

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
I N S T Y T U T M A S Z Y N P R Z E P Ł Y W O W Y C H

P R A C E
I N S T Y T U T U M A S Z Y N
P R Z E P Ł Y W O W Y C H

T R A N S A C T I O N S
O F T H E I N S T I T U T E O F F L U I D - F L O W M A C H I N E R Y

67-68

W A R S Z A W A - P O Z N A Ń 1 9 7 5

P A Ń S T W O W E W Y D A W N I C T W O N A U K O W E

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPLYWOWYCH

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 machinery

KOMITET REDAKCYJNY - EXECUTIVE EDITORS
KAZIMIERZ STELLER - REDAKTOR - EDITOR
JERZY KOŁODKO · JÓZEF ŚMIGIELSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA - EDITORIAL OFFICE
Instytut Maszyn Przepływowych PAN,
80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, ul. Gen. Józefa Fiszerza 14, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1975

Printed in Poland

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE - ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 380+90 egz.

Ark. wyd. 28,5. Ark. druk. 22

Pap. druk. sat. kl. V, 70 g 70×100 cm

Nr zam. 112/77

Oddano do składania 10 I 1975 r.

Podpisano do druku 20 IX 1975 r.

Druk ukończono we wrześniu 1975 r.

R-17/661 Cena zł 86,-

DRUKARNIA UNIWERSYTETU im. A. MICKIEWICZA W POZNANIU

HYDROFORUM

KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA

na temat

WSPÓŁCZESNE PROBLEMY BADAŃ
I EKSPLOATACJI MASZYN HYDRAULICZNYCH

Gdańsk, 3 - 5 października 1973 r.

*

HYDROFORUM

SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

on

MODERN PROBLEMS OF RESEARCH AND
UTILIZATION OF HYDRAULIC MACHINES

Gdańsk, October 3 - 5, 1973

*

ГИДРОФОРУМ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

СОВРЕМЕННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЙ
И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МАШИН

г. Гданьск, 3 - 5 октября 1973 г.

TYTUS WILSKI

Gdańsk*

Regulacja pomp śmigłowych za pomocą urządzenia prerotacyjnego

1. Wstęp

Ciągle doskonalenie konstrukcji pomp wirowych, mające na celu polepszenie ich właściwości energetycznych i eksploatacyjnych oraz wzrost szybkobieżności pomp, spowodowały konieczność zwrócenia większej uwagi na zjawiska występujące w obszarze ssania pomp, a co za tym idzie, na zjawisko prerotacji. Do szerszej analizy warunków ssania przyczyniło się też stwierdzenie, że w wielu przypadkach te same pompy instalowane w warunkach rzeczywistych wykazują gorsze własności ruchowe aniżeli w czasie badań laboratoryjnych. Dla uzyskania prawidłowej pracy pompy, a w szczególności pomp o dużych wyróżnikach szybkobieżności, warunki ssania winny zapewniać właściwy rozkład prędkości i ciśnień w obszarze przed wirnikiem oraz nie dopuszczać do powstania szeregu szkodliwych zjawisk, a mianowicie: kawitacji, przepływów wtórnych, odrywania strug, niepożądanego prerotacji. Przy analizie zjawisk zachodzących podczas ssania pomp, zagadnienie prerotacji ma szczególne znaczenie, ze względu na jej wpływ na przebieg charakterystyk energetycznych oraz na oddziaływanie wtórne, wpływające na zasysanie cieczy.

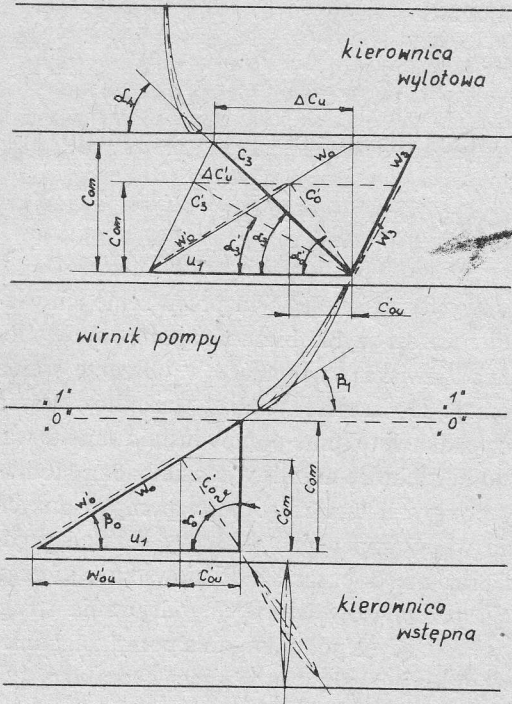
Przez prerotację, lub zawirowanie wstępne, rozumiemy zjawisko powstawania obwodowej składowej prędkości bezwzględnej przed wlotem na wirnik. Jest ono spowodowane wstecznym oddziaływaniem wirnika na przepływ i występuje w całym obszarze pracy pompy, z wyjątkiem punktu nominalnego. Natężenie prerotacji jest tym większe, im bardziej wydajność pompy Q różni się od wydajności nominalnej Q_N . Przyczyną powstania prerotacji może być również nierównomierne zasilanie pompy, wynikające z kształtu komory na dopływie lub oddziaływanie kierownicy wstępnej. Prerotację wywołaną w ten sposób nazywamy wymuszoną.

Możliwość kształtowania charakterystyk energetycznych za pomocą prerotacji jest wykorzystywana do regulacji wydajności szybkobieżnych pomp wirowych. Regulacja pomp śmigłowych i diagonalnych za pomocą prerotacji posiada szereg zalet eksploatacyjnych i w określonych przypadkach jest ekonomicznie uzasadniona [4, 5]. Uwzględniając tę okoliczność Oddział Gdański ZPBE – Energopomiar przy współpracy Instytutu Maszyn Przepływowych PAN podjął badania mające na celu rozpoznanie warunków umożliwiających najefektywniejsze wykorzystanie prerotacji do regulacji pomp wirowych.

* Energopomiar – Gliwice, Oddział w Gdańsku.

2. Teoretyczne podstawy regulacji pomp śmigłowych za pomocą kierownic wstępnych

Analizę wpływu prerotacji na wartość podstawowych parametrów pracy pompy śmigłowej Q i H można przeprowadzić na podstawie równania Eulera oraz w oparciu o trójkąty prędkości na wlocie i wylocie z wirnika (rys. 1).



