworem odcinającym powinien być możliwie najkrótszy (mała objętość cieczy w tym obwodzie), w układzie powinien być zastosowany szybko działający zawór odcinający (najlepiej napinany silną sprężyną) oraz pompa o wysokiej sprawności wolumetrycznej.



Rys.1

Badania według opisywanego sposobu powinny przebiegać w następującym porządku:

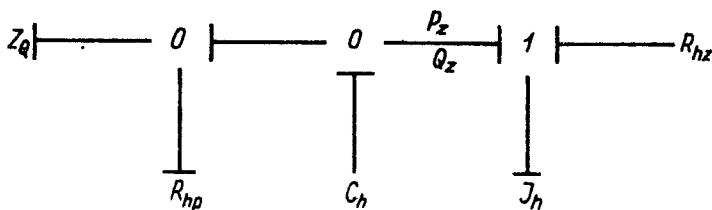
- określenie na podstawie pomiarów statycznych charakterystyki statycznej $Q_z(p_z)$ zaworu, charakterystyki statycznej $Q_p(p_z)$ pompy oraz objętości cieczy w linii tłoczenia układu pomiarowego między pompą a zaworem odcinającym,
- zarejestrowanie przebiegu ciśnienia na wejściu do zaworu przelewowego po gwałtownym zamknięciu zaworu odcinającego (próba dynamiczna),
- określenie parametrów dynamicznych zaworu przez dobranie na maszynie analogowej takiego rozwiązania układu równań opisujących dynamikę zaworu, które byłoby zbliżone do przebiegu ciśnienia określonego eksperymentalnie. Na podstawie wykonanych w pierwszym etapie badań statycznych można bezpośrednio określić następujące parametry:

- rezystancję R_{hp} przecieków przez pompę i zawór, której odwrotność równa się sumie nachyleń charakterystyki statycznej pompy i charakterystyki statycznej zaworu w zakresie do ciśnienia otwarcia p_o ,
- rezystancję R_{hz} zaworu, której odwrotność równa się nachyleniu charakterystyki statycznej zaworu w zakresie regulacji ciśnienia (tzw. zakresie proporcjonalności),
- pojemność C_h układu, która jest równa ilorazowi objętości cieczy w linii łączącej pompę z zaworem odcinającym przez zastępczy moduł ściśliwości cieczy, uwzględniający - jeśli to konieczne - również sprężystość ścianek przewodów [2].

Pozostaje jeszcze do określenia inercja zastępcza I_h zaworu, której wartość można znaleźć dysponując zmierzonym w drugim etapie przebiegiem dynamicznym ciśnienia oraz modelem matematycznym zjawiska. Określenie inercji zastępczej zaworu jest przedmiotem działań w trzecim etapie procedury i ma ścisły związek z modelowaniem maszynowym dynamiki.

3. Model matematyczny procesu

Graf więzów modelu dynamicznego zaworu przelewowego wraz z układem pomiarowym przedstawiony jest na rys.2.



Rys.2

Odpowiadają mu równania dynamiki:

$$\frac{dQ_z}{dt} = \frac{1}{L_h} \left[\Phi(p_z) - R_{hz} Q_z \right] \quad (1)$$

$$\frac{dp_z}{dt} = \frac{1}{C_h} \left[Z_Q - Q_z - \frac{1}{R_{hp}} p_z \right] \quad (2)$$

przy warunkach początkowych $Q_z(0) = 0$, $p_z(0) = p_w$

gdzie:

C_h - pojemność układu

L_h - inercja zastępcza zaworu przelewowego

p_o - ciśnienie otwarcia zaworu przelewowego

p_w - ciśnienie wstępne (przed zamknięciem zaworu odcinającego) w linii tłocznej układu pomiarowego

p_z - ciśnienie w linii tłocznej układu pomiarowego (na wejściu do zaworu)

$Z_Q = Q_p \cdot 1(t)$ - źródło natężenia przepływu symulujące skokowe zamknięcie zaworu odcinającego

