

Andrzej KORCZAK

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

DEPRESJA CIŚNIENIA W OBSZARZE OSIOWO-SYMETRYCZNEGO
MIESZANIA SIĘ DWU STRUMIENI MODELUJĄCYCH PRZEPŁYW
W OBSZARZE SZYI WIRNIKA POMPY WIROWEJ ODSRODKOWEJ

Streszczenie. W artykule omówiono problemy ssania pomp wirowych i uzasadniono potrzebę zbadania depresji ciśnienia spowodowanej kolizją przepływu powrotnego z przepływem głównym w obszarze szyi wirnika pompy wirowej odśrodkowej. Zaprojektowano i wykonano model do badania efektu osiowo-symetrycznego mieszania się dwu strumieni. Przepływ modelowy eliminuje inne czynniki mogące powodować spadki ciśnienia na wlocie wirnika pompy. Opisano stanowisko badawcze do badań modelowych oraz konstrukcję głowicy pomiarowej. Przeprowadzono wstępną analizę uzyskanych rezultatów badań, w wyniku której określono zależność lokalnego spadku ciśnienia w obszarze wiru spowodowanego kolizją strumienia powrotnego ze strumieniem głównym od ilości ruchów obu strumieni oraz od przekroju kanału głównego.

1. Wstęp

Jednym z podstawowych parametrów pracy pompy jest zdolność ssania, od której bezpośrednio zależy maksymalna geometryczna wysokość ssania układu pompowego $H_s \max$. Przekroczenie $H_s \max$ powoduje wystąpienie zjawiska kawitacji w pompie oraz ogranicza osiąganą wydajność pompy [1]. O zdolności ssania pompy decyduje jej konstrukcja oraz pozostałe parametry pracy. Kawitacja w pompie zaczyna występować, gdy [2]:

$$p_d = H_s \max = p_v + \sum \Delta p_s + \zeta \frac{c_1^2}{2} + \lambda \zeta \frac{w_1^2}{2} \quad (1)$$

gdzie:

- p_d - ciśnienie w zbiorniku dolnym,
- γ - ciężar właściwy cieczy,
- ϱ - gęstość cieczy,
- p_v - ciśnienie pary nasyconej w danej temperaturze,
- Δp_s - straty ciśnienia w przewodzie ssawnym układu pompowego i pompy,
- c_1, w_1 - prędkość bezwzględna i prędkość względna na wlocie łopatki wirnika,
- λ - współczynnik zależny od ukształtowania i grubości łopatek na dopływie i rozkładu prędkości wzdłuż krawędzi wlotowej łopatki wirnika.

Depresja ciśnienia określona sumą:

$$\Delta p = \xi \frac{c_1^2}{2} + \lambda \xi \frac{w_1^2}{2} \quad (2)$$

jest według tezy ogłoszonej przez D. Thoma [1] iloczynem następujących wielkości:

$$\Delta p = \zeta_p H \gamma \quad (3)$$

gdzie:

H - użyteczna wysokość podnoszenia z pierwszego stopnia pompy,
natomiast z teorii podobieństwa

$$\zeta_p = a n_s^{4/3} \quad (4)$$

gdzie:

a - współczynnik będący funkcją sprawności hydraulicznej,
 n_s - wyróżnik szybkoobrotowości pompy.

Według Pfleiderera [3] depresja dynamiczna ciśnienia jest nieco bardziej złożoną wielkością:

$$\Delta p = \lambda_1 \xi \frac{w_0^2}{2} + \lambda_2 \xi \frac{c_0^2}{2} \quad (5)$$

Pierwszy człon określa spadek ciśnienia spowodowany różnicą między prędkością w_0 dopływu cieczy do kanału międzyłopatkowego a prędkością w_1 w kanale, zaś drugi człon określa spadek ciśnienia spowodowany tarciem cieczy na wlocie do wirnika oraz przyspieszeniem cieczy z prędkości c_0 do c_1 . Współczynniki λ_1 i λ_2 zależą od podobnych cech pompy jak i współczynnik λ ze wzoru (1).

