

POLSKA AKADEMIA NAUK

INSTYTUT MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

**PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPŁYWOWYCH**

**TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY**

95



GDAŃSK 1993

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machines

RADA REDAKCYJNA – EDITORIAL BOARD

TADEUSZ GERLACH * HENRYK JARZYNA * JERZY KRZYŻANOWSKI
WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ * WŁODZIMIERZ J. PROSNAK
JÓZEF ŚMIGIELSKI * ZENON ZAKRZEWSKI

KOMITET REDAKCYJNY – EDITORIAL COMMITTEE

EUSTACHY S. BURKA (REDAKTOR NACZELNY – EDITOR-IN-CHIEF)
JAROSŁAW MIKIELEWICZ
EDWARD ŚLIWICKI (REDAKTOR – EXECUTIVE EDITOR) * ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA – EDITORIAL OFFICE

Wydawnictwo Instytutu Maszyn Przepływowych
Polskiej Akademii Nauk
ul. Gen. Józefa Fiszer 14, 80-952 Gdańsk, skr. poczt. 621,
tel. (0-58) 41-12-71 wew. 141, fax: (0-58) 41-61-44,
e-mail: tjan@imppan.imp.pg.gda.pl

ISBN 83-01-93121-1
ISSN 0079-3205

ADAM ADAMKOWSKI¹

Uderzenia hydrauliczne w elektrowniach pompowych. Model obliczeniowy i jego weryfikacja doświadczalna

Opracowany sposób numerycznego przewidywania uderzeń hydraulicznych w układzie przepływowym maszyny odwracalnej sprawdzono na podstawie wyników badań doświadczalnych w dwóch elektrowniach pompowych. Porównano obliczone i pomierzone zmiany ciśnień po tłocznych i ssawnych stronach maszyn oraz zmiany prędkości obrotowej i mocy oddawanej lub pobieranej przez maszyny podczas ich zatrzymywania. Dobrą zgodność teorii z doświadczeniem uzyskano dla początkowego stadium zatrzymywania maszyn. Wskazano na prawdopodobne przyczyny rozbieżności obliczeń z doświadczeniem dla końcowej fazy zatrzymywania.

Wykaz oznaczeń

a - prędkość propagacji zaburzeń przepływu cieczy, $[m/s]$,	n_{11} - jedn. prędkość obrot. masz., $[m^{0.5}/min.]$,
a_0 - otwarcie kierownicy maszyny, $[mm]$,	N - moc maszyny, $[W]$,
b - współczynnik interpolacji zast. w metodzie charakterystyk, $[-]$,	p - ciśnienie, $[N/m^2]$,
c_p - współczynnik przepływu cieczy przez zawór, $[-]$,	R - moduł strat hydraulicznych, $(h = RQ^2)$, $[s^2/m^5]$,
D - średnica wewnętrzna rurociągu, $[m]$,	Re - liczba Reynoldsa, $[-]$,
D - średnica wirnika maszyny hydraulicznej, $[m]$,	Q - objętościowe natężenie przepływu cieczy, $[m^3/s]$,
e - grubość ścianki rurociągu, $[m]$,	Q_{11} - jednostkowe natężenie przepływu cieczy przez maszynę, $[m^{0.5}/s]$,
E - moduł sprężystości materiału ścianki rurociągu, $[N/m^2]$,	t - czas, $[s]$,
F - powierzchnia wewnętrzna, przekroju rurociągu, $[m^2]$,	x - współrzędna długości, $[m]$,
g - przyspieszenie ziemskie, $[m/s^2]$,	Y_s - przemieszczenie tłoka serwowatora kierownicy maszyny, $[-]$ lub $[m]$,
H - wysokość ciśnienia hydrodynamicz. odniesiona do poziomu hydrostatycz., $[m]$,	w - współczynnik mocowania rurociągu, $[-]$,
H_s - użyteczna wysokość podnoszenia lub spadku, $[m]$,	z - wysokość geometryczna, $[m]$,
h - wysokość strat hydraulicznych, $[m]$,	β - kąt pochylenia osi rurociągu do poziomu, $[rad]$,
I - moment bezwładności mas wirujących maszyny, $[kgm^2]$,	ϵ - dopuszczalna odchyłka wartości obliczanej,
K - moduł sprężystości cieczy, $[N/m^2]$,	η - współczynnik sprawności maszyny, $[-]$,
M - moment sił hydrodynam., $[Nm]$,	λ - współczynnik strat tarcia cieczy o ścianki rurociągu, $[-]$,
	ν - współczynnik Poissona, $[-]$,
	ρ - gęstość cieczy, $[kg/m^3]$,

¹Zakład Dynamiki Cieczy, Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk

M_e –	moment sił elektrodynam., [Nm],	ξ –	współczynnik lokalnych strat hydraulicz., [–],
M_{11} –	jednostkowy moment obrotowy maszyny, [N/m ³],	φ –	stopień otwarcia zaworu, [–] lub [rad].
n –	prędkość obrotowa maszyny, [1/min.],		

Indeksy dotyczą:

d –	dolnego zbiornika cieczy,	e –	wartości przybliżonej,
g –	górnego zbiornika cieczy,	o –	wartości początkowej,
s –	strony ssącej maszyny,	n –	wartości nominalnej,
t –	strony tłocznej maszyny,	z –	wartości zadanej,
m –	maszyny modelowej,	str –	strat hydraulicznych.
r –	maszyny rzeczywistej,		

1. Wprowadzenie

Elektrownie pompowe pełnią w systemie energetycznym oprócz funkcji programowych (praca *szczytowa*) o wiele ważniejsze funkcje regulacyjno – interwencyjne. Z funkcji tych wynikają, między innymi, duże wymagania odnośnie dyspozycyjności ruchowej, zarówno czasowej jak i operacyjnej rozumianej jako przystosowanie hydrozespołów do wymagań systemu energetycznego. Z jednej strony wymagania te wiążą się ze wzrostem ilości dobowych uruchomień i zatrzymań maszyn, z drugiej zaś ze skróceniem trwania interwencyjnych uruchomień i zatrzymań. Wymienione wyżej wymagania, a także długie zazwyczaj rurociągi doprowadzające wodę do maszyn sprzyjają częstemu powstawaniu silnych uderzeń hydraulicznych i związanych z nimi obciążeń dynamicznych. W związku z tym, duże znaczenie ma poszukiwanie skutecznych metod ograniczenia ich skutków. Wielce pomocne w tych zadaniach mogą być programy komputerowe, służące do przewidywania hydrodynamicznych procesów nieustalonych w zmiennych warunkach ruchu maszyn. Ich wiarygodność powinna być określona na podstawie porównania wyników obliczeń z wynikami badań doświadczalnych.

Na podstawie licznych prac w dziedzinie uderzeń hydraulicznych można odnieść wrażenie, że niektóre zagadnienia związane z analizą tego zjawiska, np. równania opisujące jednowymiarowy nieustalony ruch cieczy w przewodach zamkniętych i podstawowe metody ich rozwiązywania znalazły już niemal ostateczne podsumowanie. Obecnie prowadzone w różnych ośrodkach naukowo-badawczych prace zmierzają do lepszego rozpoznania zjawisk towarzyszących przepływom nieustalonym w przewodach (np. zjawiska kawitacji [1,2,3,4], zjawiska rozproszenia energii w cieczy i przewodach [5,6] itd), trafniejszego formułowania warunków brzegowych [7,8] oraz doskonalenia metod obliczeniowych [9,10] i ich wykorzystanie w konkretnych zagadnieniach technicznych [11,12,13].

W dostępnych opracowaniach (opublikowanych i nie opublikowanych) można zauważyć znaczną przewagę rozważań teoretycznych nad badaniami doświadczalnymi. Publikowane wyniki doświadczeń odnoszą się przeważnie do prostych przykładów badanych układów hydraulicznych, często powtarzanych przez różnych

autorów.

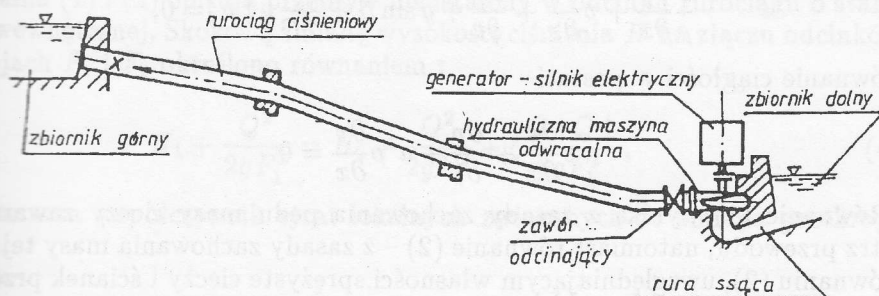
Trudno dostępne są natomiast wyniki badań doświadczalnych, przeprowadzonych w różnych sytuacjach eksploatacyjnych w rzeczywistych układach pompowych i turbinowych. W związku z tym często niemożliwe jest sprawdzenie wiarygodności opracowanych programów obliczeniowych służących przewidywaniu przebiegu uderzeń hydraulicznych a tym samym dalsze ich doskonalenie. Potwierdzeniem tego stwierdzenia, w odniesieniu do analizy stanów nieustalonych w układach elektrowni pompowych, mogą być prace [14,15,16].

Prace prowadzone w tej dziedzinie w Instytucie Maszyn Przepływowych Polskiej Akademii Nauk w Gdańsku zmierzają do rozwijania i doskonalenia metod analizy procesów nieustalonych w układach pompowych i turbinowych oraz ich wykorzystania w zadaniach łagodzenia uderzeń hydraulicznych w tych układach.

W niniejszej pracy omówiono sposób numerycznego przewidywania zachowania się układu hydraulicznej maszyny odwracalnej podczas jej uruchamiania i zatrzymywania oraz przedstawiono porównanie wyników przewidywań teoretycznych z wynikami badań doświadczalnych przeprowadzonych w dwóch elektrowniach pompowych w Polsce.

2. Model matematyczny

Schemat przyjętego do analizy układu przepływowego hydraulicznej maszyny odwracalnej (układu najczęściej stosowanego w elektrowniach pompowych) przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Schemat układu przepływowego

W skład tego układu wchodzi: dolny zbiornik wody, rura ssąca (ssawna), hydrauliczna maszyna odwracalna z kierownicą łopatkową, zawór odcinający zamontowany blisko maszyny po jej stronie tłocznej, rurociąg ciśnieniowy i górny zbiornik wody.

Procesom uruchamiania i zatrzymywania hydraulicznej maszyny odwracalnej,

w warunkach jej pracy pompowej i turbinowej, towarzyszy szybka zmiana natężenia przepływu wody wywołana wskutek otwierania lub zamykania kierownicy i zaworu odcinającego oraz wskutek zmiany prędkości obrotowej wirnika maszyny. Wymuszony jest w ten sposób nieustalony ruch cieczy w całym układzie przepływowym oraz związane z nim zjawisko uderzenia hydraulicznego charakteryzujące się zmianami ciśnienia rozprzestrzeniającymi się w postaci fal wzdłuż rurociągów.

Poniżej przedstawiono model matematyczny zjawiska uderzenia hydraulicznego w przyjętym układzie przepływowym. Model ten oparto o równania opisujące nieustalone przebiegi wielkości hydromechanicznych występujące w poszczególnych elementach układu.

2.1. Rurociąg ciśnieniowy

Przyjęto, że rurociąg ciśnieniowy maszyny składa się z odcinków przewodów rurowych o skokowo zmiennej średnicy i grubości ścianek. W opisie nieustalonego ruchu cieczy w poszczególnych odcinkach rurociągu założono, że:

- ruch cieczy w przewodzie jest ruchem jednowymiarowym,
- ciecz i ścianki przewodu rurowego odkształcają się sprężysto,
- straty hydrauliczne są proporcjonalne do kwadratu chwilowych wartości prędkości cieczy.