Q_p - teoretyczna wydajność pompy

Q_z - natężenie przepływu przez zawór przelewowy

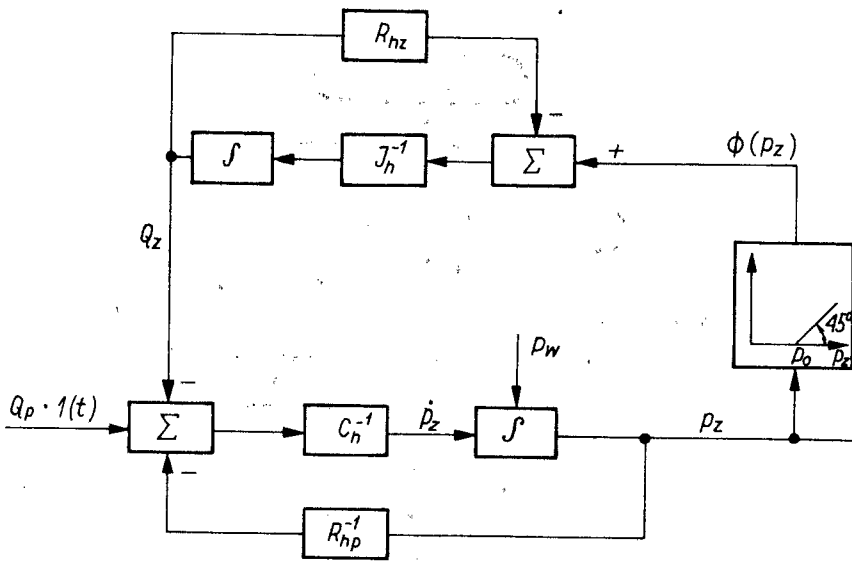
R_{hp} - rezystancja przecieków w układzie

R_{hz} - rezystancja zaworu przelewowego

$\Phi(p_z)$ - nieliniowa funkcja ciśnienia odwzorowująca fakt, że w zakresie regulacji ciśnienia (powyżej ciśnienia otwarcia) rezystancja zaworu wynosi R_{hz} . natomiast poniżej ciśnienia otwarcia rezystancja jest nieskończenie duża (zawór zamknięty).

$$\Phi(p_z) = \begin{cases} 0 & \text{dla } p_z \leq p_o \\ p_z - p_o & \text{dla } p_z > p_o \end{cases}$$

Na rysunku 3 jest przedstawiony schemat blokowy zaworu przelewowego.