W celu dalszej analizy i uzależnienia depresji dynamicznej na wlocie łopatkki wirnika od parametrów pracy pompy Pfleiderer po przekształceniach określa Δp jako funkcję:

$$\Delta p = f(n, Q, k, \lambda_1, \lambda_2, \beta_1, \delta_r) \quad (6)$$

gdzie:

n - liczba obrotów pompy,
 Q - wydajność pompy,

$k=1 - \left(\frac{d_p}{d_s}\right)^2$ - współczynnik zwężenia przekroju dopływowego piasty wirnika,

β_1 - kąt wlotowy łopatkki.

σ_r - stosunek rzutu wlotowej prędkości względnej w_0 na kierunek obwodowy do prędkości obwodowej u_1 na wlocie wirnika.

Obok teoretycznych i doświadczalnych wzorów określających zdolność ssania pompy wprowadzono w praktyce pojęcie niezbędnej antykawitacyjnej nadwyżki wysokości ciśnienia pompy [1]:

$$(\Delta p_{cav})_p = p_s - p_v + \varrho \frac{c_s^2}{2} \quad (7)$$

gdzie:

p_s - ciśnienie bezwzględne w króćcu ssawnym,

c_s - prędkość bezwzględna w króćcu ssawnym.

Wzór (7) przedstawia nadwyżkę całkowitego ciśnienia w króćcu ssawnym pompy nad ciśnieniem pary nasyconej, przy której pompa pracuje bez oznak kawitacji. Zależność $(\Delta p_{cav})_p = f(Q)$ jest określana doświadczalnie w trakcie pomiarów charakterystyk badanych pomp i powinna być zamieszczona w katalogach i prospektach produkowanych pomp.

2. Efekt przepływu powrotnego

Biorąc pod uwagę fakt, że ilość ruchu strumienia przepływu powrotnego przez uszczelnienie szyi wirnika pompy wirowej odśrodkowej jest porównywalna z ilością ruchu strumienia głównego, postanowiono w niniejszej pracy zbadać, czy w przepływie modelowym kolizja tych strumieni wytworzy depresję ciśnienia.

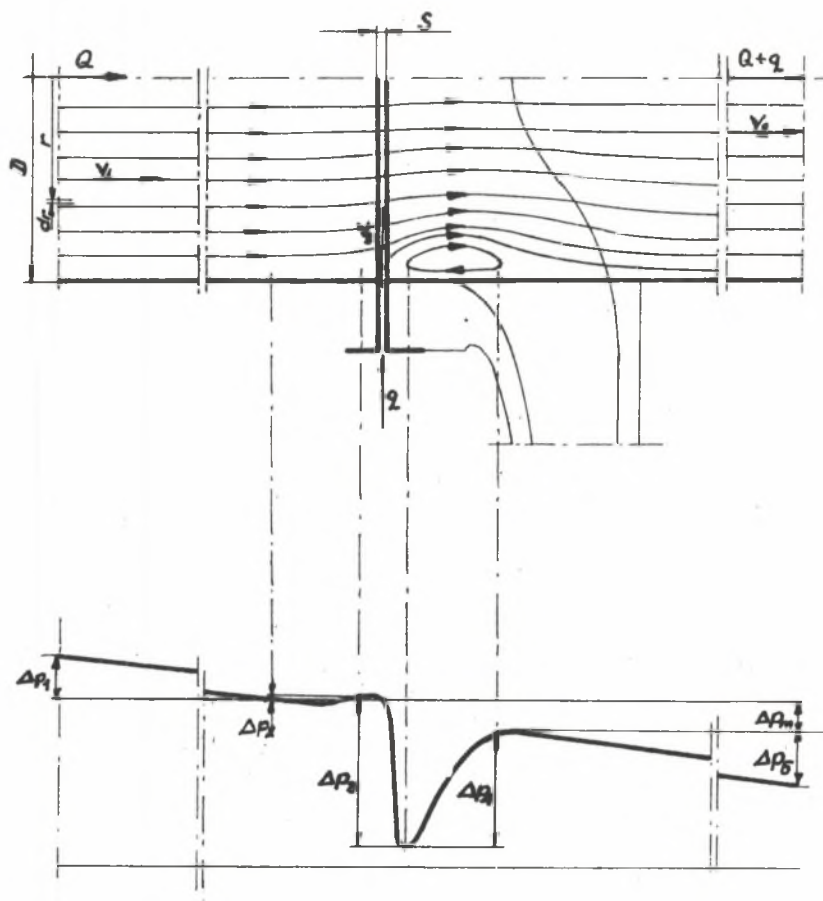
Wyniki badań opisane między innymi w pracach [4], [5] potwierdzają występowanie wiru w obszarze wlotowym wirnika. Wir umiejscawia się przy tarczy przedniej, a ponadto stwierdzono, że obszar wiru zmienia się w danej pompie w zależności od parametrów pracy i zwiększa się przy obniżaniu wydajności pompy, a przy $Q = 0$ zajmuje całą szerokość wlotu wirnika. Występowanie wiru uzasadnia się wpływem skończonej liczby łopatek wirnika.