Rys. 1. Trójkąty prędkości na wlocie i wylocie z wirnika i kierownicy

Warunkiem pracy pompy z bezuderzeniowym napływem cieczy na wirnik, w całym zakresie regulacji wydajności Q , jest równość kątów wlotowych łopatek β_1 z kątami β_0 , tzn. że dla danego promienia

$$\ast \beta_1 = \ast \beta_0. \quad (1)$$

Dla pomp śmigłowych z nieprzestawialnymi łopatkami wirnika ($\beta_1 = \text{const}$) i kierownicą wstępną, warunek ten możemy napisać w sposób następujący:

$$\text{tg } \beta_0 = \text{const}. \quad (2)$$

Ponieważ dla przepływu swobodnego (optymalny punkt pracy)

$$\text{tg } \beta_0 = \frac{c_{0m}}{u_1}, \quad (3)$$

a dla przepływu z prerotacją

$$\text{tg } \beta_0 = \frac{c'_{0m}}{u_1 - c'_{0u}}, \quad (4)$$

to spełnienie warunku (2) wymaga, aby

$$\frac{c_{0m}}{u_1} = \frac{c'_{0m}}{u_1 - c'_{0u}}. \quad (5)$$

Ponieważ $c_{0m} \sim Q$ i $c'_{0m} \sim Q'$, stąd możemy napisać, że

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{c'_{0m}}{c_{0m}} = \frac{u_1 - c'_{0u}}{u_1}. \quad (6)$$

Z rysunku 1 wynika, że

$$u_1 = w'_{0u} + c'_{0u}, \quad \text{ctg } \beta_0 = \frac{w'_{0u}}{c'_{0m}}, \quad \text{ctg } \alpha'_0 = \frac{c'_{0u}}{c'_{0m}}. \quad (7)$$

Uwzględniając (6) i (7) otrzymamy

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{w'_{0u}}{w'_{0u} + c'_{0u}}, \quad (8)$$

albo

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{\text{ctg } \beta_0}{\text{ctg } \beta_0 + \text{ctg } \alpha'_0}, \quad (9)$$

a po przekształceniu

$$\text{ctg } \alpha'_0 = \left(\frac{Q}{Q'} - 1 \right) \text{ctg } \beta_0. \quad (10)$$

Zależność (10) umożliwia wyznaczenie, dla określonego kąta $\beta_1 = \beta_0$, wartości kątów pochylenia łopatek kierownicy wstępnej α_0 w funkcji stosunku wydajności Q/Q' .

Równocześnie ze zmianą wydajności pompy, zmienia się wysokość jej podnoszenia H . Teoretyczną wysokość podnoszenia określa równanie Eulera:

$$H_{th} = \frac{1}{g} (u_2 c_{3u} - u_1 c_{0u}). \quad (11)$$

Przyjmując $H = H_{th} \eta_h$ oraz $u_1 = u_2$, wzór (11) można przedstawić w postaci następującej:

$$H = \frac{u_1 \Delta c_u}{g} \eta_h. \quad (12)$$

Zakładając, że przepływ względny w wirniku jest przepływem potencjalnym oraz że $\beta_0 = \text{const}$, z trójkątów prędkości odczytamy:

$$\frac{w'_0}{w_0} = \frac{\Delta c'_u}{\Delta c_u} = \frac{c'_{0m}}{c_{0m}}. \quad (13)$$

Przy założeniu, że $\Delta c'_u$ i $\Delta c_u \sim H$ (dla $u = \text{const}$ i $\eta_h = \text{const}$) oraz c'_{0m} i $c_{0m} \sim Q$, speł-

nienie warunku (2) prowadzi do następującej zależności:

$$\frac{H'}{H} = \frac{Q'}{Q} = \frac{\operatorname{ctg} \beta_0}{\operatorname{ctg} \beta_0 + \operatorname{ctg} \alpha'_0} \quad (14)$$

Z równania (14) wynika, że podczas regulowania wydajności pompy kierownicą wstępną, wysokość podnoszenia jest liniową funkcją wydajności pompy [5, 9].

Analiza wpływu prerotacji na charakterystyczne parametry pracy pompy powinna uwzględniać również sprawność. Oddziaływanie zawirowania wstępnego cieczy przed wirnikiem na sprawność pompy związane jest ze stratami hydraulicznymi, spowodowanymi m.in. przez napływ cieczy na łopatki wirnika i łopatki kierownicy wylotowej. Zgodnie z (2) kąt β_0 napływu na łopatki wirnika przy regulacji prerotacyjnej nie ulega zmianie. Związek pomiędzy kątem α'_0 pochylenia łopatek kierownicy wstępnego a kątem α'_3 napływu cieczy na łopatki kierownicy wylotowej, można określić w oparciu o trójkąty prędkości (rys. 1) w sposób następujący:

$$\operatorname{ctg} \alpha'_3 = \frac{c'_{0u} + \Delta c'_u}{c'_{0m}} \quad (15)$$

lub, po przekształceniu i uwzględnieniu (13),

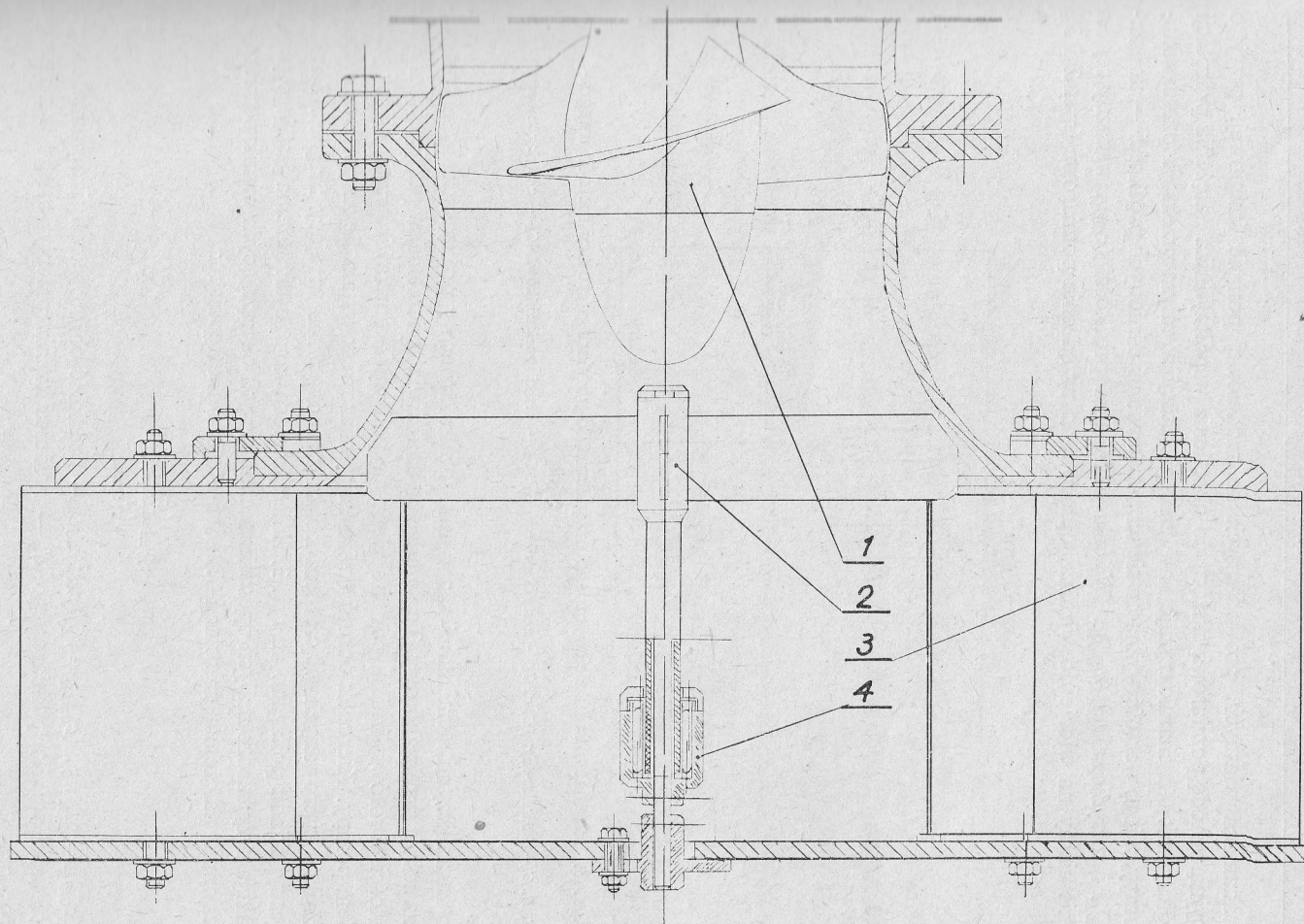
$$\operatorname{ctg} \alpha'_3 = \operatorname{ctg} \alpha'_0 + \operatorname{ctg} \alpha_3 \quad (16)$$