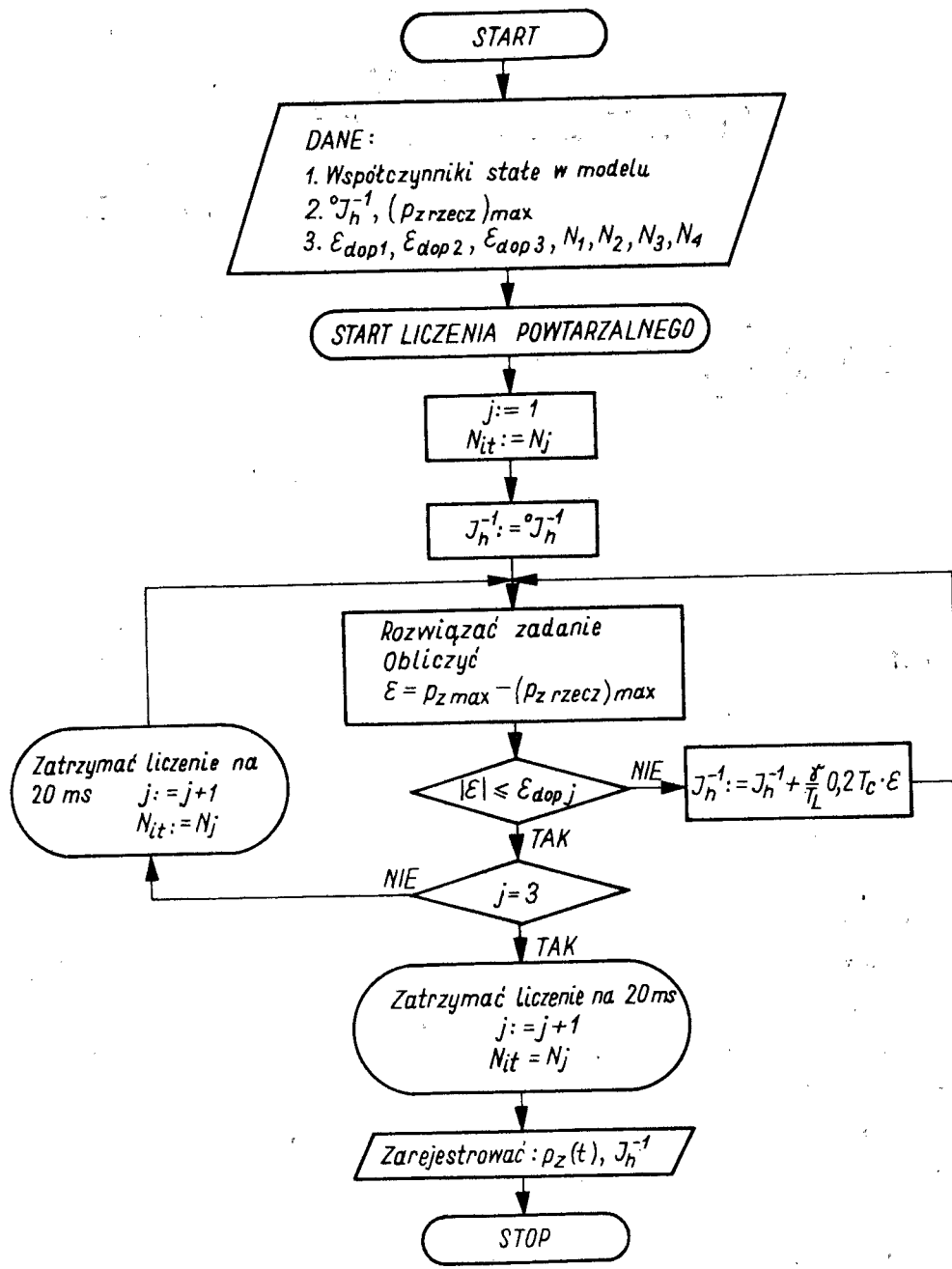
Rys.3

4. Algorytm poszukiwania inertancji zastępczej I_h zaworu przelewowego

Problem znalezienia wartości I_h sprowadza się do takiego doboru tego parametru, aby przebieg obliczeniowy $p_z(t)$ był najbardziej zbliżony do przebiegu rzeczywistego $p_{zrzecz}(t)$, określonego drogą eksperymentalną. Kryterium doboru można przyjąć stosunkowo proste, gdyż inertancja zaworu wpływa przede wszystkim na amplitudę pierwszego skoku ciśnienia w przebiegu dynamicznym (rys.6 w [3]). W rezultacie uznaje się, że inertancja zastępcza zaworu jest określona z założoną dokładnością, jeżeli maksymalna wartość ciśnienia w przebiegu obliczeniowym, będącym rozwiązaniem równań [1] i [2] pokryje się z maksymalną wartością ciśnienia w przebiegu zarejestrowanym eksperymentalnie z uwzględnieniem tolerancji wynikających z żądanej dokładności obliczeń.

Na rysunku 4 przedstawiono sieć działań algorytmu, w wyniku którego określona została inertancja zaworu. Uwzględniono przy tym możliwość jego realizacji na maszynie WAT 1001.

W procedurze iteracyjnej przyjęto, że przyrost wartości I_h^{-1} w każdym kroku jest proporcjonalny do całki z błędem $\varepsilon = p_{zmax} - (p_{zrzecz})_{max}$ w czasie $0,2 T_c$.



Rys. 4

We wzorze na przyrost odwrotności inertancji oznaczono:

T_c - czas cyklu

T_L - czas liczenia

γ - współczynnik proporcjonalności

Dla przyspieszenia obliczeń przewidziano w procedurze liczenie w trzech skalach czasu i rejestrację wyników w czwartej największej skali. W skali najmniejszej ($j = 1$) częstotliwość iteracji może dochodzić do kilkudziesięciu na sekundę, lecz dokładność liczenia jest mała. W związku z tym wartość dopuszczalnego błędu liczenia $\varepsilon_{\text{dopl}}$ wynosi kilka procent. W miarę zwiększania skali czasu błąd liczenia maleje i wynosi ułamek procenta przy $j = 3$.

Skala przy $j = 4$ powinna być tak dobrana, by częstotliwość przebiegu rejestrowanego nie przekraczała pasma przenoszenia rejestratora.