W celu wyeliminowania innych czynników występujących w obszarze wlotowym wirnika pompy zbudowano model, którego istotę przedstawia rysunek 1.

Na rysunku 1 przedstawiono również przykładowo pole prądu i rozkład ciśnienia w przepływie modelowym.

Zjawisko mieszania się dwu strumieni ma szereg innych praktycznych aspektów i w literaturze znajdujemy badania teoretyczne i doświadczalne, które jednak dotyczą przepływów w zbiornikach o bardzo dużych przekrojach [8], albo dotyczą strumieni, gdzie strumień roboczy nie koliduje ze strumieniem zassanym [9]. W wymienionych przypadkach zakłada się na ogół, że ciśnienie statyczne w przekroju poprzecznym mieszających się strumieni jest stałe.

W pracy [15] autorzy stwierdzają, że przepływ powrotny przez uszczelnienie szyi wirnika może pogarszać zdolność ssania pompy o stratę ciśnienia



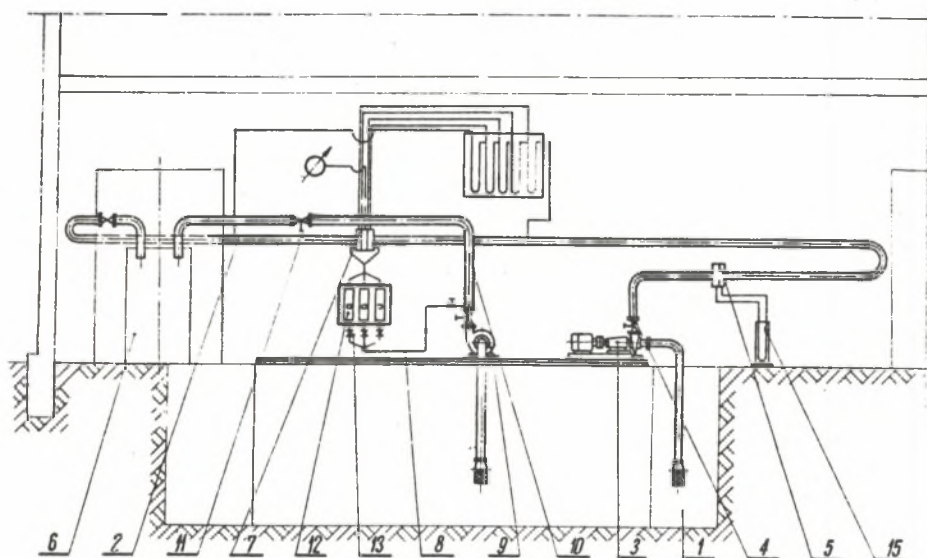
Rys. 1. Model imitujący przepływ w szyi wirnika pompy wirowej odśrodkowej oraz mierzone spadki ciśnienia

nia określoną analogicznie jak dla trójnika. W niniejszej pracy wykazano, że depresja ciśnienia w miejscu kolizji dwóch strumieni przy przepływie osiowo-symetrycznym jest o rząd większa od straty ciśnienia określonej jak dla trójnika.

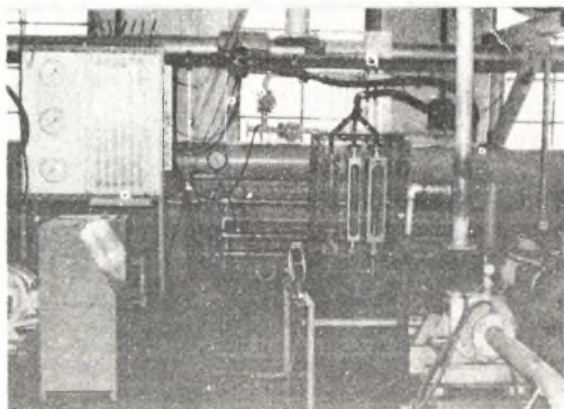
3. Opis stanowiska badawczego

Badania przeprowadzono w laboratorium maszyn hydraulicznych Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej.