Na podstawie (16) można stwierdzić, że zmiana kąta α'_0 oddziałuje na kąt α'_3 . Biorąc pod uwagę fakt, że przy regulowaniu pomp śmigłowych za pomocą kierownicy wstępnego istnieje konieczność zmiany kąta α'_0 w szerokim zakresie, należy się liczyć z dużą różnicą kątów $\Delta \alpha_3 = \alpha'_3 - \alpha_3$ związaną z napływem cieczy na łopatki kierownicy wylotowej. Różnica ta wpływa na zwiększenie strat w kierownicy, a więc obniżenie sprawności całkowitej pompy. Dlatego też, oceniając możliwość wykorzystania zjawiska prerotacji do regulacji pomp śmigłowych, należy uwzględnić straty uderzeniowe w kierownicy wylotowej oraz ich udział w całkowitych stratach hydraulicznych pompy.

3. Metody badania zjawiska prerotacji

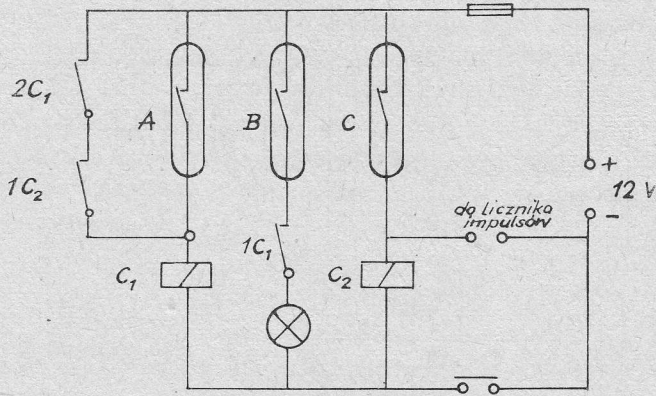
Doświadczalne badania prerotacji w pompach wirowych oparte są zasadniczo na dwóch metodach pomiarowych. Pierwsza z nich polega na wyznaczeniu charakterystyk energetycznych przy zmiennej prerotacji. Umożliwia ona ocenę wpływu prerotacji na własności ruchowe i eksploatacyjne pomp. Druga metoda jest związana z pomiarem natężenia prerotacji w zmiennych warunkach ruchowych oraz określeniem jej rozkładu w przekrojach pomiarowych. Ta metoda pozwala na głębszą analizę samego zjawiska oraz ustalenie wpływu prerotacji na inne zjawiska fizyczne związane z ssaniem pompy.

Bezpośrednie wyznaczanie natężenia prerotacji, której miarą jest kąt ϑ zawarty między wektorem prędkości bezwzględnej \vec{c}_0 i składową południkową \vec{c}_{m0} (rys. 1), polega najczęściej na określeniu, za pośrednictwem sond pomiarowych, składowych prędkości bezwzględnej. Ten sposób zastosował m.in. Hajdu [1] mierząc rozkład prerotacji przed wirnikiem pompy odśrodkowej w różnych warunkach jej ruchu.



Rys. 2. Kierownica wstępna oraz urządzenie do pomiaru prerotacji metodą integracyjną
1 - wirnik pompy, 2 - wirnik pomiarowy, 3 - kierownica wstępna, 4 - przerywacz kontaktrowy

W badaniach własnych, prowadzonych na modelowej pompie śmigłowej, przyjęto integracyjną metodę pomiarową służącą do określenia współczynnika natężenia prerotacji k . Współczynnik ten charakteryzuje natężenie prerotacji w całym przekroju przed wirnikiem pompy, a jego wartość wyznacza się na podstawie uśrednionych prędkości – unoszenia $(c_{0u})_{sr}$ i merydionalnej $(c_{0m})_{sr}$. W celu określenia prędkości $(c_{0u})_{sr}$ wskazującej na wirowanie cieczy na wlocie do wirnika, opracowano urządzenie pomiarowe (rys. 2 i 3),



Rys. 3. Schemat układu elektrycznego urządzenia do pomiaru prerotacji metodą integracyjną

A, B, C – kontaktrony, $1C_1, 2C_1$ – zestyki zwierne, C_1, C_2 – cewki przekaźników, $1C_2$ – zestyk rozwierny

którego zasadniczymi elementami są: wirnik, kontraktronowy przerywacz, licznik impulsów oraz zespół przekaźnikowy. To urządzenie umożliwia zmierzenie, w przyjętej jednostce czasu, ilości obrotów wirnika, poruszającego się pod wpływem zawirowania cieczy przed wirnikiem pompy. Kierunek obrotów wirnika pomiarowego ustala się za pomocą zespołu przekaźników sterowanych włączaniem kontraktronów przez wirujący magnes. Schemat elektryczny układu pokazano na rys. 3. Zaletą zastosowanego urządzenia jest jego prosta konstrukcja przy bardzo małych oporach mechanicznych obciążających wirnik pomiarowy. Współczynnik natężenia prerotacji k zdefiniowano następująco:

$$k = \frac{(c_{0u})_{sr}}{(c_{0m})_{sr}}, \quad (17)$$

gdzie $(c_{0u})_{sr} = \pi d_{sr} n_0$, $(c_{0m})_{sr} = 4Q/(\pi d_p^2)$, n_0 – prędkość obrotowa wirnika pomiarowego, d_{sr} – średnica wirnika pomiarowego, d_p – średnica kanału przepływowego w przekroju pomiarowym.

Uwzględniając wyrażenie na uśrednioną prędkość unoszenia $(c_{0u})_{sr}$ i merydionalną $(c_{0m})_{sr}$, zależność (17) można przedstawić w postaci następującej:

$$k = a \frac{n_0}{Q}, \quad (18)$$

gdzie $a = \frac{1}{4} \pi^2 d_{sr} d_p^2 = \text{const.}$

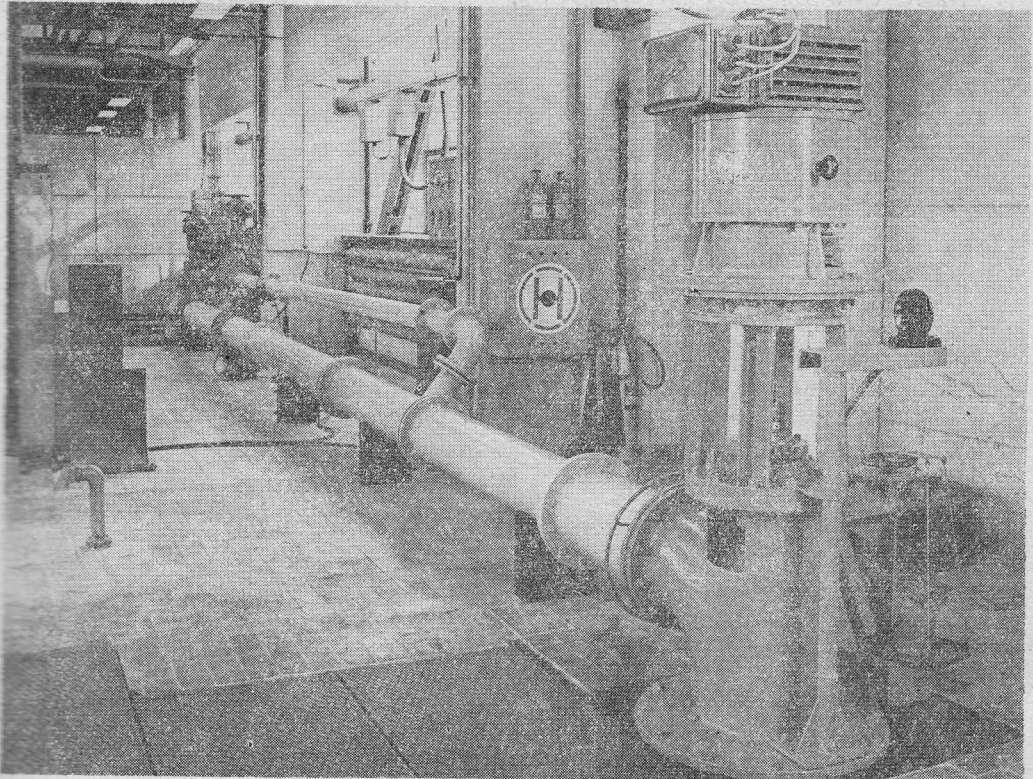
4. Stanowisko badawcze

Badanie wykonywano w laboratorium Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku na modelowej pompie śmigłowej, skonstruowanej w Zakładzie Dynamiki Cieczy. Wirnik pompy zaprojektowano w oparciu o metodę Wozniesińskiego i Pekina.

Parametry znamionowe pompy są następujące:

- nominalna wydajność $Q_N=0,170 \text{ m}^3/\text{s}$,
- nominalna wysokość podnoszenia $H_N=2,35 \text{ m}$,
- obroty znamionowe $n_p=965 \text{ obr}/\text{min}$,
- wyróżnik szybkobieżności $n_{SQ} \approx 210$,
- moc napędu $N_s=16 \text{ kW}$,
- średnice: zewnętrzna wirnika $D_z=280 \text{ mm}$, piasty $D_p=123 \text{ mm}$,
- ilość łopatek: wirnika $z_w=4$, kierownicy wstępnej $z_{k1}=8$, kierownicy wylotowej $z_{k2}=5$.

Zmianę położenia łopatek wirnika w granicach $\pm 10^\circ$ umożliwia nastawnica ręczna. Błąd w ustawieniu poszczególnych łopatek wirnika (z uwzględnieniem histerezy) wynosi $\pm 50'$. Pompę wyposażono w kierownicę wstępną, która umożliwia zmianę krętu cieczy przed wirnikiem. W skład stanowiska badawczego (rys. 4) wchodzi – prócz pompy z silnikiem w układzie Ward-Leonarda – dwa rurociągi o średnicach $\varnothing 253 \text{ mm}$ i $\varnothing 125 \text{ mm}$,



Rys. 4. Stanowisko badawcze (fot. T. Link)

kanal przepływowy oraz zbiornik główny. Na końcach obu rurociągów znajdują się zasuwy regulacyjne z napędem elektrycznym. Uruchamianie i nastawianie urządzeń napędowych oraz kontrola ich pracy odbywają się na centralnym pulpicie sterowniczym.

Stanowisko wyposażono w przyrządy do pomiaru poziomu wody w zbiorniku głównym, wysokości tłoczenia, natężenia przepływu, prędkości obrotowej pompy i wirnika do badania prerotacji oraz momentu obrotowego na wale napędowym pompy. Poziom wody w zbiorniku głównym (wysokość napływu) określa się za pomocą pływaka ze wskaźnikiem. Wysokość tłoczenia mierzy się wodnym manometrem piezometrycznym podłączonym do kolektora zbiorczego. Do pomiaru większych wysokości stosuje się manometr rtęciowy. Wydajność pompy wyznacza się za pomocą dwóch zwężek mierniczych, zainstalowanych w rurociągu oraz za pomocą przelewu umieszczonego w kanale przepływowym. Pomiar różnicy ciśnień na zwężkach odbywa się za pomocą manometrów cieczowych (U-rurka). Do pomiaru spiętrzenia wody na przelewie służy rejestrator pływakowy firmy A. Ott. Układ pomiarowy umożliwia pomiar natężenia przepływu od $Q=0,02 \text{ m}^3/\text{s}$ do $Q=0,50 \text{ m}^3/\text{s}$ z dokładnością $\pm 1\%$. Prędkość obrotową pompy mierzy się elektronicznym licznikiem dekadowym, sprzężonym z fotoprzetwornikiem oraz prądniczką tachometryczną, współpracującą z wywzorcowanym miliamperomierzem. Nasilenie zjawiska prerotacji (prędkość obrotową wirnika pomiarowego) określa się za pomocą urządzenia opisanego w punkcie 3. Moment obrotowy na wale pompy wyznacza się za pomocą dynamometru elektrycznego (silnik elektryczny z ruchomym stojanem), obciążającego wagę uchylną o zakresie pomiarowym od 0 do 50 kG i działce co 0,05 kG. W czasie badań mierzy się również temperaturę wody, położenie łopatek wirnika (poprzez pomiar czujnikiem zegarowym skoku drążka regulacyjnego) oraz odczytuje się wskazania przyrządów pomiarowo-kontrolnych zainstalowanych w pulpicie sterowniczym.

5. Badania doświadczalne

5.1. Cel i zakres badań

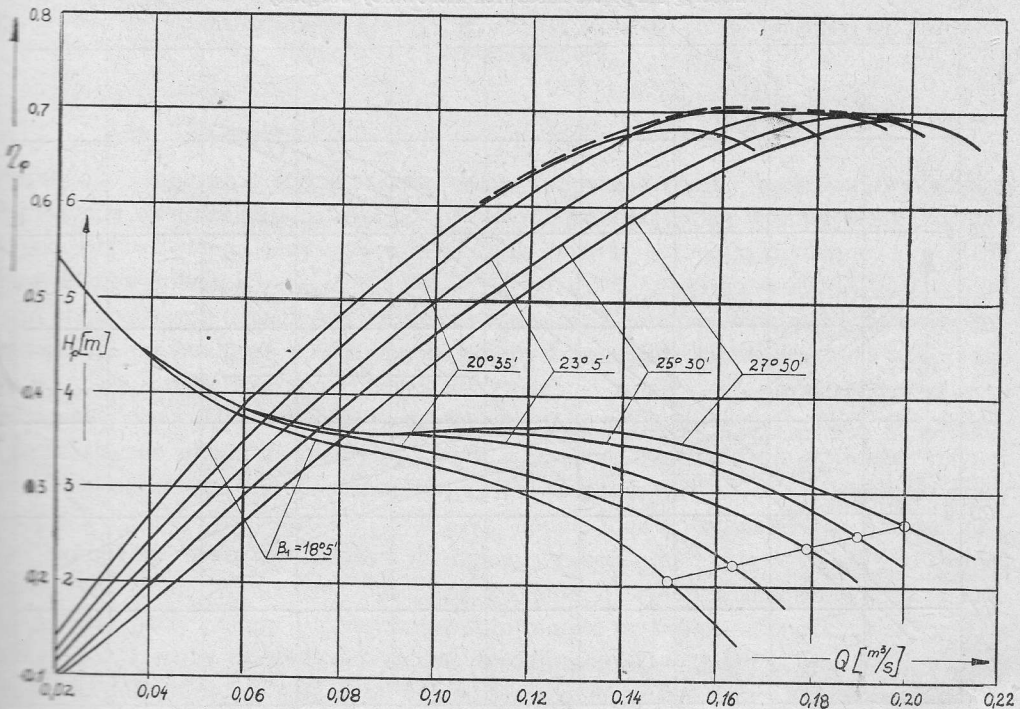
Celem badań jest określenie wpływu zawirowania wstępnego cieczy, wymuszonego przez kierownicę umieszczoną przed wirnikiem, na przebieg charakterystyk energetycznych pompy śmigłowej oraz prześledzenie przebiegu prerotacji w różnych warunkach pracy pompy. Badania mają stworzyć podstawę do oceny możliwości wykorzystania kierownic wstępnych do regulacji pomp śmigłowych. Wykonano kilka serii pomiarów przy różnych kątach pochylenia kierownicy wstępnej α_0 oraz łopatek wirnika β_1 . Każda seria polegała na wyznaczeniu w poszczególnych punktach pracy pompy parametrów: H_p , Q , N_w i η_p oraz współczynnika natężenia prerotacji k przy α_0 i $\beta_1 = \text{const}$.