Przy powyższych założeniach nieustalony ruch cieczy w przewodzie opisują następujące równania [17]:

a) równania ilości ruchu w postaci

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial t} + g \sin \beta + \frac{\lambda}{2D} v |v| = 0, \quad (1)$$

b) równanie ciągłości w postaci

$$v \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t} + a^2 \rho \frac{\partial v}{\partial x} = 0. \quad (2)$$

Równanie (1) wynika z zasady zachowania pędu masy cieczy zawartej wewnątrz przewodu, natomiast równanie (2) – z zasady zachowania masy tej cieczy. W równaniu (2), uwzględniającym własności sprężyste cieczy i ścianek przewodu, wielkość a przedstawiającą prędkość rozprzestrzeniania się zaburzeń przepływu cieczy określa się wzorem [17]:

$$a = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{wDK}{eE}}}, \quad (3)$$

w którym współczynnik w , zależny od sposobu mocowania przewodu, można określić zgodnie z [19] za pomocą jednej z poniższych zależności:

- dla rurociągu monolitycznego obustronnie utwierdzonego

$$w = 1 - \nu^2,$$

- dla rurociągu monolitycznego jednostronnie utwierdzonego

$$w = 1,25 - \nu,$$

- dla rurociągu złożonego z oddzielonych od siebie odcinków z kompensacją wzdłużną:

$$w = 1 - 0,5\nu.$$

Równania (1) i (2) tworzą zamknięty układ równań różniczkowych cząstkowego typu hiperbolicznego o niewiadomych funkcjach $H(x, t)$ i $Q(x, t)$. Układ ten jest bardzo często stosowany w inżynierskich przewidywaniach przebiegów nieustalonych występujących w układach hydraulicznych [17,18]. Szczegółowe rozwiązanie tego układu wymaga określenia warunków granicznych, zarówno początkowych jak i brzegowych. Warunki początkowe określa się poprzez znane wzdłuż przewodu rozkłady wysokości ciśnień i natężenia przepływu cieczy. Ponieważ najłatwiej jest wyznaczyć parametry przepływu ustalonego, który występuje bezpośrednio przed przepływem nieustalonym, dlatego przyjęto w modelu, że parametry te określają warunki początkowe. Warunki brzegowe w zastosowanym modelu określają równania opisujące zachowanie się maszyny i jej organów regulacyjnych w nieustalonym stanie jej ruchu oraz równania przedstawiające zależności między ciśnieniem a natężeniem przepływu w przekrojach połączenia rurociągu z zbiornikami i w przekrojach połączenia odcinków rur o różnych średnicach.

Równania (1) i (2) opisują przepływ nieustalony w odcinku rurociągu o stałej średnicy wewnętrznej. Skokową zmianę wysokości ciśnienia H na złączu odcinków w przekrojach F_1 i F_2 określono równaniem :

$$H_1 + \frac{Q^2}{2gF_1^2} = H_2 + \frac{Q^2}{2gF_2^2} + \xi \frac{Q |Q|}{2gF_1^2}, \quad (4)$$

gdzie ξ oznacza współczynnik strat lokalnych związanych ze zmianą przekroju rurociągu.

2.2. Hydrauliczna maszyna odwracalna wraz z rurą ssącą

Zmiany warunków pracy maszyny opisano za pomocą :

- a) Równania ruchu mas wirujących hydrozespołu (maszyny hydraulicznej-maszyny elektrycznej) w postaci

$$\frac{\pi I}{30} \frac{dn}{dt} = M_e - M, \quad (5)$$

b) Równania przepływu wody przez maszynę i rurę ssącą w postaci

$$H_t + \frac{Q^2}{2gF_t^2} - H_d + \frac{K_F}{g} \frac{dQ}{dt} = H_p, \quad (6)$$

gdzie wielkość K_F oznacza moduł kształtu kanałów przepływowych maszyny (rury ssącej, komory spiralnej oraz przestrzeni międzyłopatkowych kierownicy i wirnika) określony wzorem:

$$K_F = \sum_k \int_0^{l_k} \frac{dx}{F_k(x)},$$

w którym l_k i F_k oznaczają odpowiednio długość i pole przekroju poprzecznego k kanału przepływowego, x - współrzędną długości wzdłuż osi środkowej kanału,

c) Charakterystyk uniwersalnych maszyny $Q_{11} = Q_{11}(n_{11})$ i $M_{11} = M_{11}(n_{11})$ wyznaczonych w wyniku badań modelowych maszyny przeprowadzonych w warunkach ustalonych przy różnych otwarciach kierownicy. Wielkości n_{11} , Q_{11} i M_{11} określa się odpowiednio:

$$n_{11} = \frac{nD_w}{\sqrt{H_p}}, \quad Q_{11} = \frac{Q}{D_w^2 \sqrt{H_p}}, \quad M_{11} = \frac{M}{D_w^2 H_p}.$$

W celu przeniesienia wyników badań modelowych na warunki rzeczywiste skorzystano z następujących wzorów przeliczeniowych [20]:

$$n_{11r} = \frac{n_{11}}{\sqrt{s}}, \quad Q_{11r} = \frac{Q_{11}}{\sqrt{s}}, \quad M_{11r} = \frac{M_{11}}{s},$$

$$s = \begin{cases} 1 + \frac{\Delta\eta_p}{\eta_{pmax}} & \text{dla pracy pompowej;} \\ \frac{\eta_{tmax}}{\eta_{tmax} + \Delta\eta_t} & \text{dla pracy turbinowej,} \end{cases}$$

gdzie: n_{11r} , Q_{11r} i M_{11r} odnoszą się do maszyny rzeczywistej, $\Delta\eta_p$ i $\Delta\eta_t$ oznaczają różnice między sprawnością maszyny rzeczywistej i modelowej w optymalnych punktach pracy odpowiednio w ruchu pompowym i turbinowym, a η_{pmax} i η_{tmax} maksymalne wartości sprawności maszyny modelowej w ruchu pompowym i turbinowym.

W powyższym modelu matematycznym maszyny pomija się ściśliwość wody w kanałach przepływowych maszyny. Człon $\frac{K_F dQ}{g dt}$ w równaniu (6) uwzględnia tylko bezwładność wody. Uproszczenie to ogranicza adekwatność modelu do układu: długi rurociąg ciśnieniowy - krótkie kanały przepływowe maszyny, a szczególnie krótka rura ssąca. Sumaryczna długość tych kanałów nie powinna przekraczać kilku procent długości rurociągu, aby błędy obliczeniowe wynikające z tego

uproszczenia nie miały istotnego znaczenia [17]. Dla potwierdzenia zasadności tego uproszczenia wskazuje się na następujące fakty:

- długości rur ssących maszyn w większości elektrowni pompowych są małe w porównaniu do długości rurociągów ciśnieniowych,
- średnia prędkość przepływu cieczy w rurach ssących, z uwagi na ich dyfuzyjny kształt, jest znacznie mniejsza niż w rurociągach ciśnieniowych,
- dostępne wyniki badań doświadczalnych wskazują na małe, wywołane uderzeniem hydraulicznym wahania ciśnień po ssących stronach maszyn.

W modelu tym zakłada się również, że zmiana parametrów ruchu maszyny podczas przepływu nieustalonego odbywa się zgodnie z jej charakterystykami statycznymi wyznaczonymi w warunkach przepływu ustalonego. W podejściu tym pomija się niestacjonarność przepływu cieczy występującą wewnątrz maszyny w warunkach nieustalonych, np. krótkotrwałe zjawiska kawitacyjne. Błędy związane z ich pominięciem nie są zazwyczaj istotne, gdyż pulsacje ciśnień generowane przez układy łopatkowe tych maszyn są małe w porównaniu ze zmianami ciśnienia wywołanymi uderzeniem hydraulicznym. Opracowywane w niektórych ośrodkach na świecie [27] dynamiczne modele maszyn hydraulicznych nie znalazły jeszcze zastosowania w analizie uderzenia hydraulicznego ze względu na ich dużą złożoność oraz brak wyników badań wskazujących na dużą efektywność ich stosowania.

Wyznaczenie charakterystyk dużych maszyn wodnych w naturze, w zakresie wystarczającym do analizy uderzeń hydraulicznych i nieustalonych stanów ich ruchu, jest z różnych względów niemożliwe. Dlatego charakterystyki tych maszyn wyznacza się zwykle na podstawie badań modelowych przy wykorzystaniu teorii hydrodynamicznego podobieństwa maszyn wirowych. Przenoszenie wyników badań modelowych na warunki rzeczywiste wiąże się z potrzebą uwzględnienia efektu skali. Wszystkie sprawdzone doświadczalnie znane formuły przeliczeniowe odnoszą się jedynie do tzw. optymalnych warunków ruchu maszyny – do obszaru wierzchołka pagórka sprawności. Nie znane są natomiast formuły przeliczeniowe, których wiarygodność byłaby potwierdzona w bezpośrednich porównawczych badaniach maszyn modelowych i rzeczywistych dla szerokiego zakresu zmian warunków ich ruchu. Dlatego nie jest możliwa ocena błędów obliczeniowych związanych z zastosowaniem przedstawionych wyżej wzorów przeliczeniowych, zalecanych przez niektórych autorów w przewidywaniu uderzeń hydraulicznych.

2.3. Zawór

Założono, że różnica wysokości ciśnień ΔH przed i za zaworem podczas przepływu nieustalonego zmienia się zgodnie z równaniem :

$$\Delta H = \frac{Q |Q|}{2gF^2[c_p(\varphi(t))]^2} \cdot \quad (7)$$

Funkcja $c_p(\varphi(t))$ uwzględnia własności dławieniowe zaworu i kinematykę jego organu zamykającego. Własności dławieniowe można określić na podstawie badań doświadczalnych za pomocą zależności współczynnika przepływu c_p od stopnia otwarcia φ . Przyjmuje się, że zależność ta nie zależy od liczby Reynoldsa Re . Przebieg napędu zaworu określa funkcja $\varphi(t)$.

2.4. Zbiornik wody

Przyjęto, że poziom H_{zb} wody w zbiornikach nie zmienia się w czasie trwania niustalonego ruchu cieczy oraz, że wysokość ciśnienia H_w we wlotowym lub wylotowym przekroju rurociągu zmienia się zgodnie z równaniem:

$$H_w = H_{zb} - \frac{Q^2}{2gF^2} \pm h, \quad (8)$$

w którym znak $+$ odnosi się do wypływu wody ze zbiornika do rurociągu, natomiast znak $-$ do dopływu wody z rurociągu do zbiornika.

3. Metoda obliczeniowa

Obliczenia chwilowych parametrów pracy maszyny (n, Q, H_p, M) oraz wartości ciśnienia i prędkości przepływu wody w przekrojach obliczeniowych rurociągu ciśnieniowego odbywa się poprzez rozwiązywanie równań (1), (2), (4), (5), (6), (7) i (8), z określonym krokiem czasowym, począwszy od przyjętych początkowych warunków ruchu ustalonego maszyny i odpowiadających im warunków ustalonego przepływu cieczy.

Celem rozwiązania układu równań (1) i (2) wykorzystano metodę charakterystyk [17,18], jako najczęściej stosowaną metodę analizy uderzeń hydraulicznych. W porównaniu do innych metod (analitycznych, operatorowych, różnic skończonych itd.), jest ona szczególnie wygodna przy uwzględnianiu złożonych warunków granicznych. Przyjmując, że prędkość przepływu cieczy w przewodzie jest pomijalnie mała w porównaniu z prędkością rozprzestrzeniania się zaburzeń w cieczy, metoda ta pozwala na przekształcenie układu równań (1) i (2) do następującego układu równań różniczkowych zwyczajnych:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{gF}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{\lambda}{2DF} Q |Q| = 0, \quad (9)$$

dla

$$\frac{dx}{dt} = +a, \quad (10)$$

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{gF}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{\lambda}{2DF} Q |Q| = 0, \quad (11)$$

dla

$$\frac{dx}{dt} = -a, \quad (12)$$

po uwzględnieniu zależności:

$$p = \rho g(H - z),$$

$$\frac{dp}{dt} = \rho g\left(\frac{dH}{dt} - v \sin \beta\right)$$

$$Q = vF.$$

Założenie, że prędkość v jest pomijalnie mała w stosunku do prędkości a odpowiada rzeczywistości. W spotykanych instalacjach hydrotechnicznych zwykle $v < 0,01a$, co wskazuje, że wynikające z tego uproszczenia odchyłki obliczeniowe mieszczą się w błędzie jaki popełnia się przy obliczaniu prędkości a .