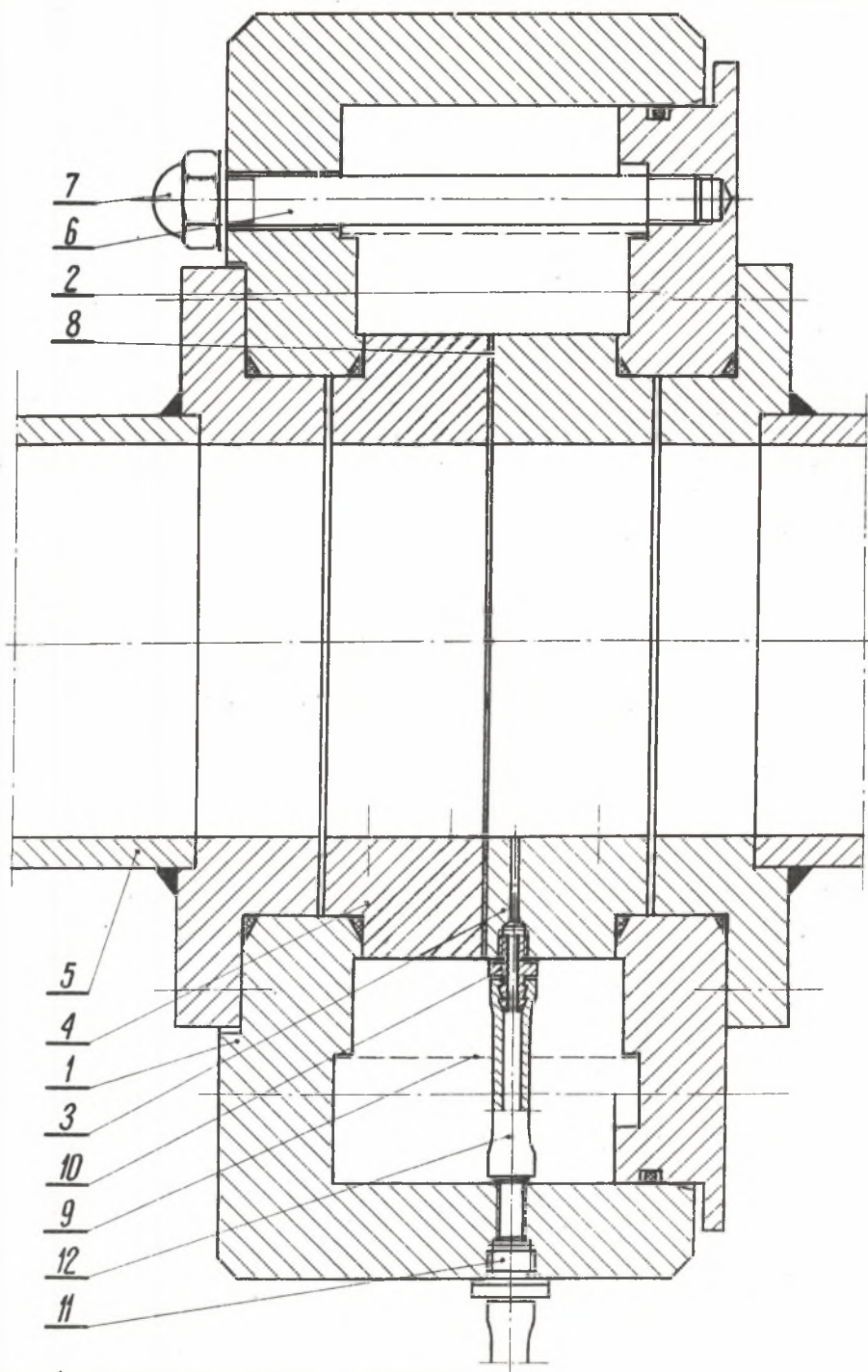
Rysunek 2 przedstawia schemat stanowiska badawczego. Pompa (poz. 3) typu ON80 [6] pobierała wodę ze zbiornika dolnego ((poz. 1) i tłoczyła ją rurociągiem (poz. 2) o średnicy wewnętrznej $D = 82$ mm do zbiornika pomiarowego (poz. 6). Na rurociągu (poz. 2) zamontowano głowicę pomiarową (poz. 7) zasilaną z upustu za pompą (poz. 9) poprzez zespół rotametrów (poz. 12). Widok ogólny stanowiska badawczego przedstawia rysunek 3.