Program badań przewidywał:

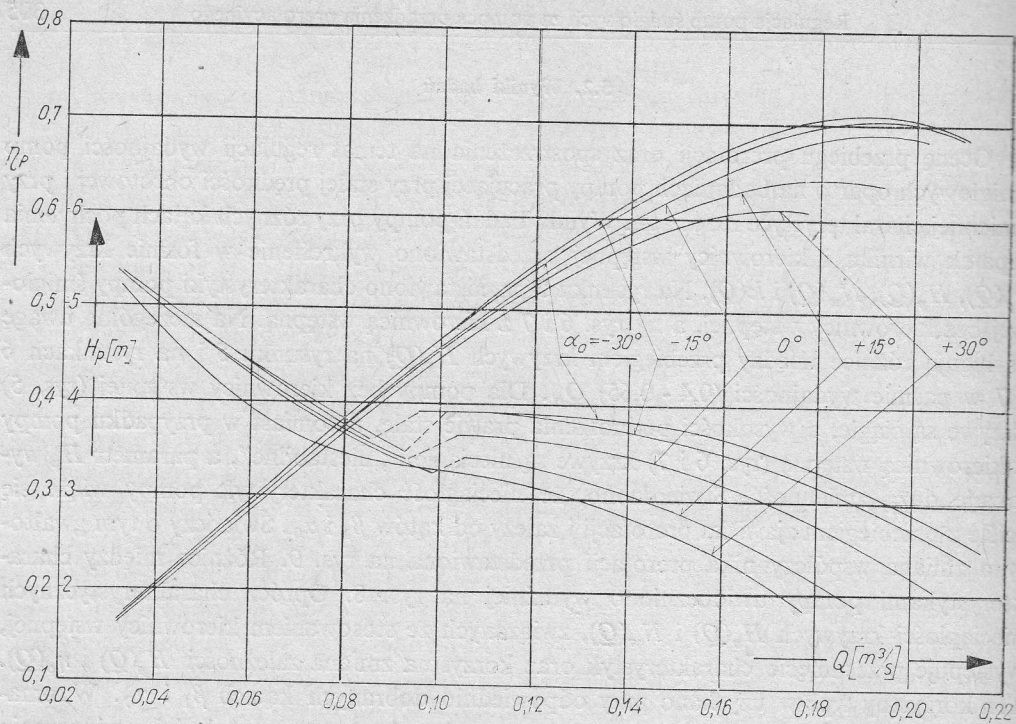
- wyznaczenie charakterystyk energetycznych modelowej pompy śmigłowej bez kierownicy wstępnej dla kątów β_1 od 18° do 28° .
- wyznaczenie charakterystyk energetycznych i współczynnika prerotacji pompy zainstalowaną kierownicą wstępną, regulowaną w zakresie kątów α_0 od $+30^\circ$ do -30° , przy zmianie kąta β_1 od 20° do 25° .

5.2. Wyniki badań

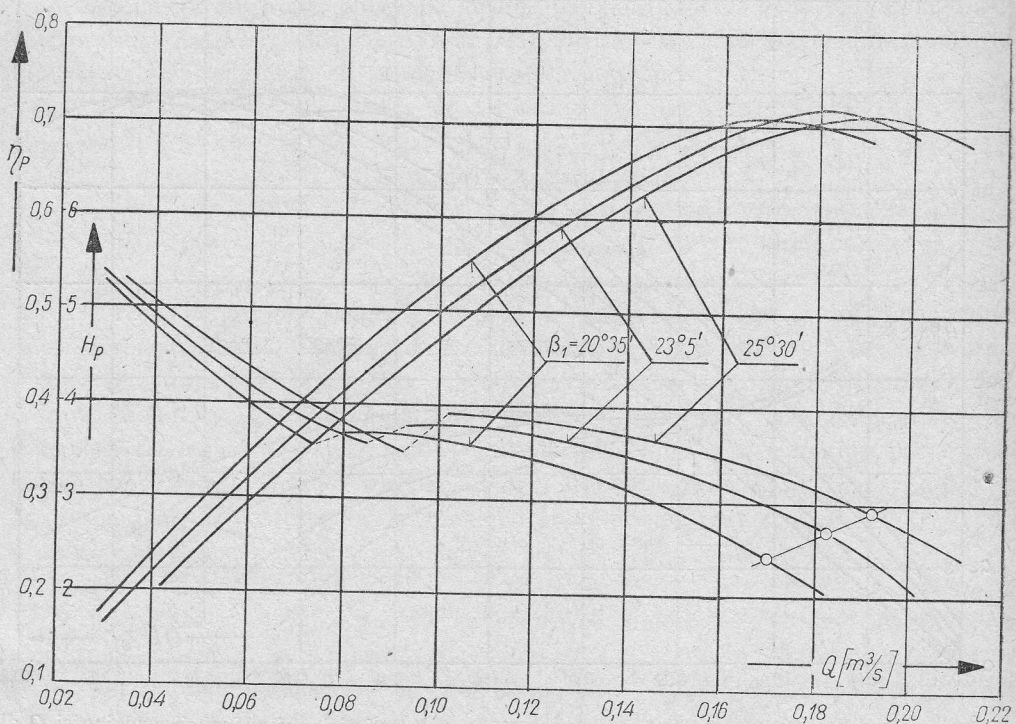
Ocenę przebiegu prerotacji oraz spostrzeżenia na temat regulacji wydajności pomp śmigłowych oparto na badaniach pompy pracującej przy stałej prędkości obrotowej i przy zmiennej charakterystyce rurociągu. Wyniki badań pompy przy różnych kątach pochylenia łopatek wirnika i kierownicy wstępnej przedstawiono wykreślenie w formie krzywych $\eta_p(Q)$, $H_p(Q)$, $N_w(Q)$ i $k(Q)$. Na rysunku 5 przedstawiono charakterystyki pompy śmigłowej bez kierownicy wstępnej, a na rys. 6 i 7 z kierownicą wstępną. Na szczególną uwagę zasługują różnice między przebiegiem krzywych $H_p(Q)$ na rysunku 5 i na rysunkach 6 i 7 w pasmie wydajności $(0,4 - 0,65) Q_N$. Dla pompy bez kierownicy wstępnej (rys. 5) krzywe są ciągłe, a wysokości podnoszenia prawie stałe, natomiast w przypadku pompy z kierownicą wstępną (rys. 6 i 7) krzywe są nieciągłe i „niestabilne”, a parametr H_p wykazuje dużą zmienność. Stwierdzono, że nieciągłość charakterystyk pompy wiąże się ściśle z przebiegiem zjawiska prerotacji i zależy od kątów β_1 i α_0 . Świadczy o tym gwałtowna zmiana współczynnika prerotacji przedstawiona na rys. 9. Różnice między charakterystykami pompy uwidoczniono wyraźniej na rys. 8. Oprócz charakterystycznych nieciągłości krzywych $H_p(Q)$ i $N_w(Q)$, związanych ze stosowaniem kierownicy wstępnej, występuje przesunięcie charakterystyk oraz korzystna zmiana zależności $H_p(Q)$ i $\eta_p(Q)$. Ten korzystny wpływ uzyskano przy odpowiednio dobranych kątach β_1 i α_0 . W omawianym przypadku kierownica wstępna spowodowała wzrost wysokości podnoszenia