5. Realizacja maszynowa algorytmu poszukiwania inertancji zastępczej zaworu przelewowego

5.1. Model analogowy zaworu przelewowego

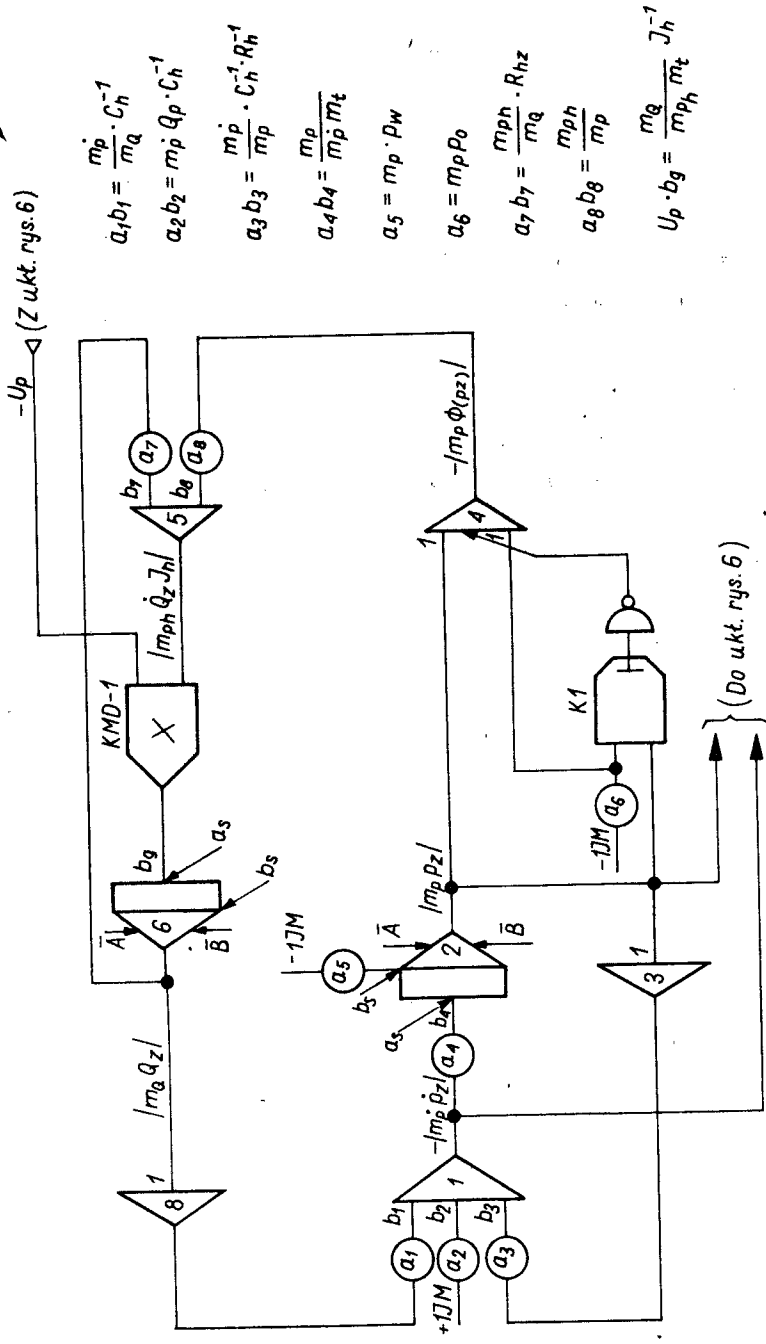
W oparciu o schemat blokowy (rys.3) został utworzony model analogowy przedstawiony na rys.5. Parametrem zmienianym w procesie obliczeń jest inertancja zaworu I_h występująca we wzorze na współczynnik maszynowy na wejściu integratora 6. W związku z tym stosowany zwykle do ustawiania współczynników potencjometr został zastąpiony mnożarką KMD-1. Wartość napięcia wejściowego U_p mnożarki wyrażona w jednostkach maszynowych (JM) odpowiada nastawie potencjometru i może być zmieniana w procesie liczenia zgodnie z zaprogramowaną procedurą.

Dobraną wartość inertancji I_h oblicza się ze wzoru (rys.5) :

$$I_h = \frac{m_Q}{m_{ph} m_t} \cdot \frac{1}{|U_p| \cdot b_9}$$

5.2. Obliczenie błędu ε oraz przyrostu odwrotności inertancji I_h^{-1}

W celu obliczenia błędu jest niezbędne zmierzenie i zapamiętanie wartości maksymalnej p_{zmax} przebiegu ciśnienia. Dokonuje się tego w układzie przedstawionym na rys.6.