Rys. 2. Schemat stanowiska badawczego



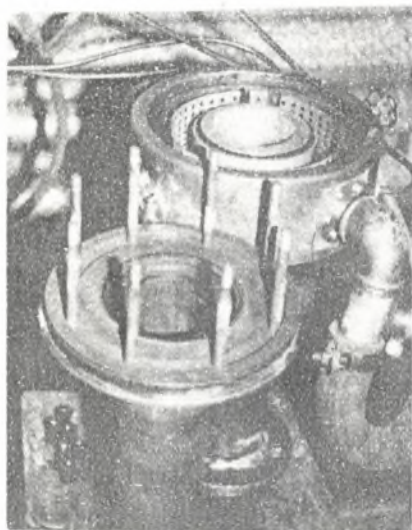
Rys. 3. Widok stanowiska badawczego



Rys. 4. Konstrukcja głowicy pomiarowej

Odpowiednio długi odcinek prostego rurociągu przed i za głowicą zapewniał na dopływie do głowicy przepływ z uformowanym profilem prędkości oraz możliwość pomiaru parametrów strumienia po ponownym uformowaniu się profilu prędkości za zaburzeniem spowodowanym wypływem ze szczeliny w głowicy.

Celem konstrukcji głowicy pomiarowej było uzyskanie osiowo-symetrycznego wypływu ze szczeliny do strumienia głównego, co umożliwiło realizację badań parametrów mieszających się strumieni modelujących przepływ główny i powrotny w obszarze szyi wirnika pompy wirowej. Konstrukcję głowicy pomiarowej przedstawiono na rysunku 4. Istotnymi jej elementami są kadłub (poz. 1) i pokrywa (poz. 2) skrócone śrubami (poz. 6) i wstawione między odcinki prostego rurociągu (poz. 5). Wymienne pierścienie (poz. 3 i 4) pozwalały na zmianę szerokości oraz kąta pochylenia szczeliny względem osi przewodu głównego. Szerokość szczeliny ustalono precyzyjnymi płytkami (poz. 8). Pierścienie wymienne posiadały otwory impulsowe średnicy 1 mm w odległości 5 mm i 23 mm po obu stronach szczeliny. Ciśnienie z powierzchni wewnętrznej pierścieni było wyprowadzane końcówkami 10 i 11 oraz wężykiem 12 na zewnątrz. Głowicę zasilano wodą przez dwa przewody $5/4''$, co widać na rysunku 5.



Rys. 5. Widok głowicy pomiarowej

Obok punktów pomiaru ciśnienia w głowicy mierzono ciśnienia na ściance rurociągu w odległości 3 m przed i 2,5 m za głowicą. Pozwalało to na obserwację zmian ciśnienia wzdłuż rurociągu na jego ścianie w obszarze mieszania się strumieni oraz w miejscach, w których przepływ miał uformowany profil prędkości.

Zbudowany model i przeprowadzone pomiary miały odpowiedzieć na pytanie, czy przy prędkościach przepływu zbliżonych do stosowanych na wlocie wirnika pompy wirowej odśrodkowej zarówno w strumieniu głównym, jak i powrotnym wystąpią istotne lokalne spadki ciśnienia.

Zaproponowany model nie rozwiązuje tego pomiaru ilościowo w odniesieniu do pomp, gdyż nie uwzględnia zawirowania wstępnego i zmiany kierunku przepływu strumienia głównego oraz prędkości obwodowej strumienia powrotnego wynikającej z wirowania jednej ze ścianek szczeliny. Nie

uwzględnia bliskości palisady łopatek wirnika i przejścia przepływu osiowo-symetrycznego w okresowo-osiowo-symetryczny.