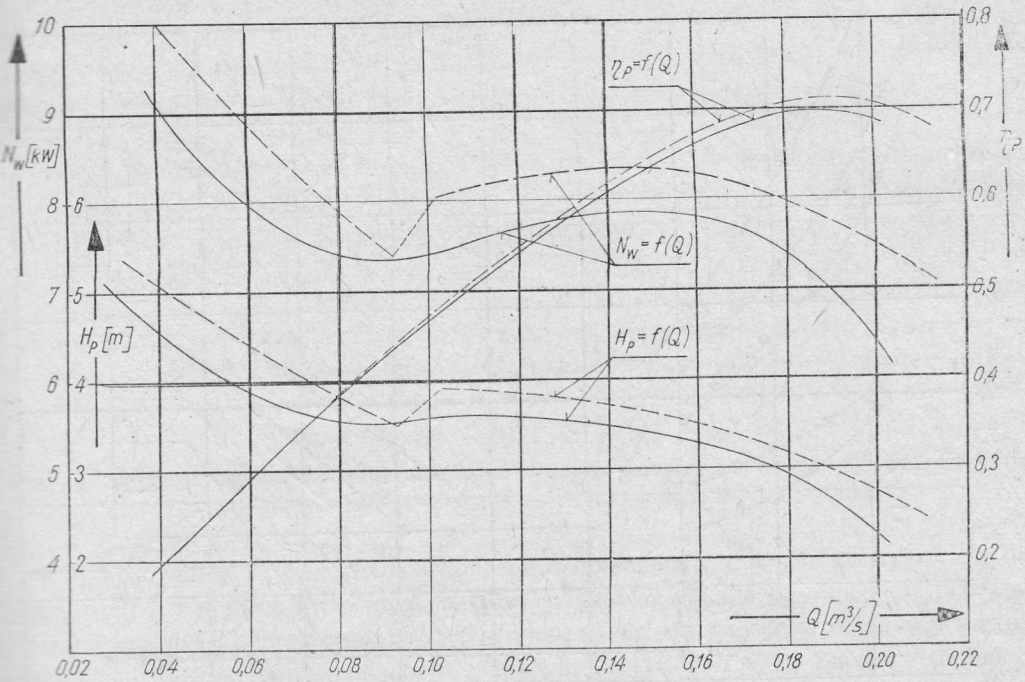
Rys. 5. Wysokość podnoszenia H_p oraz sprawność η_p pompy śmigłowej w funkcji wydajności Q dla pięciu położeń łopatek wirnika



Rys. 6. Wysokość podnoszenia H_p oraz sprawność η_p pompy śmigłowej ($\beta_1 = 25^\circ 30'$) w funkcji wydajności Q dla pięciu nastawień kierownicy wstępnej



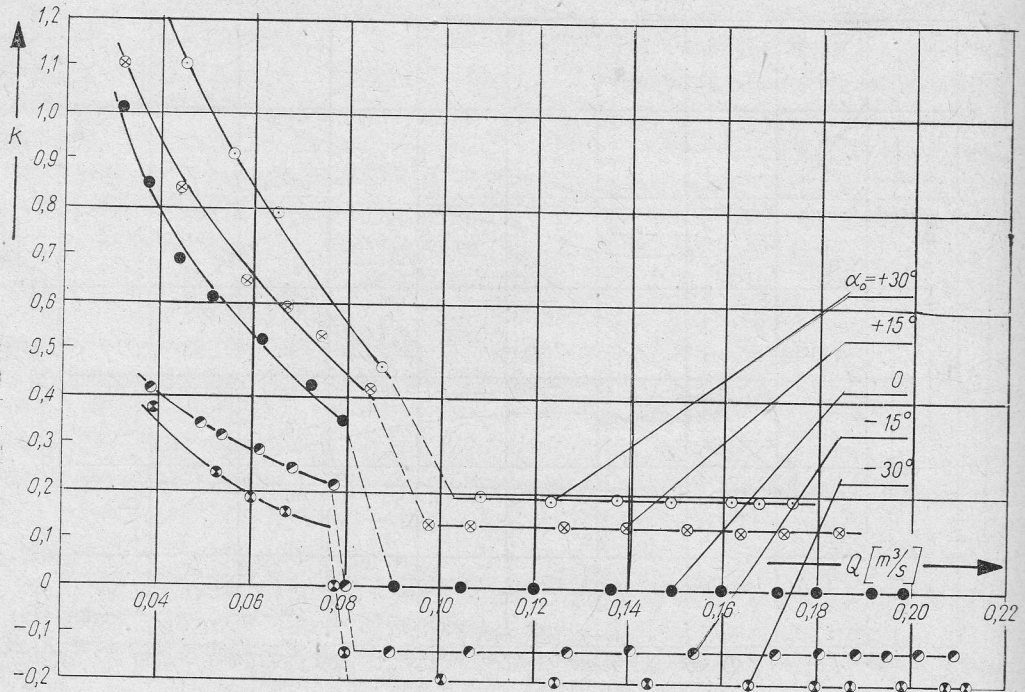
Rys. 7. Wysokość podnoszenia H_p oraz sprawność η_p w funkcji wydajności Q dla pompy śmigłowej z kierownicą wstępną ($\alpha_0 = -15^\circ$) i trzech położenia łopatek wirnika



Rys. 8. Porównanie charakterystyk $\eta_p=f(Q)$, $H_p=f(Q)$ i $N_w=f(Q)$ pompy śmigłowej bez kierownicy wstępnej oraz z kierownicą wstępną ($\alpha_0 = -15^\circ$)
 — pompa śmigłowa, — pompa śmigłowa z kierownicą wstępną

średnio o 8% oraz przesunięcie zakresu pracy pompy w kierunku większych wydajności. Porównanie wartości parametrów podstawowych podczas pracy pompy bez kierownicy i z kierownicą wstępną (przy optymalnym kącie nachylenia łopatki kierownicy $\alpha_0 = -15^\circ$) zestawiono w tabeli 1.