$$a_1 b_1 = \frac{m_p \cdot C_h^{-1}}{m_0}$$

$$a_2 b_2 = m_p \cdot Q_p \cdot C_h^{-1}$$

$$a_3 b_3 = \frac{m_p}{m_p} \cdot C_h^{-1} \cdot R_h^{-1}$$

$$a_4 b_4 = \frac{m_p}{m_p} \cdot P_w$$

$$a_5 = m_p \cdot P_w$$

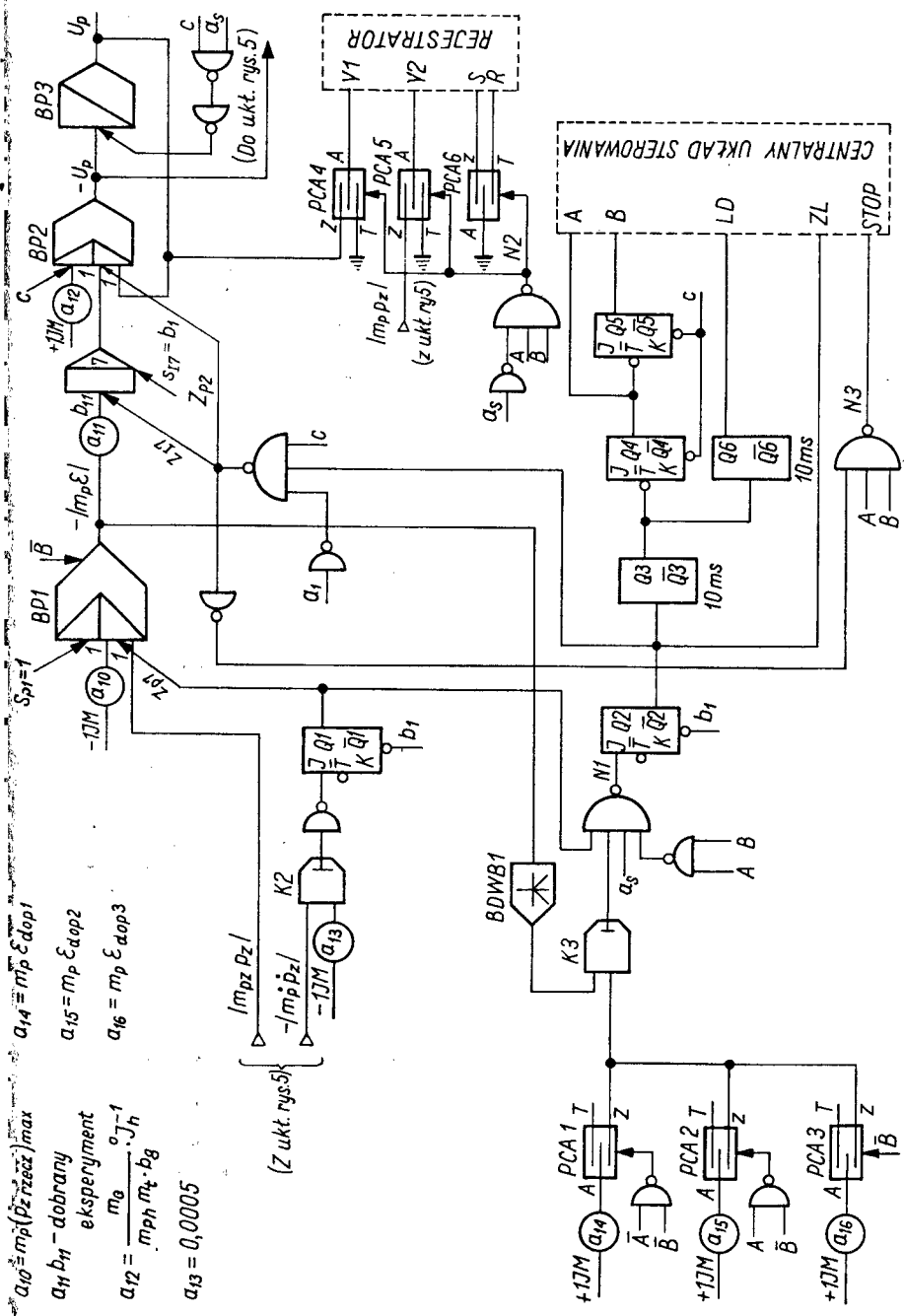
$$a_6 = m_p P_0$$

$$a_7 b_7 = \frac{m_{ph} \cdot R_{hz}}{m_0}$$

$$a_8 b_8 = \frac{m_{ph}}{m_p}$$

$$U_p \cdot b_9 = \frac{m_0}{m_{ph} m_t} J_h^{-1}$$

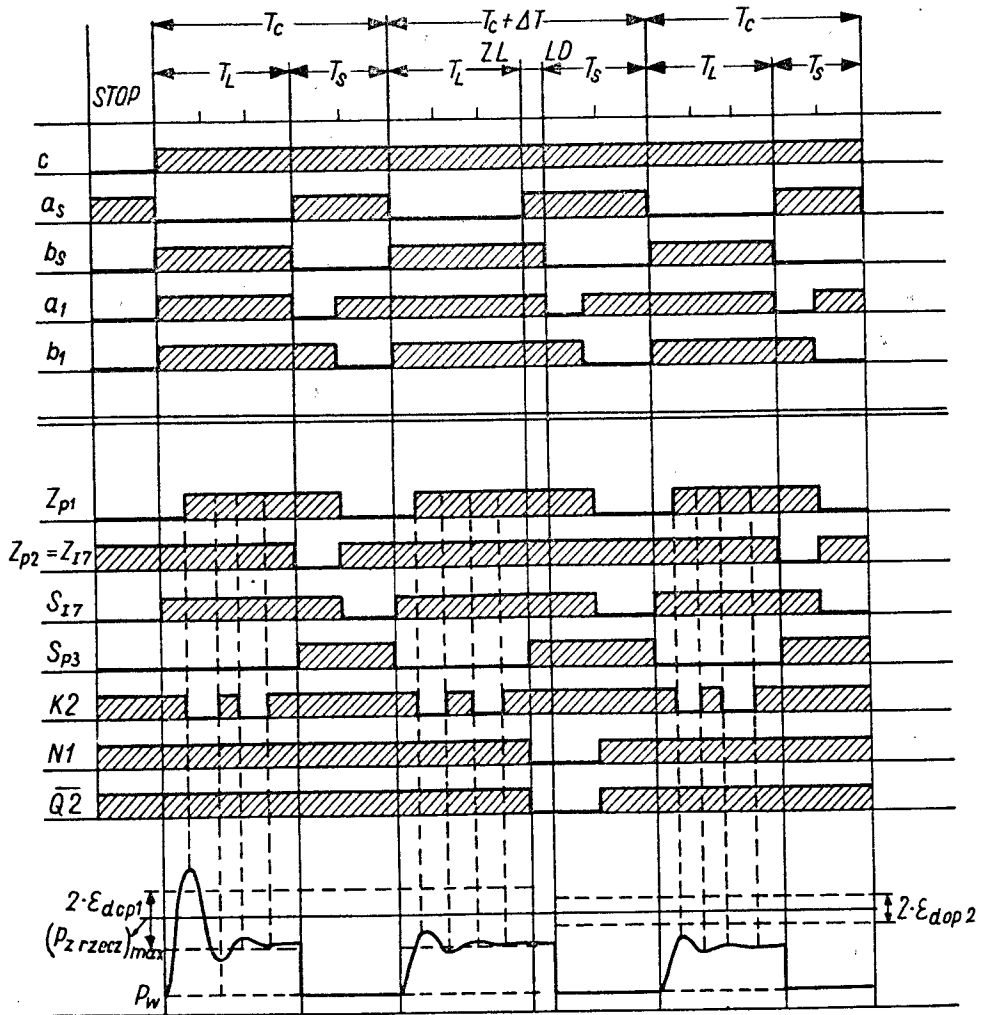
Rys. 5



$\alpha_{10} = m_p (\rho_{z \text{ rez}})_{\max}$
 $\alpha_{11} b_{11}$ - dobrany eksperyment
 $\alpha_{12} = \frac{\alpha_{10}}{m_0} \cdot J_h^{-1}$
 $\alpha_{13} = 0,0005$
 $\alpha_{14} = m_p \epsilon_{\text{dop1}}$
 $\alpha_{15} = m_p \epsilon_{\text{dop2}}$
 $\alpha_{16} = m_p \epsilon_{\text{dop3}}$

Rys. 6

Moment, w którym ciśnienie $p_z(t)$ osiąga wartość maksymalną jest określony zmianą znaku pochodnej \dot{p}_z . W chwili przechodzenia pochodnej z wartości dodatniej na ujemną wyjście komparatora K2 zmienia stan z "0" na "1", powodując ustawienie przerzutnika w stanie Q1 = "1" i przełączenie pamięci BP1 w stan pamiętania. Na wyjściu pamięci zostaje zapamiętany sygnał proporcjonalny do $\varepsilon = p_{zmax} - p_{zrzecz/max}$ do chwili wyzerowania przerzutnika sygnałem b_1 , co zachodzi po zakończeniu liczenia w danym cyklu. Przebiegi sterujących sygnałów logicznych są przedstawione na rys.7.



Rys.7

$$\begin{aligned}
 T_c &= 20s \\
 T_L &= 0,6 T_c = 12s \\
 T_1 &= 0,801 T_c
 \end{aligned}$$