Równania (10) i (12) wyznaczają na płaszczyźnie $x-t$ rodzinę krzywych zwanych charakterystykami. W interpretacji fizycznej są to drogi, wzdłuż których rozprzestrzeniają się z prędkością a zaburzenia przepływu cieczy w rurociągu w postaci zmian H i Q . Równania (9) i (11) przedstawiają związki między parametrami H i Q spełnione na tych krzywych.

Istota numerycznego całkowania równań (9 - 12) polega na wyznaczeniu siatki charakterystyk dla przyjętego podziału rurociągu na podstawie równań (10) i (12) oraz na obliczaniu dyskretnych wartości Q i H w węzłach tej siatki na podstawie równań (9) i (11). W tym celu posłużono się następującym sposobem postępowania [17]. Jeżeli znane są parametry t, x, H, Q w punktach A i B (rys.2), to parametry im odpowiadające w punkcie C , będącym punktem przecięcia charakterystyki $dx/dt = +a$ przechodzącej przez punkt A , z charakterystyką $dx/dt = -a$ przechodzącą przez punkt B , można obliczyć z układu równań:

$$x_C - x_A = a_{A-C}(t_C - t_A) \quad (13)$$

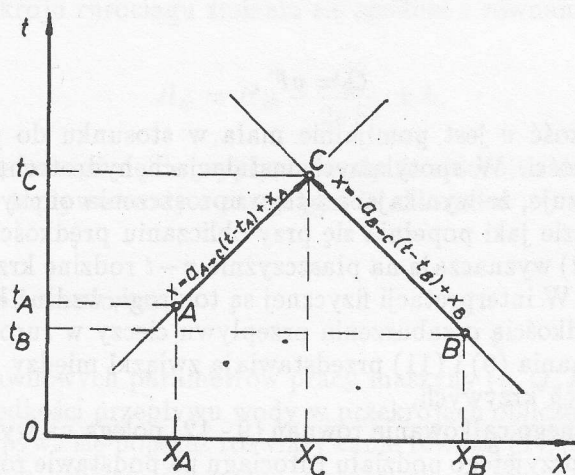
$$Q_C - Q_A + \frac{gF_{A-C}}{a_{A-C}}(H_C - H_A) + \frac{\lambda_{A-C}}{2(DF)_{A-C}}(t_C - t_A) \frac{Q_C + Q_A}{2} \frac{Q_C + Q_A}{2} = 0 \quad (14)$$

$$x_C - x_B = -a_{B-C}(t_C - t_B) \quad (15)$$

$$Q_C - Q_B - \frac{gF_{B-C}}{a_{B-C}}(H_C - H_B) +$$

$$+ \frac{\lambda_{B-C}}{2(DF)_{B-C}}(t_C - t_B) \frac{Q_C + Q_B}{2} \left| \frac{Q_C + Q_B}{2} \right| = 0 \quad (16)$$

przy założeniu, że między punktami A, B i C zmiana H i Q jest zmianą liniową. Równanie (14) otrzymano po scałkowaniu równania (9) w granicach od punktu A do punktu C , a równanie (16) - po scałkowaniu równania (11) w granicach od punktu B do punktu C .



Rys. 2. Linie opisane równaniami charakterystyk $dx/dt = +a$ i $dx/dt = -a$

Otrzymany układ równań jest nieliniowy ze względu na wyrażenia ujmujące straty tarcia. Te ostatnie mają zwykle małe wartości w porównaniu do pozostałych członów. W związku z tym nie popełni się dużego błędu zastępując równania (14) i (16) przez równania następującej postaci:

$$Q_C - Q_A + \frac{gF_{A-C}}{a_{A-C}}(H_C - H_A) + \frac{\lambda_{A-C}}{2(DF)_{A-C}}(t_C - t_A)Q_A \left| Q_A \right| = 0 \quad (17)$$

$$Q_C - Q_B - \frac{gF_{B-C}}{a_{B-C}}(H_C - H_B) + \frac{\lambda_{B-C}}{2(DF)_{B-C}}(t_C - t_B)Q_B \left| Q_B \right| = 0 \quad (18)$$

Liniowa postać tych równań znacznie upraszcza obliczenia, a wynikający z tego błąd jest nieistotny przy analizie przepływu cieczy o małej lepkości, np. wody [17,18].

Zastosowanie wyżej przedstawionego schematu różnicowego do obliczania parametrów przepływu cieczy w konkretnym rurociągu wymaga podzielenia tego rurociągu na segmenty obliczeniowe o długości Δx_j ; $j = 1, 2, \dots$. Ze względu na sposób obliczeń najwygodniej jest podzielić rurociąg na takie segmenty, aby czas Δt_j przebiegu zaburzenia przez każdy segment był stały, tzn. $\Delta t_j = \Delta x_j / a_j = \text{const}$ dla $j = 1, 2, \dots$. Podział wykonany w ten sposób nie nastęrcza większych trudności w przypadku pojedynczego rurociągu o stałej średnicy i grubości ścianek. Otrzymuje się wtedy na płaszczyźnie $x - t$ siatkę prostokątną o wymiarach oczek $\Delta x = \Delta x_j = \text{const}$ i $\Delta t = \Delta t_j = \text{const}$ dla $j = 1, 2, \dots$. Przez węzły tej siatki przechodzą charakterystyki, określone równaniami (10) i (12), tworząc nową siatkę, tzw. siatkę charakterystyk. Analiza numeryczna dla rurociągów złożonych z odcinków rur o skokowo zmiennej średnicy i grubości ścianek, a zatem również o zmiennej prędkości propagacji fal zaburzeń, napotyka na pewne trudności związane z podziałem rurociągów na segmenty obliczeniowe i z budową siatki charakterystyk. W celu zachowania stałego kroku całkowania Δt dla wszystkich, różniących się średnicą i grubością ścianek, odcinków rurociągu powinien być spełniony warunek:

$$\Delta t_j = l_j / (a_j n_j) = \text{const} \quad \text{dla } j = 1, 2, \dots,$$

w którym n_j jest liczbą całkowitą wskazującą na ilość segmentów obliczeniowych w j odcinku rurociągu o długości l_j . Najczęściej powyższy warunek nie może być spełniony równocześnie dla wszystkich odcinków rurociągu. Wówczas można wykorzystać jeden z kilku znanych sposobów postępowania [17,18]. W omawianym modelu wykorzystano najbardziej zalecaną w [17] metodę interpolacji po długości. Tok postępowania jest następujący:

- założmy, że został dokonany podział poszczególnych odcinków rurociągu na segmenty obliczeniowe o długości Δl_j ($\Delta l_j = l_j / n_j$) dla przyjętego kroku czasowego Δt według warunku:

$$\Delta l_j \geq \Delta t a_j,$$

będącego kryterium stabilności obliczeń Couranta; podziałowi temu odpowiada siatka prostokątna o wymiarach oczek Δl_j i Δt przedstawiona na rysunku 3,

- założmy, że znane są parametry Q i H w węzłach A, B i C (rys. 3), oraz że parametry te zmieniają się liniowo wzdłuż każdego z segmentów; zgodnie z tym założeniem można obliczyć Q i H w węzłach R i V z następujących równań :

$$\frac{\Delta l_j}{a_j \Delta t_j} = \frac{Q_C - Q_R}{Q_C - Q_A} = \frac{H_C - H_R}{H_C - H_A}, \quad (19)$$

$$\frac{\Delta l_j}{a_j \Delta t_j} = \frac{Q_C - Q_V}{Q_C - Q_B} = \frac{H_C - H_V}{H_C - H_B}, \quad (20)$$

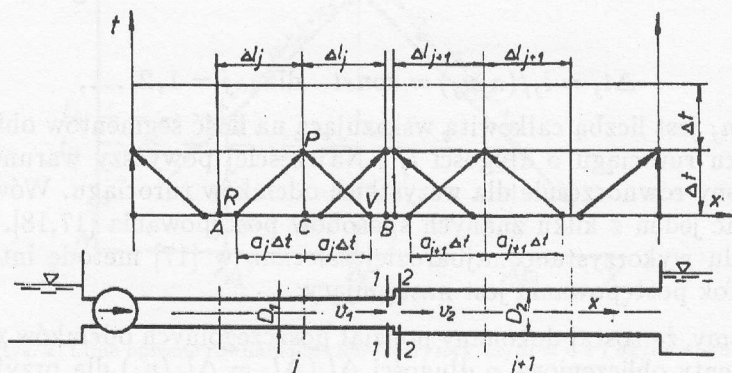
- wartości Q i H w węźle P (rys. 3), odpowiadającym pośredniemu przekrojo-
wemu obliczeniowemu j odcinka rurociągu, oblicza się z następującego układu
równań :

- a) równania (17) odniesionego do punktów R i P leżących na charakte-
rystyce $x_P - x_R = a_j \Delta t$ w postaci:

$$Q_P - Q_R + \frac{gF_j}{a_j}(H_P - H_R) + \frac{\lambda_j}{2D_j J} \Delta t Q_R | Q_R | = 0, \quad (21)$$

- b) równania (18) odniesionego do punktów V i P leżących na charakte-
rystyce $x_P - x_V = -a_j \Delta t$ w postaci:

$$Q_P - Q_V - \frac{gF_j}{a_j}(H_P - H_V) + \frac{\lambda_j}{2D_j F_j} \Delta t Q_V | Q_V | = 0 \quad (22)$$



Rys. 3. Schemat siatki obliczeń metody charakterystyk z interpolacją

Powyższej metodzie interpolacji towarzyszą błędy numerycznego (sztucznego) tłumienia. Są one jednak pomijalnie małe, gdy wartości tzw. współczynników interpolacji $b_j = a_j \Delta t / \Delta l_j$ dla poszczególnych odcinków rurociągu utrzymuje się podczas obliczeń w granicach $0,95 \div 1,0$ [17].

W przedstawiony wyżej sposób oblicza się w opracowanej metodzie parametry przepływu wody w pośrednich przekrojach obliczeniowych każdego z poszczególnych odcinków rurociągu ciśnieniowego. Obliczanie parametrów w przekrojach odpowiadających wewnętrznym połączeniom tych odcinków oraz połączeniom rurociągu z maszyną (wraz z rurą ssącą i zaworem) i zbiornikiem górnym odbywa się na podstawie wspólnego rozwiązywania równań postaci (21) lub (22), odniesionych do najbliższych tym przekrojom segmentów obliczeniowych, odpowiednio z równaniami (4), (5,6 i 7) oraz (8). Celem całkowania równania ruchu mas wirujących maszyny (5) wykorzystano metodę Runge'go i Kuty.

Opracowany algorytm obliczeniowy przedstawiono w załączniku do niniejszej

pracy. Przygotowany na jego podstawie program komputerowy w wersji podstawowej SNM [23], opracowany w języku FORTRAN na maszynie cyfrowej JS RIAD, został następnie rozszerzony i przystosowany do pracy na minikomputerze IBM PC/XT lub AT w wersji SNM1 [24] w języku FORTRAN 77.