Z przytoczonych danych wynika, że zastosowanie kierownicy wstępnej powoduje przesunięcie optymalnego punktu pracy pompy i zmniejsza zakres regulacji wydajności dla $\eta_{p\max} - \eta_p < 0,03$. Równocześnie jednak następuje zmniejszenie wymaganego zakresu nastawiania kąta β_1 i niewielki ($\sim 1,5\%$) wzrost sprawności maksymalnej. Osiągnięcie wystarczającego efektu regulacyjnego przy niewielkiej zmianie kąta β_1 może wpłynąć korzystnie na konstrukcję układu do nastawiania łopatek wirnika oraz na warunki pracy pompy. Przyrosty parametrów ΔQ_{opt} i ΔH_{opt} , odniesione do optymalnych wartości Q_{opt} i H_{opt} pompy śmigłowej bez kierownicy wstępnej, wynoszą odpowiednio ~ 9 i 17% . Również zmiany wysokości podnoszenia (związane z regulacją wydajności poprzez zmianę kąta β_1) podczas pracy pompy z maksymalną sprawnością są w obu przypadkach różne. Dla pompy bez kierownicy wstępnej zmiana wydajności $\Delta Q = 0,02 \text{ m}^3/\text{s}$ powoduje zmianę wysokości podnoszenia o $\Delta H'_p = 0,25 \text{ m}$ (rys. 5), natomiast dla pompy z kierownicą wstępną o $\Delta H'_p = 0,42 \text{ m}$ (rys. 7). Istotny wpływ na zmianę własności hydraulicznych pompy wywiera położenie łopatek kierownicy wstępnej (rys. 6). Zmiana kąta α_0 w granicach od 0 do $+30^\circ$, a więc w zakresie dodatniej prerotacji, powoduje większe obniżenie sprawności (w sto-



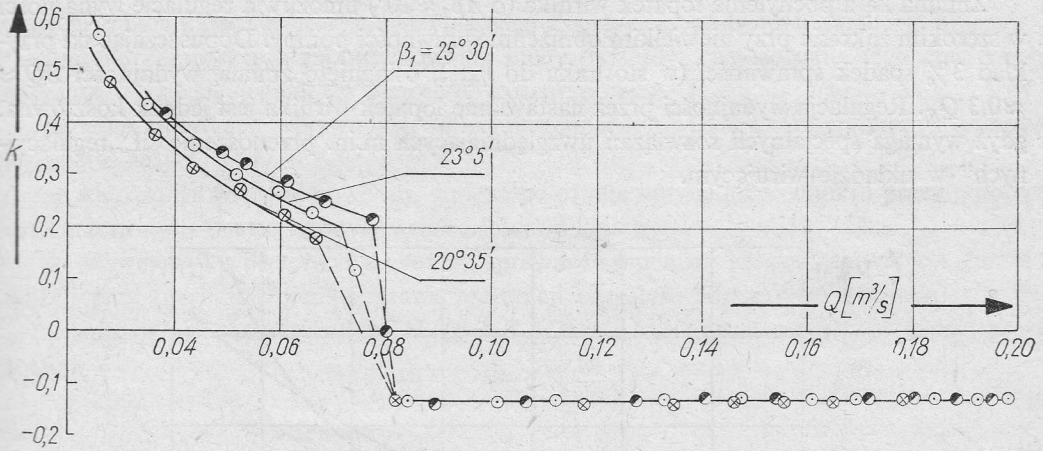
Rys. 9. Zależność współczynnika prerotacji k od wydajności Q dla pompy śmigłowej przy pięciu nastawieniach kierownicy wstępnej oraz $\beta_1 = 25^\circ 30'$

sunku do sprawności maksymalnej, odpowiadającej kątowi $\alpha_0 = -15^\circ$) niż zmiana w granicach od 0 do -30° , powodująca prerotację ujemną.

Badania wykazały, że zależność natężenia prerotacji (wymuszanej przez kierownicę wstępną) od wydajności pompy jest zmienna w pewnym zakresie. Dla poszczególnych nastawień kierownicy wstępnej ($-30^\circ < \alpha_0 < +30^\circ$) istnieją określone wartości $Q = (0,45 \div 0,60) Q_N$, powyżej których współczynnik prerotacji k ma praktycznie stałą wartość

Tabela 1

Pompa śmigłowa	Zakres regulacji kąta β_1	Optymalna wydajność pompy Q_{opt} [m^3/s]	Optymalna wysokość podnoszenia H_{popt} [m]	Sprawność pompy η_{max}	Zakres regulacji Q [m^3/s] przy zmianie η_p $\eta_p > \eta_{pmax} - 0,03$
Bez kierownicy wstępnej	od $18^\circ 5'$ do $27^\circ 30'$	0,170	2,35	0,708	od 0,138 do 0,213 $\Delta Q = 0,075$
Z kierownicą wstępną	od $20^\circ 35'$ do $25^\circ 30'$	0,185	2,75	0,719	od 0,149 do 0,209 $\Delta Q = 0,060$



Rys. 10. Zależność współczynnika prerotacji k od natężenia przepływu Q dla pompy śmigłowej z kierownicą wstępną ($\alpha_0 = -15^\circ$) przy trzech położeniach łopatek wirnika

(rys. 9). Porównując krzywe przedstawione na rysunkach 6 i 9 można stwierdzić, że dla poszczególnych położeni kierownicy wstępnej gwałtowna zmiana prerotacji „wyprzedza” obszar nieciągłości charakterystyk $H_p(Q)$ (rejestrwana jest ona przy mniejszych wartościach Q od wartości odpowiadających załamaniu krzywych $H_p(Q)$). Zjawisko to należy tłumaczyć oddaleniem młynka pomiarowego od wirnika pompy, a więc różnymi polami prędkości i zawirowaniami w przekroju pomiarowym i wlotowym wirnika. Należy przypuszczać, że intensywne oddziaływanie wsteczne wirnika pompy na obszar ssania występuje przede wszystkim bezpośrednio przed wirnikiem co powoduje, że zjawiska hydrauliczne zachodzące w omawianych przekrojach mają różny charakter. Z rysunku 10 wynika, że wpływ kąta β_1 na natężenie prerotacji wymuszony jest mały. W konkretnym przypadku stwierdzono, że wpływ ten zaznacza się tylko przy wydajności $Q < 0,48 Q_N$.

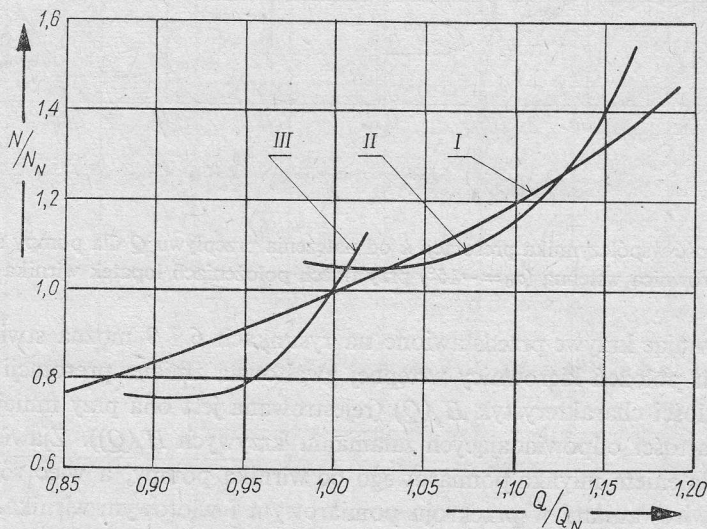
6. Wnioski

Analiza regulacji wydajności pomp śmigłowych (przy stałej prędkości obrotowej wirnika) dotyczyła następujących sposobów regulacji*:

- przez zmianę pochylenia łopatek wirnika $\beta_1 \neq \text{const}$ (bez kierownicy wstępnej i z kierownicą wstępną, gdy $\alpha_0 = \alpha_{0\text{opt}}$),
- za pomocą kierownicy wstępnej ($\alpha_0 \neq \text{const}$, $\beta_{1\text{opt}} = \text{const}$),
- przez zmianę pochylenia łopatek wirnika i kierownicy wstępnej ($\beta_1 \neq \text{const}$ i $\alpha_0 \neq \text{const}$).