Po zakończeniu liczenia w okresie $a_1 = "0"$ błąd \mathcal{E} jest całkowany przez integrator 7, na wyjściu którego jest tworzony sygnał proporcjonalny do przyrostu odwrotności inertancji. W tym samym czasie sygnał wyjściowy integratora 7 jest sumowany z sygnałem wyjściowym pamięci BP3, odpowiadającym wartości inertancji w cyklu, który upłynął. Na wyjściu pamięci BP2 tworzy się sygnał $-U_p$, odpowiadający wartości inertancji dla cyklu, który ma nastąpić. Z chwilą rozpoczęcia następnego cyklu liczenia pamięć BP3 śledzi aktualną wartość U_p , która po zakończeniu liczenia w tym cyklu zostanie znowu skorygowana w stopniu zależnym od całki z błędów \mathcal{E} . Wartość początkowa inertancji I_h jest wprowadzana do modelu przed uruchomieniem procesu liczenia za pomocą potencjometru a_{12} . Wartość współczynnika $a_{11}b_{11}$ dobiera się z reguły w czasie wstępnego uruchamiania programu w taki sposób, by proces iteracyjny był możliwie szybko zbieżny.

5.3. Zmiana skali czasu

Proces liczenia odbywa się w trzech skalach czasu. W największej skali czasu odbywa się jedynie rejestracja przebiegów dla wartości parametru I_h dobranego w trzech poprzednich skalach. Procedura taka narzuca pewne ograniczenia na wartość współczynnika skali czasu m_t . Z jednej strony chcąc przyspieszyć obliczenia należałoby przyjmować małą wartość m_t , z drugiej strony należy pamiętać o paśmie przenoszenia rejestratora. Przyjmuje się zwykle czas rejestracji ok. 10 s.