4. Weryfikacja doświadczalna modelu obliczeniowego

Weryfikacji opracowanego sposobu przewidywania przebiegu uderzenia hydraulicznego w układzie maszyny odwracalnej dokonano w oparciu o wyniki własnych badań wykonanych w Elektrowni Pompowo-Szczytowej w Żydowie oraz o wyniki badań gwarancyjnych wykonanych przez ČKD Blansko w Elektrowni Pompowo - Szczytowej w Żarnowcu.

4.1. Weryfikacja modelu obliczeniowego na podstawie badań w EPS Żydowo.

Badania doświadczalne

Elektrownia Pompowo-Szczytowa Żydowo posiada dwa hydrozespoły odwracalne (TG1 i TG2) oraz jeden hydrozespół (TG3) z klasyczną turbiną Francisa. Przedmiotem badań były procesy nieustalone w układzie przepływowym hydrozespołu (TG2) wyposażonego w odwracalną maszynę hydrauliczną typu Francisa FR25 o średnicy wirnika $D_w = 4500\text{mm}$. Podstawowe parametry badanego hydrozespołu przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Podstawowe parametry hydrozespołu nr 2 w EPS Żydowo

Wielkości charakterystyczne	Jednostki	Wartości	
		praca pompowa	praca turbinowa
Średnia wys. podnoszenia lub spadu	m	80,3	77,4
Maks. natężenie przepływu wody	m^3/s	74,0	78,0
Moc nominalna	MW	68,0	50,0
Nominalna prędkość obrotowa	obr/min	187,5	187,5
Średnica wirnika	mm	4500	
Moment bezwładności mas wirujących	kgm^2	$1,25 \cdot 10^6$	
Długość rurociągu ciśnieniowego	m	460	
Średnica rurociągu ciśnieniowego	m	4,5-5,0	
Długość rury ssącej	m	23	

Badania obejmowały pomiar i rejestrację zmian następujących wielkości podczas normalnego i awaryjnego zatrzymywania maszyny:

- przemieszczenia tłoka serwowatora kierownicy maszyny (Y_s),
- stopnia otwarcia zaworu motylowego (φ),
- prędkości obrotowej wirnika maszyny (n)
- ciśnienia w przekroju rurociągu derywacyjnego przy zaworze motylowym (p_z),
- ciśnienia na wlocie (wylocie) komory spiralnej maszyny (p_t),
- ciśnienia w rurze ssącej maszyny (p_s).

Metodykę i przebieg badań oraz ich wyniki przedstawiono w [21].

Obliczenia numeryczne

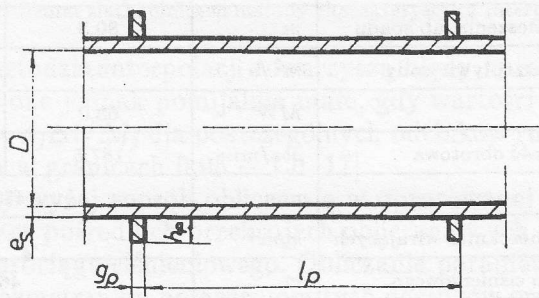
Obliczenia przebiegów nieustalonych podczas zatrzymywania hydrozespołu oparto na poniższych przesłankach.

Wielkości odnoszące się do rurociągu ciśnieniowego określono na podstawie informacji zawartych w [25]. Informacje te posłużyły, między innymi, do ustalenia parametrów geometrycznych poszczególnych odcinków rurociągu, obliczenia prędkości rozchodzenia się zaburzeń przepływu w tych odcinkach i wyznaczenia współczynników strat lokalnych występujących na złączach tych odcinków.

Prędkość propagacji zaburzeń obliczono według wzoru (3). Przyjęto, że współczynnik w w tym wzorze ma wartość $0,85 (w = 1 - \nu/2; \nu = 0.3)$, a e jest grubością zastępczą ścianek odcinka rurociągu obliczoną według wzoru [19]:

$$e = e_s + g_p h_p / l_p \quad (23)$$

Symbole w tym wzorze są zgodne z rysunkiem 4.



Rys. 4. Odcinek rurociągu z obwodowymi pierścieniami usztywniającymi

Charakterystyki jednostkowe maszyny odwracalnej określono na podstawie wyników badań modelowych oraz przewidywań przybliżonych. Badania modelowe (wirnik modelu miał średnicę 350mm) przeprowadzono w CKD Blansko

w 1964 roku. Na podstawie wyników zawartych w protokole z tych badań można było wyznaczyć zaledwie niewielki fragment charakterystyk jednostkowych. W celu określenia charakterystyk w pełnym zakresie zmienności parametrów pracy maszyny, skorzystano z wyników badań maszyny modelowej odwzorowującej jednostki zainstalowane w EPS Żarnowiec [26]. Postępowanie to jest zasadne zarówno ze względu na podobieństwo typów maszyn, podobieństwo geometryczne ich wirników oraz bliskie wartości kinematycznego wyróżnika szybkobieżności (dla EPS Żydowo $n_s = 59$, natomiast dla EPS Żarnowiec $n_s = 59,7$; n_s określono dla warunków pracy turbinowej).

Zależności współczynnika c_d strat lokalnych występujących na zainstalowanym zaworze motylowym, od stopnia jego otwarcia określono na podstawie [27].

Przebiegi otwierania lub zamykania zaworu i kierownicy maszyny wyznaczono na podstawie zarejestrowanych krzywych dla każdego badanego przypadku uruchamiania lub zatrzymywania hydrozespołu.

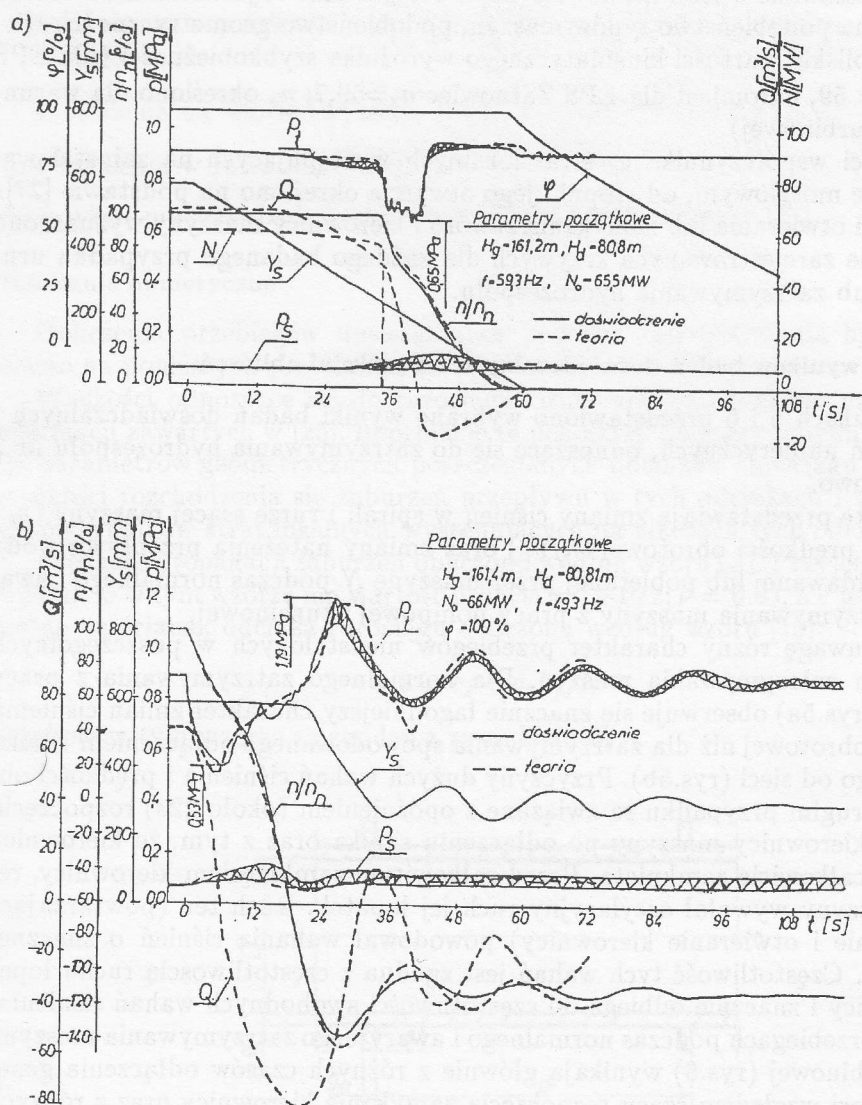
Porównanie wyników badań doświadczalnych z wynikami obliczeń

Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono wybrane wyniki badań doświadczalnych i przewidywań numerycznych, odnoszące się do zatrzymywania hydrozespołu nr 2 w EPS Żydowo.

Wyniki te przedstawiają zmiany ciśnień w spirali i rurze ssącej maszyny (p_t i p_s), zmiany prędkości obrotowej (n/n_o) oraz zmiany natężenia przepływu wody Q i mocy oddawanej lub pobieranej przez maszynę N podczas normalnego i awaryjnego zatrzymywania maszyny z pracy pompowej i turbinowej.

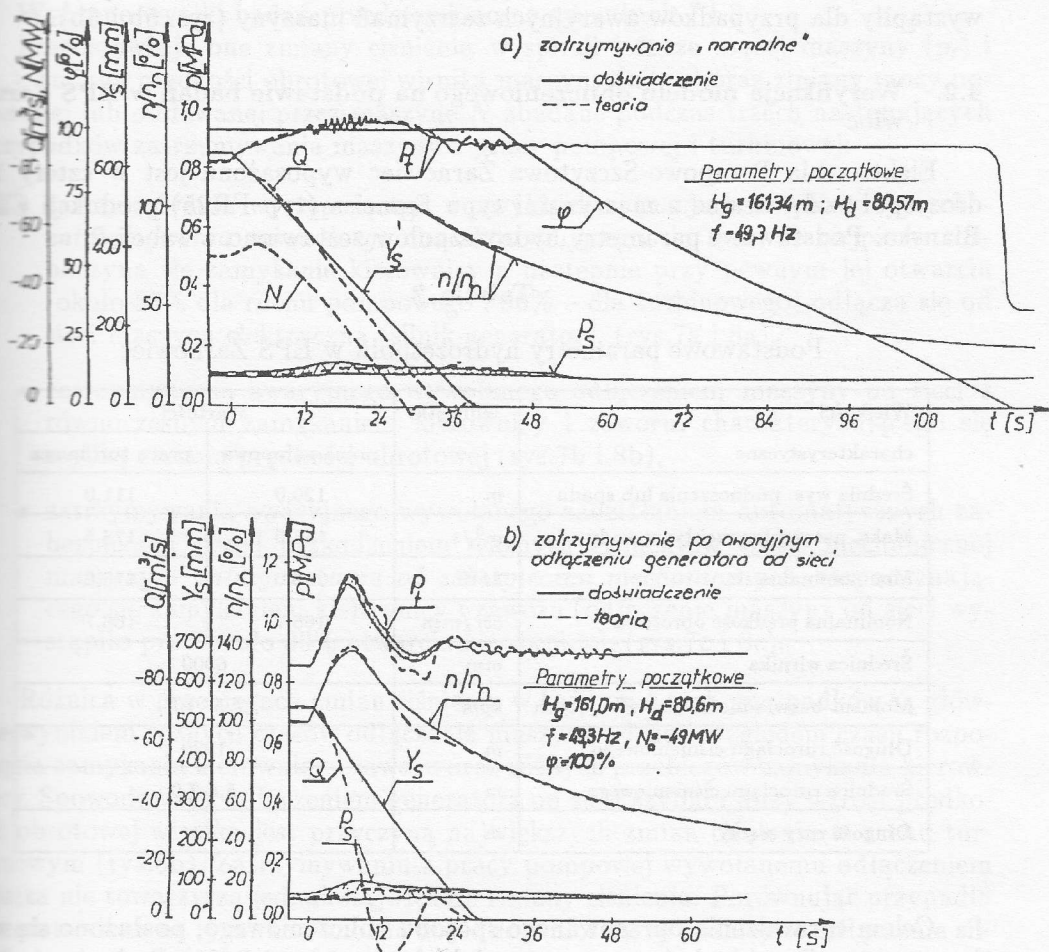
Zwraca uwagę różny charakter przebiegów nieustalonych w poszczególnych przypadkach zatrzymywania maszyn. Dla normalnego zatrzymywania z pracy pompowej (rys.5a) obserwuje się znacznie łagodniejszy charakter zmian ciśnienia i prędkości obrotowej niż dla zatrzymywania spowodowanego odłączeniem silnika elektrycznego od sieci (rys.5b). Przyczyny dużych wahań ciśnienia i prędkości obrotowej w drugim przypadku są związane z opóźnieniem (około 22s) rozpoczęcia zamykania kierownicy maszyny po odłączeniu silnika oraz z tym, że kierownica nie została całkowicie zamknięta. Przed całkowitym zamknięciem kierownicy, regulator maszyny wywołał oscylacyjny ruch jej łopatek. Ruch ten (powtarzające się zamykanie i otwieranie kierownicy) powodował wahania ciśnienia o znacznej amplitudzie. Częstotliwość tych wahań jest zgodna z częstotliwością ruchu łopatek kierownicy i znacznie odbiega od częstotliwości swobodnych wahań ciśnienia. Różnice w przebiegach podczas normalnego i awaryjnego zatrzymywania maszyny z pracy turbinowej (rys.6) wynikają głównie z różnych czasów odłączenia generatora od sieci względem czasu rozpoczęcia zamykania kierownicy oraz z różnych szybkości zamykania kierownicy. Przyczyną większych wahań ciśnienia w przypadku awaryjnego zatrzymywania jest, oprócz szybszego zamykania kierownicy (zamykanie w tym przypadku odbywało się z maksymalną dla układu napędowego szybkością), duży i szybki wzrost prędkości obrotowej wywołany wczesnym odłączeniem generatora.