* Regulacja wydajności pomp śmigłowych za pomocą dławienia przepływu zaworem tłocznym jest najprostszym, lecz jednocześnie najmniej ekonomicznym sposobem regulacji. Straty energetyczne występujące podczas dławienia przepływu sprawiają, że zakres zmiany Q powinien być możliwie mały. Duże zmiany wydajności powodują, że pompa wchodzi w obszar niespokojnej pracy, w którym występują drgania, hałas i kawitacja.

Zmiana kąta pochylenia łopatek wirnika (o $\Delta\beta_1 \approx 10^\circ$) umożliwia regulację wydajności w szerokim zakresie przy niewielkim obniżeniu sprawności pompy. Dopuszczając na przykład 3% spadek sprawności (w stosunku do η_{\max}), osiągnięto zmianę wydajności $\Delta Q \approx \approx 0,3 Q_N$. Regulacja wydajności przez nastawianie łopatek wirnika jest jednak kosztowna, gdyż wymaga specjalnych rozwiązań uwzględniających m.in. przenoszenie sił „regulacyjnych” w układzie wirującym.



Rys. 11. Zależność względnej mocy na wale pompy od wydajności względnej przy optymalnej pracy pompy

I – regulacja łopatkami wirnika, II – regulacja kierownicą wstępną przy $\beta_1 = 25^\circ 30'$, III – regulacja kierownicą wstępną przy $\beta_1 = 20^\circ 35'$

Zastosowanie stałej kierownicy wstępnej ($\alpha_{\text{opt}} = \text{const}$) w pompie śmigłowej z nastawialnymi łopatkami wirnika powiększa obszar stosowania pomp oraz wpływa korzystnie na przebieg charakterystyki sprawnościowej.

Uzyskanie odpowiedniego zakresu regulacji Q przy zastosowaniu kierownicy wstępnej połączone jest ze spadkiem sprawności. W rozpatrywanym przypadku, zmiana kąta α_0 w granicach od $+30^\circ$ do -30° umożliwiła zmianę wydajności o $\Delta Q = 0,2 Q_N$ przy prawie 10-procentowym spadku sprawności. Ten duży spadek η_p należy tłumaczyć specjalnym rozwiązaniem kierownicy przystosowanej do wywoływania krętu wstępnego w dość znacznej odległości od wirnika. Należy przypuszczać, że zastosowanie kierownicy z promieniowym układem łopatek byłoby rozwiązaniem gwarantującym większą sprawność przemian energetycznych. W porównaniu z regulacją wydajności za pomocą przestawiania łopatek wirnika, regulacja za pomocą kierownicy wstępnej ma tę zaletę, że jest konstrukcyjnie prostsza i gwarantuje większą pewność ruchową. Krytyczne porównanie obu metod regulacji przeprowadził m.in. Fickelscher [10].

Spośród rozpatrywanych sposobów regulacji, równoczesne nastawienie łopatek wirnika i kierownicy wstępnej jest rozwiązaniem najlepszym. Warunki hydrauliczne są wtedy najkorzystniejsze, a uzyskanie wymaganego zakresu zmian wydajności odbywa się kosztem

małych zmian kąta β_1 . Korzyści wynikające z przyjęcia podwójnej regulacji polegają również na zmniejszeniu zapotrzebowania mocy (rys. 11). Zastosowanie tego typu rozwiązania wiąże się jednak ze wzrostem kosztu pompy.

Badania dotyczące wpływu kierownicy wstępnej na własności hydrauliczne pompy wykazały, że:

- kierownica wstępna powoduje zmianę położenia optymalnego punktu pracy pompy oraz przesuwanie charakterystyki w zależności od kąta α_0 ,
- w przypadku prerotacji dodatniej, sprawność przemian energetycznych jest gorsza aniżeli przy prerotacji ujemnej (znak prerotacji określony kierunkiem krążenia),
- nieciągłość charakterystyki $H_p(Q)$ i $N_w(Q)$ jest ściśle związana ze zjawiskiem prerotacji.

Literatura

- [1] A. Hajdu, *Einfluss des Vordralls auf die Kennlinie von Kreiselpumpen*. Internationale technisch-wissenschaftliche Tagung des Industriezweiges Pumpen und Verdichter 1961. Leipzig/Markkleeberg 17. bis 20. April 1961.
- [2] S. Łazarkiewicz, A. T. Trokolewski, *Pompy wirowe* (wyd. 2), Warszawa 1968.
- [3] S. Łazarkiewicz, A. T. Trokolewski, *Nowoczesne kierunki w konstrukcji pomp wirowych*. Warszawa 1966.
- [4] K. Saalfeld, *Die Vordrallregelung von schnellläufigen Kreiselpumpen*. BWK, Band 11, Heft 11, Düsseldorf 1959.
- [5] K. Saalfeld, *Vergleichende Darstellung der Regelung von Pumpen durch Vordrall und durch Laufschaukelverstellung*. KSB – Technische Berichte Heft 7, April 1964, Frankenthal 1964.
- [6] A. J. Stepanoff, *Pumps and Blowers. Two-phase flow*. New York 1965.
- [7] A. J. Stepanoff, *Centrifugal and axial flow pumps* (2nd Edition).
- [8] A. Myiri, J. Csemniczky, *Tests on a prerotation controlled cooling-water*. Proceedings of the fourth conference on fluid machinery, Budapest 1972.
- [9] K. Fickelscher, *Teoretischer Vergleich der Verstellpropeller – und der Drallregelung bei Kühlwasserpumpen*. VDI-Z. Band 108, Nr 18, Düsseldorf 1966.
- [10] K. Fickelscher, *Ein kritischer Vergleich der Verstellpropeller – und der Drallregelung bei Kühlwasserpumpen*. VDI-Z, Band 108, Nr 19, Düsseldorf 1966.

Control of Propeller Pumps by Means of a Prerotation Device

Summary

Theoretical foundations of propeller pump delivery control using prerotation changes are presented and the methods of investigating the prerotation effect are discussed. Next, the results of investigations of the control of delivery of a model propeller pump by setting inlet guide vanes and by adjusting impeller blades are indicated. These results served as a basis for the analysis of hydraulic properties of pumps for the both methods of control and for the evaluation of their usability for the purpose of propeller pump delivery control.

Investigations of prerotation under various operating conditions allowed a preliminary estimation of the influence of this effect on the power characteristics of the pump. They also permitted to determine the relation between the prerotation coefficient k and the pump delivery.

Регулирование пропеллерных насосов с помощью преротационного устройства

Резюме

В работе представлены теоретические основы регулирования производительности пропеллерных насосов с помощью изменения преротаций и обсуждаются способы исследования явления преротации. Представлены также результаты исследований регулирования производительности модельного пропеллерного насоса путем перестановки лопаток входного направляющего аппарата (находящегося на входе в насос), а также путем перестановки роторных лопаток. На этой основе анализируются гидравлические свойства насоса для обоих способов регулирования и производится оценка их пригодности для регулирования производительности пропеллерных насосов.

Исследования преротации в различных условиях эксплуатации насоса позволили предварительно оценить влияние этого явления на энергетические характеристики насоса, а также определить зависимость между коэффициентом преротации k и производительностью насоса.