Przy założonym czasie cyklu $T_c = 20$ s największa szybkość liczenia wynosi 50 cykli/s i od tej szybkości rozpoczyna się proces liczenia.

Błąd dopuszczalny \mathcal{E}_{dop1} jest ustawiany na potencjometrze a_{14} (rys. 6) i poprzez przełączniki PCA1, porównywany na komparatorze K3 z wartością bezwzględną $|\mathcal{E}|$ w danym cyklu. Z chwilą osiągnięcia w procesie liczenia iteracyjnego wartości bezwzględnej błędów $|\mathcal{E}| \leq \mathcal{E}_{dop1}$ sygnał wyjściowy komparatora K3 równa się "1" i sygnał N1 w chwili zmiany sygnału a_s z "0" na "1" zmienia się z "1" na "0" powodując zatrzymanie liczenia, a po upływie 10 ms zmianę sygnału A z "0" na "1" (równoważne dziesięciokrotnej zmianie współczynnika skali czasu) i podłączenie do wejścia komparatora K3 potencjometru a_{15} z ustawioną wartością błędów dopuszczalnego \mathcal{E}_{dop2} ; po upływie następnym 10 ms następuje ponowne uruchomienie procesu liczenia.

Częstotliwość powtarzania będzie wynosić obecnie 5 cykli/s.

Następna zmiana skali nastąpi w sposób analogiczny po osiągnięciu wartości $|\varepsilon| \leq \varepsilon_{\text{dop2}}$. Wówczas $A = "0"$, $B = "1"$ i częstotliwość powtarzania wynosi 0,5 cykli/s.

Z chwilą osiągnięcia wartości sygnałów $A = "1"$, $B = "1"$ i $a_s = "0"$ sygnał N2 przyjmuje wartość "1", uruchamiając podstawę czasu rejestratora i podłączając na wejścia rejestratora Y1 i Y2 sygnały U_p oraz $(m_p p_z)$. Bezpośrednio po zakończeniu rejestracji (gdy $a_1 = "0"$) następuje zmiana sygnału N3 z "1" na "0" ustawiając maszynę w stan pracy "STOP".

6. Wyniki obliczeń i wnioski

Przykładowy przebieg obliczeniowy i rzeczywisty dla zaworu ZP-42 przedstawiono na rys.8. Przykład dotyczy następujących wartości parametrów:

$$R_{hp} = 0,33 \text{ kGcm}^{-5} \text{ s}, \quad C_h = 0,02 \text{ kG}^{-1} \cdot \text{cm}^5,$$

$$R_{hz} = 0,0132 \text{ kG} \cdot \text{cm}^{-5} \text{ s}, \quad Q_p = 1075 \text{ cm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