Porównanie obliczonych i pomierzonych zmian ciśnienia i prędkości obrotowej



Rys. 5. EPS Żydowo. Pomierzone i obliczone przebiegi nieustalone podczas zatrzymywania z pracy pompowej hydrozespołu nr 2

a) zatrzymywanie normalne, b) zatrzymywanie wywołane odłączeniem silnika elektrycznego od sieci



Rys. 6. EPS Żydowo. Pomierzone i obliczone przebiegi nieustalone podczas zatrzymywania z pracy turbinowej hydrozespołu nr 2

wskazuje na ogół dobrą zgodność teorii z doświadczeniem. Szczególnie uwaga ta odnosi się do przypadków normalnego zatrzymywania maszyny (rys. 5a i 6a), dla których różnica między obliczonymi i pomierzonymi wartościami ciśnień i prędkości obrotowej nie przekracza 5% w odniesieniu do wartości tych wielkości w ustalonych warunkach pracy maszyny. Większe różnice, dochodzące do 15%, wystąpiły dla przypadków awaryjnych zatrzymań maszyny (rys. 5b i 6b).

4.2. Weryfikacja modelu obliczeniowego na podstawie badań w EPS Żarnowiec

Elektrownia Pompowo-Szczytowa Żarnowiec wyposażona jest w cztery hydrozespoły odwracalne z maszynami typu Francisa (typ FR25) produkcji ČKD Blansko. Podstawowe parametry hydrozespół zestawiono w tabeli 2.

Tabela 2

Podstawowe parametry hydrozespołu w EPS Żarnowiec

Wielkości charakterystyczne	Jednostki	Wartości	
		praca pompowa	praca turbinowa
Średnia wys. podnoszenia lub spadu	<i>m</i>	120,0	111,0
Maks. natężenie przepływu wody	m^3/s	153,0	178,5
Moc nominalna	<i>MW</i>	200,0	175,0
Nominalna prędkość obrotowa	<i>obr/min</i>	166,7	166,7
Średnica wirnika	<i>mm</i>	6000	
Moment bezwładności mas wirujących	kgm^2	$7,5 \cdot 10^6$	
Długość rurociągu ciśnieniowego	<i>m</i>	1230	
Średnica rurociągu ciśnieniowego	<i>m</i>	5,5-7,0	
Długość rury ssącej	<i>m</i>	69	

Celem sprawdzenia opracowanego sposobu obliczeniowego, posłużono się wybranymi wynikami badań gwarancyjnych hydrozespołu nr 2 [21]. Badania te obejmowały między innymi pomiar zmian podstawowych parametrów pracy maszyny podczas jej uruchamiania oraz zatrzymywania zarówno w normalnych warunkach eksploatacyjnych elektrowni jak i w przewidywanych sytuacjach awaryjnych.

Dla zbadanych przypadków zatrzymania maszyny wykonano obliczenia oraz porównano ich wyniki z wynikami badań doświadczalnych.

Dane do obliczeń dotyczące rurociągu ciśnieniowego określono na podstawie informacji podanych w [28]. Prędkość rozprzestrzeniania się zaburzeń w rurociągu wyznaczono w taki sam sposób jak dla EPS Żydowo.

Charakterystyki jednostkowe maszyny wyznaczono w oparciu o krzywe doświadczalne jej modelu FR-25 o średnicy wirnika 350 mm, zbadanego przez ČKD

Blansko [26] oraz na podstawie przeliczenia wyników badań modelowych na warunki rzeczywiste.

Przebiegi zamykania lub otwierania kierownicy i zaworu odcinającego określono na podstawie zarejestrowanych krzywych dla każdego analizowanego stanu przejściowego maszyny.

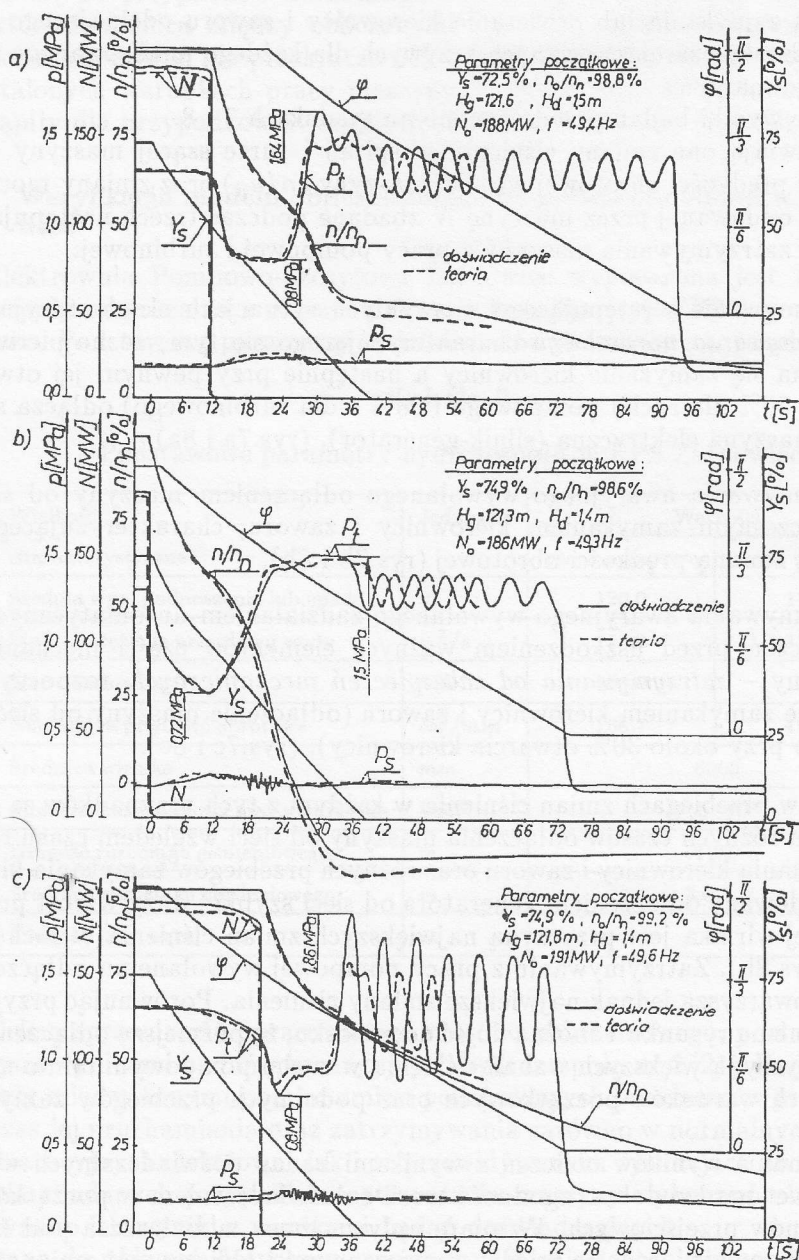
Wybrane wyniki badań przedstawiono na rysunkach 7 i 8.

Przedstawiają one zmiany ciśnienia w spirali i rurze ssącej maszyny (p_t) i (p_s), zmiany prędkości obrotowej wirnika maszyny (n/n_n) oraz zmiany mocy pobieranej lub oddawanej przez maszynę N zbadane podczas trzech następujących przypadków zatrzymywania maszyny z pracy pompowej i turbinowej:

- zatrzymywania występującego w zwykłych sytuacjach eksploatacyjnych - *zatrzymywania normalnego* charakteryzującego się tym, że najpierw rozpoczyna się zamykanie kierownicy a następnie przy pewnym jej otwarciu (około 50% dla ruchu pompowego i 30% - dla turbinowego) odłącza się od sieci maszyna elektryczna (silnik-generator), (rys.7a i 8a),
- zatrzymywania awaryjnego wywołanego odłączeniem maszyny od sieci z równoczesnym zamykaniem kierownicy i zaworu, charakteryzującego się szybką zmianą prędkości obrotowej (rys.7b i 8b),
- zatrzymywania awaryjnego wywołanego zadziałaniem automatycznych zabezpieczeń przed uszkodzeniem ważnych elementów części mechanicznej maszyny - *zatrzymywania od zabezpieczeń mechanicznych*, rozpoczynającego się zamykaniem kierownicy i zaworu (odłączenie maszyny od sieci wystąpiło przy około 30% otwarcia kierownicy), (rys.7c i 8c).

Różnica w przebiegach zmian ciśnienia w każdym z tych przypadków są głównie wynikiem różnych czasów odłączenia maszyny od sieci względem czasu rozpoczęcia zamykania kierownicy i zaworu oraz różnych przebiegów zamykania kierownicy. Spowodowany odłączeniem generatora od sieci szybki i duży wzrost prędkości obrotowej wirnika jest przyczyną największych zmian ciśnienia w ruchu turbinowym (rys.8b). Zatrzymywaniu z pracy pompowej wywołanemu odłączeniem silnika nie towarzyszą jednak największe zmiany ciśnienia. Porównując przypadki przedstawione na rysunku 7 można dojść do wniosku, że późniejsze odłączenie silnika jest przyczyną większych wahań ciśnienia w ruchu pompowym mimo niemal takich samych warunków początkowych oraz podobnych przebiegów zamykania kierownicy.

Z porównania wyników obliczeń z wynikami badań doświadczalnych wynika, że jest to bardzo dobra, zgodność teorii z doświadczeniem w początkowych stadiach stanów przejściowych. W miarę upływu czasu, a zwłaszcza pod koniec zamykania kierownicy, różnice między pomierzonymi i obliczonymi zmianami ciśnienia i prędkości obrotowej osiągają coraz większe wartości. W rzeczywistości oscylacje ciśnienia występujące po zamknięciu kierownicy są duże i charakteryzują się większą szybkością gaśnięcia niż to wynika z obliczeń. Na uwagę zasługuje również i to, że oscylacje te pojawiają się wcześniej niż wskazują na to obliczenia.



Rys. 7. EPS Żarnowiec. Pomierzone i obliczone przebiegi nieustalone podczas zatrzymywania z pracy pompowej hydrozespołu nr 2
 a) zatrzymywanie normalne, b) zatrzymywanie wywołane odłączeniem silnika od sieci, c) zatrzymywanie spowodowane zakłóceniem od strony mechanicznej

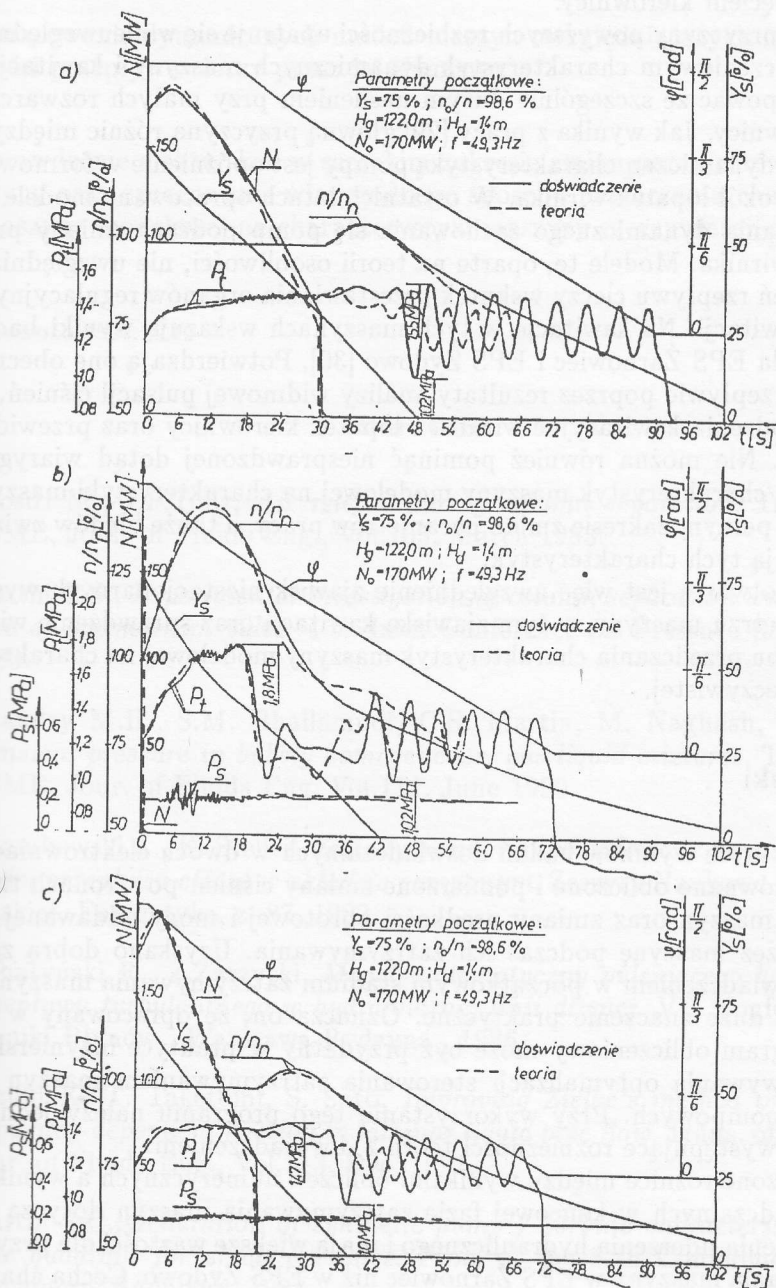


Fig. 8. EPS Żarnowiec. Pomierzone i obliczone przebiegi nieustalone podczas zatrzymywania z pracy turbinowej hydrozespołu nr 2
a) zatrzymywanie normalne, b) zatrzymywanie wskutek odłączenia generatora od sieci, c) zatrzymywanie spowodowane zakłóceniem od strony mechanicznej

Oznaczać to może, iż zahamowanie wody w maszynie występuje przed całkowitym zamknięciem kierownicy.

Główne przyczyny powyższych rozbieżności upatruje się w nieuwzględnieniu w modelu obliczeniowym charakterystyk dynamicznych maszyny i kawitacji, która może występować ze szczególnie dużym nasileniem przy małych rozwarciach łopatek kierownicy. Jak wynika z pracy [29] główną przyczyną różnic między quasi-statyczną a dynamiczną charakterystyką pompy jest opóźnienie w formowaniu się cyrkulacji wokół łopatek wirnika. W ostatnich latach opracowano modele służące do wyznaczania dynamicznego zachowania się pomp podczas zmiany prędkości obrotowej wirnika. Modele te, oparte na teorii osobliwości, nie uwzględniają jednak zaburzeń rzeptywu cieczy wskutek przestawiania organów regulacyjnych oraz zjawiska kawitacji. Na kawitację w tych maszynach wskazują wyniki badań wykonanych dla EPS Żarnowiec i EPS Żydowo [30]. Potwierdzają one obecność kawitacji w przepływie poprzez rezultaty analizy widmowej pulsacji ciśnień, stwierdzone uszkodzenia kawitacyjne wirnika i łopatek kierownicy oraz przewidywania teoretyczne. Nie można również pominąć niesprawdzonej dotąd wiarygodności przeliczania charakterystyk maszyny modelowej na charakterystyki maszyny rzeczywistej w pełnym zakresie zmian parametrów pracy, a także błędów związanych z interpolacją tych charakterystyk.

Sprawą otwartą jest więc uwzględnienie zjawisk niestacjonarnych występujących we wnętrzu maszyny, w tym zjawiska kawitacji oraz sprawdzenie wiarygodności sposobu przeliczania charakterystyk maszyny modelowej na charakterystyki maszyny rzeczywistej.

5. Wnioski

Na podstawie wyników badań doświadczalnych w dwóch elektrowniach pompowych porównano obliczone i pomierzone zmiany ciśnień po stronach tłocznych i ssawnych maszyn oraz zmiany prędkości obrotowej i mocy oddawanej lub pobieranej przez maszynę podczas ich zatrzymywania. Uzyskano dobrą zgodność teorii z doświadczeniem w początkowym stadium zatrzymywania maszyn. Rezultat ten ma duże znaczenie praktyczne. Oznacza on, że opracowany w obecnej formie program obliczeniowy może być przydatny w praktyce inżynierskiej, np. dla opracowywania optymalizacji sterowania zatrzymywaniem maszyn w elektrowniach pompowych. Przy wykorzystaniu tego programu należy jednak mieć na uwadze występujące rozbieżności teorii z doświadczeniem.

Stwierdzone różnice między wynikami obliczeń numerycznych a wynikami badań doświadczalnych w końcowej fazie zatrzymywania maszyn dotyczą głównie wahań ciśnienia uderzenia hydraulicznego i mają większe wartości dla przypadków zatrzymywania maszyny w EPS Żarnowiec niż w EPS Żydowo. Cechą charakterystyczną jest również fakt, iż pomierzone w EPS Żarnowiec maksymalne wartości ciśnień są wyższe od obliczonych.

Stwierdzone rozbieżności wskazują na potrzebę dalszego doskonalenia zastosowanej metody przewidywania przebiegów nieustalonych w układach maszyn

hydraulicznych. W tym celu proponuje się między innymi:

- opracowanie dynamicznych modeli maszyn uwzględniających niestacjonarność przepływu cieczy przez jej elementy,
- sprawdzenie efektu skali w szerokim zakresie zmian parametrów pracy maszyny oraz opracowanie wiarygodnego sposobu przeliczania charakterystyk maszyny modelowej na charakterystyki maszyny rzeczywistej.

Pracę zgłoszono 1992.11.16

Literatura

- [1] Baosiri M., J.P.Tulis, *Air release during column separation*. Trans. of the ASME, Jour. of Fluids Eng., Vol.105, March 1983.
- [2] Martin C.S., *Experimental investigation of column separation with rapid closure of downstream valve*. 4-th Inter.Conference on Pressure Surges, Bath, 1983.
- [3] Chaudry M.H., S.M. Bhallamudi, C.S. Martin, M. Naghash, *Analysis of transient pressure in bubbly homogeneous, gas-liquid mixtures*. Trans. of the ASME, Jour. of Fluids Eng. Vol.112, June 1990.
- [4] Adamkowski A., K. Steller, *Zmiany ciśnienia spowodowane naruszeniem ciągłości przepływu cieczy w układzie pompowym*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka, z. 87, 1982.
- [5] Rohatyński R., Z.Zarzycki, *Model matematyczny pulsującego harmonicznie przepływu turbulentnego w hydraulicznej linii długiej*. VII Konferencja Mechaniki Płynów, Warszawa-Rydzyna, 1986.
- [6] Suzuki K, T. Taketomi, S. Sato, *Improving Zielke's method of simulating frequency-dependent friction in laminar liquid pipe flow*. Trans. of the ASME, Jour. of Fluids Eng., Vol.113, Dec. 1991.
- [7] Martin S.C., *Generation of synthetic pump / turbine characteristics in turbine quadrant for small openings*. Proc. of the 8-th Conference on Fluid Machinery, Budapest, 1987.
- [8] Schneider K., *Hydraulic turbomachines as boundary condition in water hammer calculation*. Proc. of the 5th Inter. Conference on Pressure Surges, Hannover, 1986.

- [9] Skiba J., *Metoda operatorowa obliczeń i optymalizacji regulatorów do tłumienia uderzeń hydraulicznych*. rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań, 1984.
- [10] Shimada M., *Advances in numerical analysis using MOC*. Proc. of the 5th Inter. Conference on Pressure Surges, Hannover, 1986.
- [11] Calendry J.F., M.D. Ilhat, J. Planchard, J.F. Velo, *Calcul des transitoires dans les installations hydrauliques de production d'énergie*. La Houille Blanche, No 1/2 - 1986.
- [12] Adamkowski A., *Application of the by-pass flow control for waterhammer suppression in pump - turbine installation*. IAHR Symposium, Belgrade,
- [13] Wichowski R., *Jednowymiarowa teoria zjawiska uderzenia hydraulicznego w przewodach wodociągowych*. Część II, Archiwum Hydrotechniki, tom XXXI, z.1-2, Gdańsk 1984.
- [14] Bednarczyk S., W. Szudek, *Stany nieustalone odwracalnych maszyn hydraulicznych w czasie nagłej i całkowitej zmiany obciążenia*. Archiwum Hydrotechniki, z.2, tom XXXIII, Gdańsk 1976.
- [15] Steller J., *Propagacja zaburzeń w rurociągu zasilającym maszynę odwracalną wskutek zmian warunków pracy tej maszyny*. Zeszyty Naukowe IMP PAN nr 136/1048/82, Gdańsk 1982.
- [16] Szudek W., *Analiza stanów nieustalonych w rurociągach ciśnieniowych i na odwracalnych maszynach hydroenergetycznych w elektrowniach szczytowo - pompowych*. praca doktorska, Politechnika Gdańska, 1984.
- [17] Wylie E.B., V.L. Streeter, *Fluids transients*. Mc Grau - Hill Inc., 1978
- [18] Chaudry M.H., *Applied hydraulic transients*. Van Nostrand Reinhold Co., 1979.
- [19] Bednarczyk S., *Rozprzestrzenie się fal ciśnienia w rurociągach i sztolniach ciśnieniowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, nr 160, Budownictwo Wodne XIV, Gdańsk 1970.
- [20] Krivchenko G.I., N.N. Arshenevskij, E.V. Kvjatkovskaja, V.N. Klabukov, *Gidromekhanicheskie pjerehodnyje processy v gidroenergeticeskich ustanovkah*. Energia, Moskva, 1975.
- [21] *Merzenie na rewerznych turbinach FR25 - 6000 PVE Żarnowiec*. opracował Alois Vaszek, ČKD Blansko.
- [22] Adamkowski A., *Uderzenia hydrauliczne w układach wirowych maszyn wodnych i ich ograniczanie za pomocą regulacji natężenia przepływu*. praca doktorska, oprac. wewn. IMP PAN nr arch. 161/88, Gdańsk 1988.