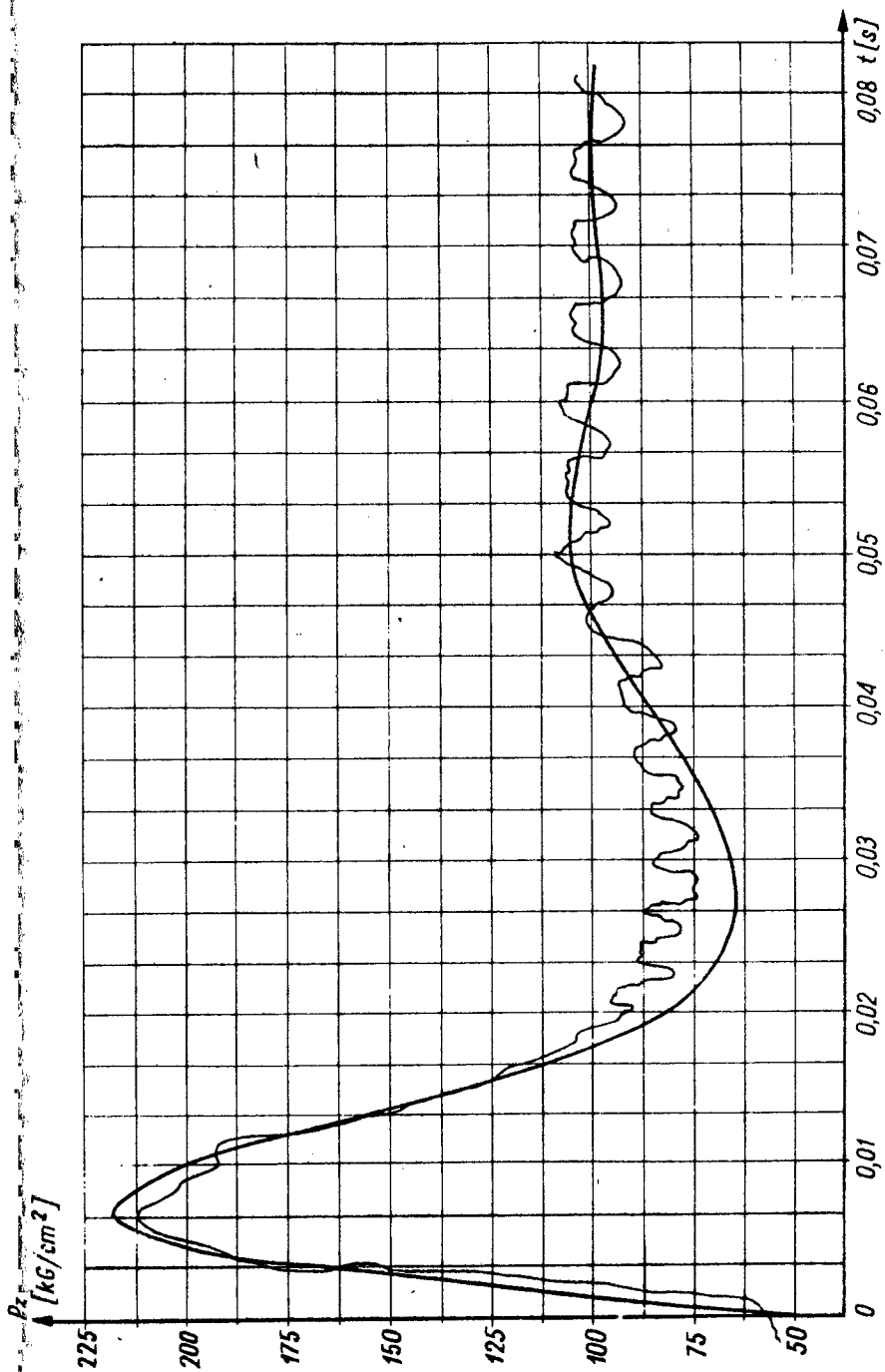
$$p_w = 53 \text{ kG} \cdot \text{cm}^{-2}, \quad p_o = 88 \text{ kG} \cdot \text{cm}^{-2}$$

$$\text{obliczona wartość } l_h = 0,00133 \text{ kG} \cdot \text{cm}^{-5} \cdot \text{s}^2.$$

Jak wynika z rys.8 przebieg rzeczywisty różni się od obliczeniowego dodatkowym opóźnieniem w pierwszej fazie narastania ciśnienia, co tłumaczy się faktem, że w rzeczywistości na wejście układu nie jest wprowadzana idealna funkcja skokowa natężenia przepływu, oraz wysokoczęstotliwościowymi pulsacjami ciśnienia wywołanymi nierównomiernością wydajności pompy, co nie zostało uwzględnione w modelu matematycznym, gdyż ma znaczenie drugorzędne dla omawianego problemu.

Przykłady zastosowania tej metody do określania dynamiki zaworów przelewowych i krzyżowych produkcji WZMB im.L.Waryńskiego znajdują się w /4/.

Do modelu matematycznego (równanie /1/ i /2/) można w razie konieczności wprowadzić uzupełnienia, uwzględniając np. nieliniowość rezystancji przecieków czy rezystancji zaworu, lub wprowadzając dodatkowe inertancje, rezystancje i pojemności w samym zaworze (podnosząc rząd równania opisującego dynamikę zaworu). Parametry równania dynamicznego zaworu zależą szczególnie w zaworach dwustopniowych, od ciśnienia otwarcia i temperatury cieczy roboczej, dlatego jest konieczne przeprowadzanie badań według opisa-



Rys. 8

nego sposobu dla różnych wartości tych parametrów.

Literatura

- [1] Serwach A.: Analiza stabilności zaworów przelewowych. Prace Instytutu Lotnictwa, nr 38, 1969.
- [2] Serwach A.: Właściwości dynamiczne hydraulicznej linii długiej, Archiwum Budowy Maszyn, tom XVI, z.1, 1969.
- [3] Serwach A.: Metoda eksperymentalnego określania właściwości dynamicznych hydraulicznego zaworu przelewowego, Przegląd Mechaniczny nr 5, 1970.
- [4] Serwach A., Frydliński S.; Naks G.: Modyfikacja programów obliczeń, badania modelowe oraz analiza wyników z badań układu równań dynamiki mechanizmu obrotu koparki K-406A, opracowanie MERA-PLAP, październik 1973. Oryginał w archiwum IMB .
- [5] Analogowo-hybrydowa maszyna WAT 1001, opracowanie WAT, 1971 (dokumentacja).