- [23] Adamkowski A., *SNM - program obliczania uderzeń hydraulicznych w rurociągu ciśnieniowym maszyny odwracalnej*. oprac. wewn. IMP PAN, nr arch. 283/87, Gdańsk 1987.
- [24] Adamkowski A., *Adaptacja programu obliczeniowego SNM do warunków panujących w derywacyjnych elektrowniach wodnych - program SNM1*. oprac. wewn. IMP PAN, nr arch. 208/88, Gdańsk 1988.
- [25] *Instrukcja eksploatacji urządzeń rurociągów dosyłowych w Elektrowni Wodnej Żydowo*. opracował Bronisław Głód, Żydowo 1970.
- [26] *Precepaci Elektrarna Žarnowiec - Polsko, Modelove mereni reversni turbiny typ FR25 Φ obezneho kola 350 mm*. opracował Josef Cerveny, ČKD Blansko.
- [27] Idelchik I.E., *Spravochnik po gidravlicheskim soprativleniam*. Gosenergoizdat, Moskva 1960.
- [28] *Wstępna instrukcja eksploatacji rurociągów derywacyjnych Elektrowni Wodnej Żarnowiec*, opracowana w BS i PE "Energoprojekt", Warszawa 1980.
- [29] Tsukamoto H., H. Ohashi, *Transient characteristics of a centrifugal pump during starting period*. *Tras. of the ASME, Jour. of Fluids Eng.*, Vol. 104/7, March 1982.
- [30] Adamkowski A., J. Steller, K. Steller, *Niektóre zjawiska hydrodynamiczne towarzyszące pracy maszyn odwracalnych w elektrowniach pompowych*. *Prace Naukowe Politechniki Lubelskiej* 191, Elektryka 23, Lublin 1989.

Hydraulic Transients in Pumped-Storage Power Plants. A Calculating Model and Its Experimental Verification

Summary

The numerical method developed for prediction of hydraulic transients in a reversible machine-penstock system has been verified basing on the results of the field tests in two pumped-storage power plants. The calculated and measured fluctuations of delivery and suction pressures, rotational speed and power of the machines during their normal and emergency stopping have been compared. Good agreement between theory and experiments has been obtained in the initial phase of the machines stopping. This fact can indicate the applicability of the method developed in an engineering practice. The main probable reason of discrepancies for the final phase of machines stopping have been indicated and the further studies aimed at improving method for analysis of hydraulic transients in pump and turbine systems have been proposed.

Załącznik

Algorytm obliczeniowy

Przy opracowaniu algorytmu obliczeniowego przyjęto, że:

- w skład układu przepływowego wchodzi: dolny zbiornik wody, rura ssąca, odwracalna maszyna hydrauliczna, zawór odcinający, rurociąg ciśnieniowy i górny zbiornik wody,
- długość rury ssącej jest mała w porównaniu z długością rurociągu ciśnieniowego ($l_s < 0.1l_t$),
- zawór odcinający zainstalowany jest w rurociągu ciśnieniowym bezpośrednio przy maszynie,
- przebiegi nieustalone w wyżej wymienionym układzie występują w warunkach pracy pompowej lub turbinowej podczas uruchamiania lub zatrzymywania maszyny wskutek załączenia lub odłączenia silnika elektrycznego - generatora do/od sieci oraz otwierania lub zamykania kierownicy maszyny albo zaworu odcinającego.

Ogólny schemat blokowy algorytmu obliczeniowego zamieszczono na rysunku 9, natomiast sposób realizacji najważniejszych jego elementów omówiono w dalszej części niniejszego załącznika.

A. Podział rurociągu na segmenty obliczeniowe

Podział rurociągu na segmenty obliczeniowe wykonywany jest według zasad przedstawionych w punkcie 3. Podział ten w programie obliczeniowym następuje w sposób automatyczny, tak aby dla wszystkich odcinków rurociągu o stałej średnicy i grubości ścianek spełniony był warunek: $b_j \in < 0.95, 1.0 >$. Siatkę obliczeń odpowiadającą przyjętym zasadom wraz z oznaczeniami węzłów tej siatki przedstawiono na rysunku 10.

B. Reprezentacja numeryczna i przeliczanie charakterystyk jednostkowych maszyny

Krzywe charakterystyczne maszyny $Q_{11}(n_{11})$ i $M_{11}(n_{11})$ dla zadanych otwarć kierownicy a_o określa się poprzez współrzędne wybranych punktów leżących na tych krzywych. Połączenie tych punktów odcinkami prostych, przy odpowiednio dobranej ilości i odległości między poszczególnymi punktami, pozwala na dobre przybliżenie tych krzywych. W celu określania podczas obliczeń charakterystyk maszyny dla dowolnego otwarcia kierownicy zastosowano interpolację liniową. Zasady tej interpolacji przedstawiono na rysunku 11.

Wczytywane charakterystyki jednostkowe dotyczą maszyny modelowej. Charakterystyki maszyny pracującej w warunkach rzeczywistych uzyskuje się korzystając ze wzorów przeliczeniowych, uwzględniających efekty skalowe (pkt.2.2).

C. Sposób uwzględnienia strat hydraulicznych

Współczynniki strat tarcia w rurociągu ciśnieniowym obliczane są według wzorów:

$$\lambda = \begin{cases} 64 & \text{dla } Re \leq 1 \\ 64/Re & \text{dla } 1 < Re \leq 2300 \\ 0,316/(Re)^{0.25} & \text{dla } 2300 < 550000 \\ 0,012 & \text{dla } Re > 550000 \end{cases}$$

Wzory powyższe są w przybliżeniu słuszne dla rur gładkich. Z takich odcinków składają się stalowe rurociągi ciśnieniowe odwracalnych maszyn hydraulicznych. Są to przeważnie rurociągi wielkogabarytowe, pokryte farbami ochronnymi również od wewnątrz, dla których względna chropowatość jest bardzo mała ($\Delta/D < 0,0001$).

Straty lokalne występujące na złączach odcinków rurociągu związane są przede wszystkim ze zmianą średnicy rurociągu i jego zakrzywieniem. W omawianym algorytmie uwzględnia się zależność współczynnika tych strat od kierunku przepływu wody, ale pomija się jego zależność od liczby Reynoldsa Re . Przyjmuje się bowiem, że przepływ przez te przeszkody jest turbulentny, w zakresie którego współczynnik strat ma prawie stałą wartość.

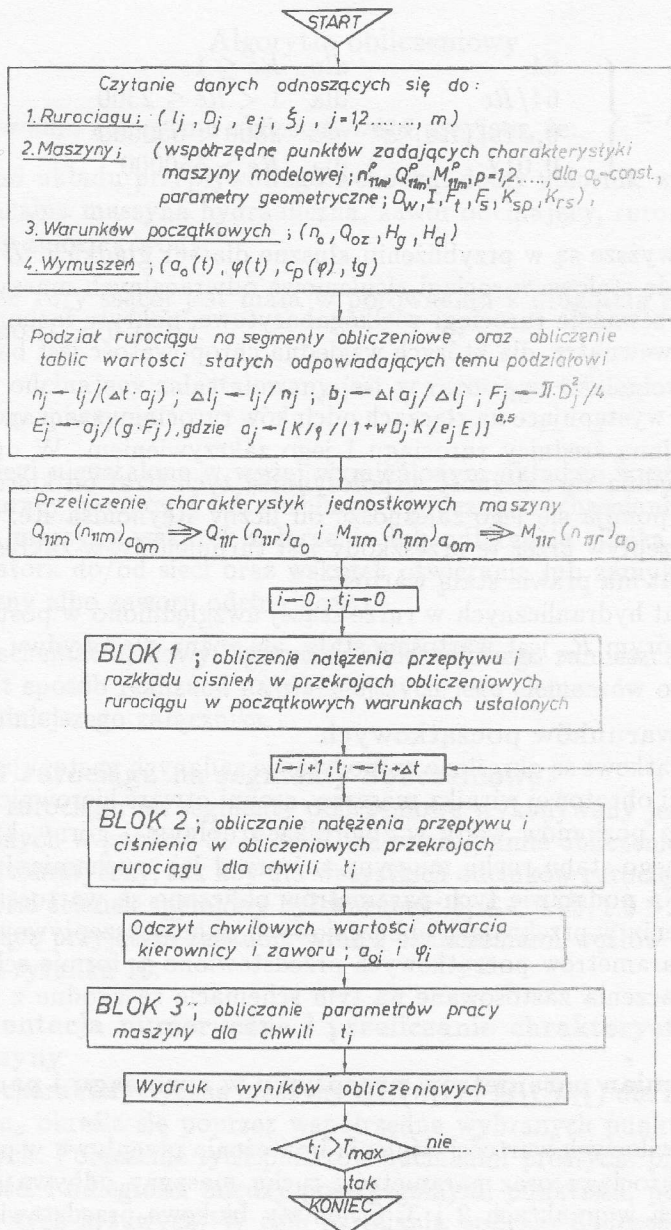
Wysokość strat hydraulicznych w rurze ssącej uwzględniono w postaci wzoru: $h_s = R_s Q^2$, w którym R_s jest wartością stałą, ale różną dla obydwu kierunków przepływu.

D. Określenie warunków początkowych

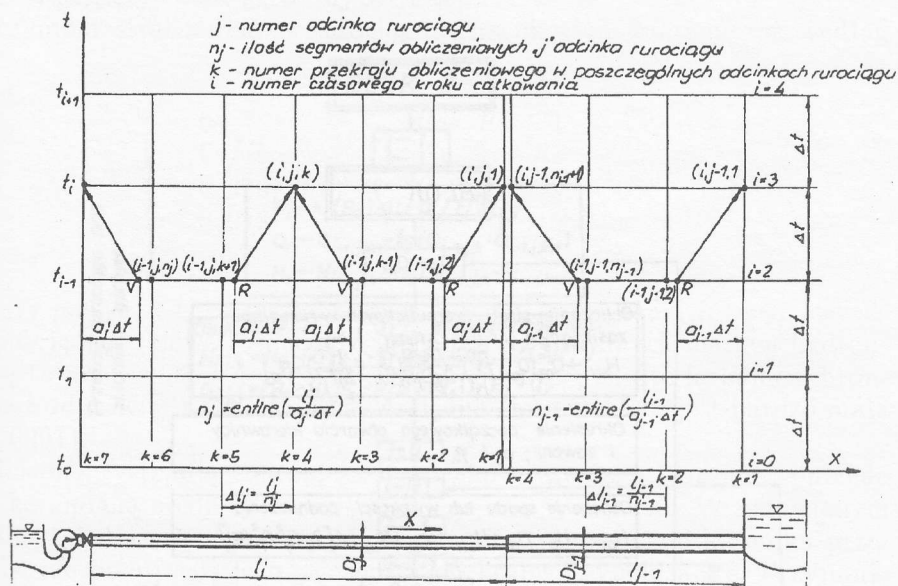
Warunki początkowe są określone na podstawie zadanych następujących parametrów: prędkości obrotowej wirnika maszyny, stopni otwarć kierownicy i zaworu odcinającego oraz poziomów wody w zbiornikach dolnym i górnym, które odnoszą się do ustalonego stanu ruchu maszyny tuż przed jej uruchamianiem lub zatrzymywaniem. Na podstawie tych parametrów obliczane są wartości natężenia przepływu i ciśnienia w przekrojach obliczeniowych układu przepływowego. Schemat obliczania parametrów początkowych przedstawiono w formie schematu na rysunku 12. Oznaczenia zastosowane na tym schemacie są zgodne z rysunkiem 10.

E. Obliczanie zmian parametrów przepływu w rurociągu i parametrów ruchu maszyny

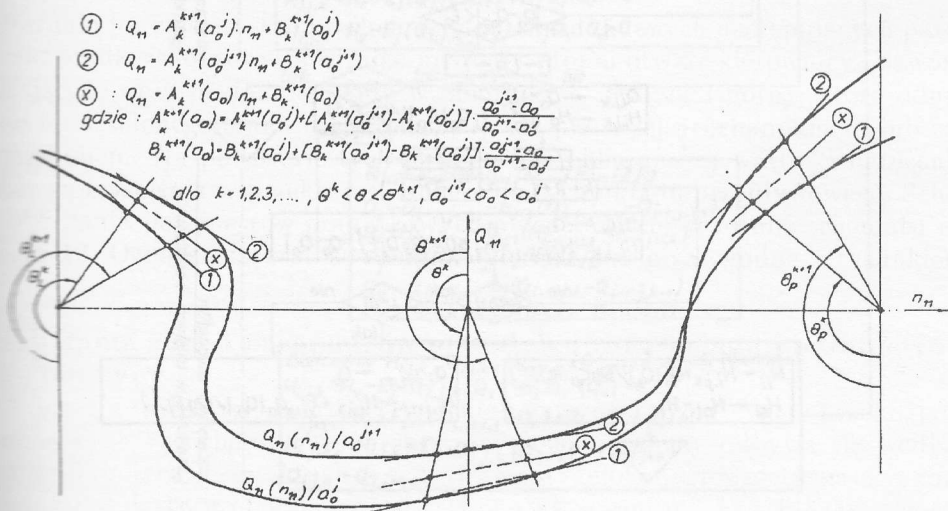
Obliczanie chwilowych wartości ciśnienia i natężenia przepływu w przekrojach obliczeniowych rurociągu oraz parametrów ruchu maszyny odbywa się według zasad omówionych w punktach 2 i 3. Schematy blokowe przedstawiające sposób prowadzenia tych obliczeń przedstawiono na rysunkach 13 i 14. Oznaczenia zastosowane na tych schematach są zgodne z rysunkiem 10.



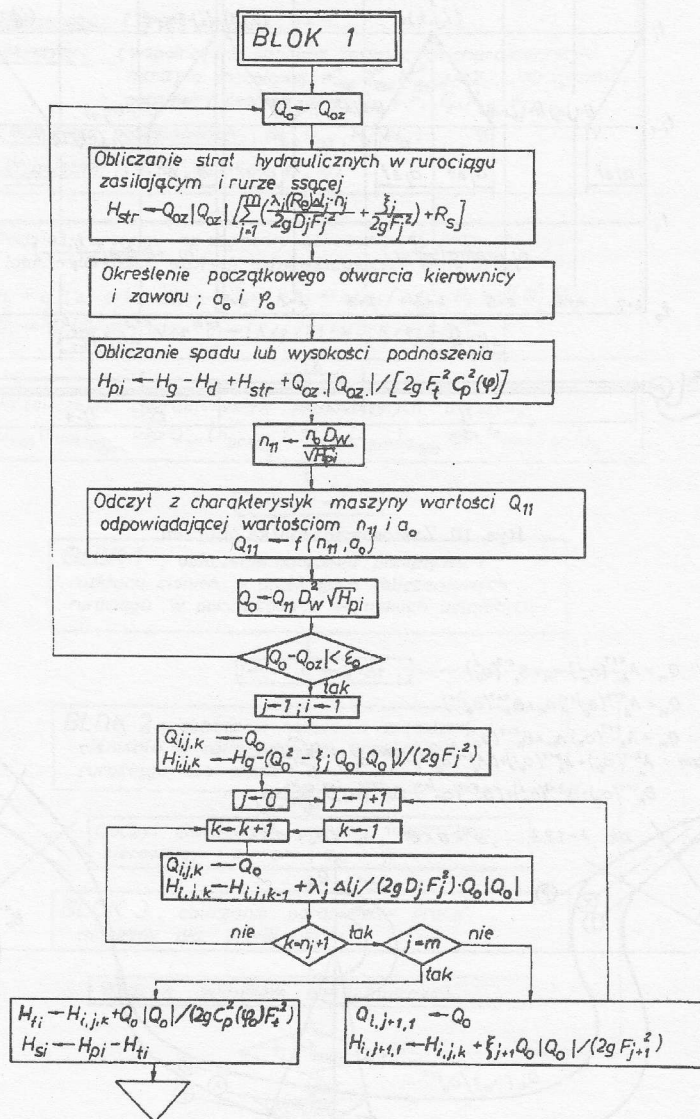
Rys. 9. Schemat blokowy algorytmu obliczeniowego



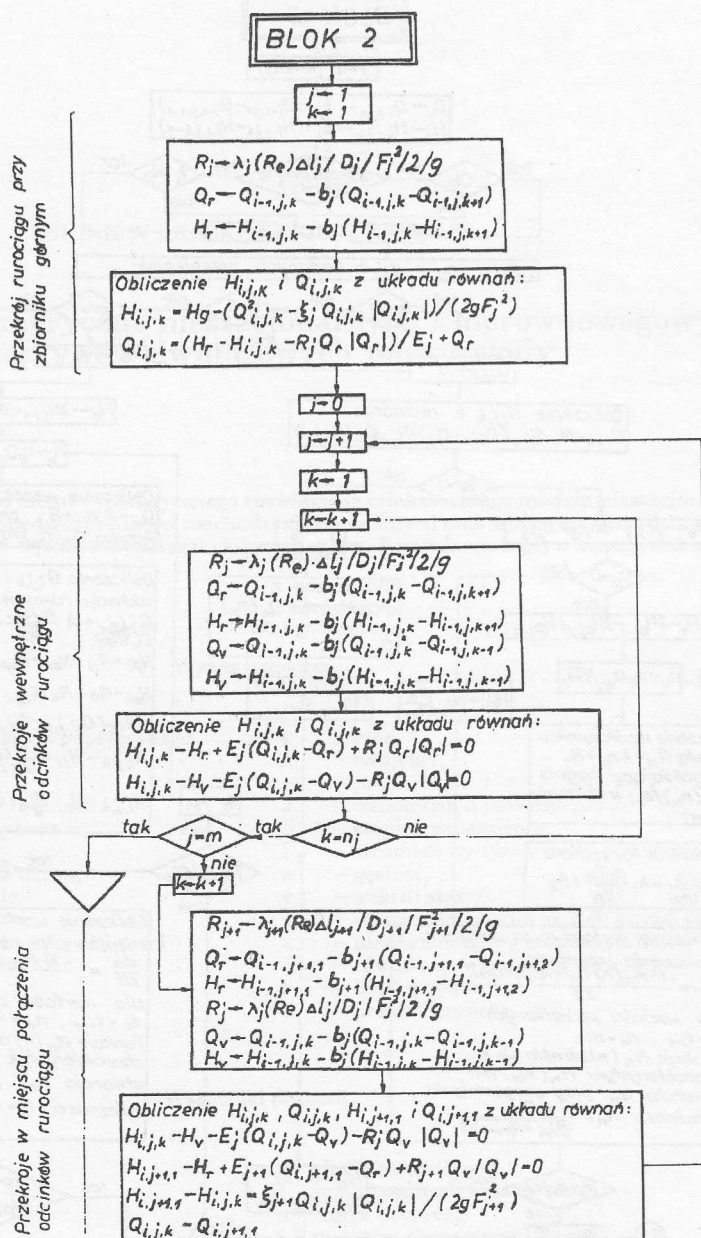
Rys. 10. Zastosowana siatka obliczeń



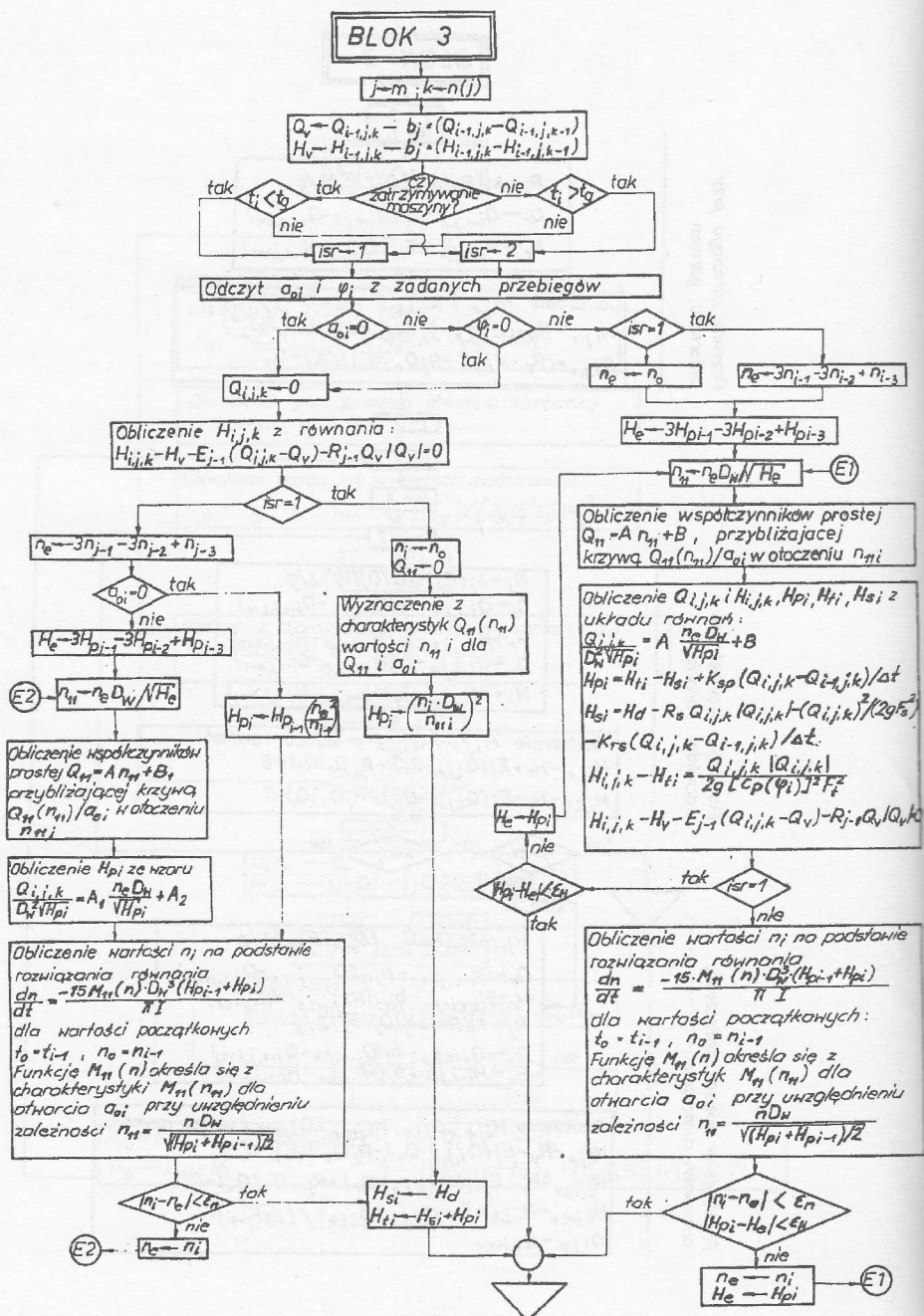
Rys. 11. Zasady interpolacji charakterystyk jednostkowych maszyny odwracalnej



Rys. 12. Sposób obliczania parametrów przepływu w warunkach ustalonych



Rys. 13. Sposób obliczania parametrów niustalonego przepływu w rurociągu ciśnieniowym



Rys. 14. Sposób obliczania parametrów ruchu maszyny w warunkach nieustalonych