Ponadto model pomija wpływ przesłonięcia przekroju wlotowego piastą wirnika.

4. Wyniki badań

W niniejszej pracy zamieszczono wyniki badań przeprowadzonych na opisanym powyżej stanowisku badawczym dla wypływu ze szczeliny o szerokości $s = 0,23$ mm. Kierunek wypływu ze szczeliny był prostopadły do strumienia głównego. Wydatek strumienia głównego zmieniano w zakresie $Q = 0 \div 23$ l/s, zaś strumienia wypływającego ze szczeliny w zakresie $q = 0 \div 1,345$ l/s. Odpowiada to prędkościom $v_1 = 4,350$ m/s oraz $v_s = 22,7$ m/s, czyli w zakresie typowych wartości dla pomp wirowych odśrodkowych.

Na rysunku 1 zaznaczono schematycznie mierzone spadki ciśnienia. Spadki ciśnienia Δp_1 i Δp_5 można określić jako liniowe spadki ciśnienia w rurociągu. Spiętrzenie Δp_2 , depresja Δp_3 i ponowny wzrost ciśnienia Δp_4 są spowodowane wpływem strumienia ze szczeliny. Ponieważ spiętrzenie Δp_2 w całym zakresie badań nie przekracza paru procent wartości Δp_3 , więc we wstępnej analizie wyników pominięto tę wielkość.

Najniższe ciśnienie w badanym obszarze mieszania się dwu strumieni ustala się na odcinku długości kilku do kilkudziesięciu milimetrów za szczeliną, w obszarze tworzącego się wiru. Stwierdzono, że w strumieniu głównym poza wirem nie obserwuje się tak znacznej depresji ciśnienia.

Dla zobrazowania badanego zjawiska można je przyrównać do przepływu przez kryzę; występuje pewne podobieństwo w rozkładzie ciśnień i prędkości wzdłuż osi rurociągu i na jego ściankach.

Biorąc pod uwagę analogię (rys. 1) przepływu badanego z przepływem przez szyję wirnika pompy wirowej odśrodkowej najbardziej istotną wielkością będzie depresja ciśnienia Δp_3 .

W celu ilościowej oceny zjawiska określono w zakresie badanych parametrów zależność depresji ciśnienia Δp_3 od innych mierzonych wielkości fizycznych.

Lokalna depresja ciśnienia spowodowana zderzeniem się strumienia głównego o wydatku Q ze strumieniem powrotnym o wydatku q jest funkcją ilości ruchu albo inaczej prędkości zmiany pędu [10] obu strumieni F_1 i F_2 w przekrojach dopływowych, jak również zależy od przekroju przewodu głównego A_1

$$\Delta p_3 = f(F_1, F_2, A_1) \quad (8)$$

w przypadku osiowej symetrii przepływu prędkość zmiany pędu określi całka pojedyncza

$$F_1 = \int_{A_1} \rho v_1^2(x) dA_1 = \int_0^{D/2} \rho v_1^2(r) 2\pi r dr \quad (9)$$

$$F_2 = \int_V \rho v_s(x) dV = \int_0^s \rho v_s^2(x) \pi D dx \quad (10)$$

gdzie:

$v_1(r)$ - prędkość w strumieniu głównym przed dopływem ze szczeliny, w funkcji promienia r ,

$v_s(x)$ - prędkość w przekroju wypływowym ze szczeliny w funkcji odległości x od krawędzi szczeliny.

We wstępnej analizie wyników badań założono, że strumienie mają płaskie profile prędkości, to znaczy, że współczynnik J.V. Boussinesqa [7]:

$$\alpha_0 = \frac{\int \rho v^2 dA}{\rho \bar{v}^2 A} = 1 \quad (11)$$

Uwzględniając założenie (11), prędkości zmiany pędu można określić:

$$F_1 = \rho Q \bar{v}_1 \quad (9a)$$

$$F_2 = \rho Q \bar{v}_s \quad (10a)$$

gdzie:

$$\bar{v}_1 = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad \text{zaś} \quad \bar{v}_s = \frac{Q}{\pi D s}.$$

Posługując się analizą wymiarową oraz wynikami badań, sformułowano następującą zależność:

$$\Delta p_3 = X \frac{1}{A_1} \frac{F_1 F_2}{F_1 + F_2} \quad (12)$$

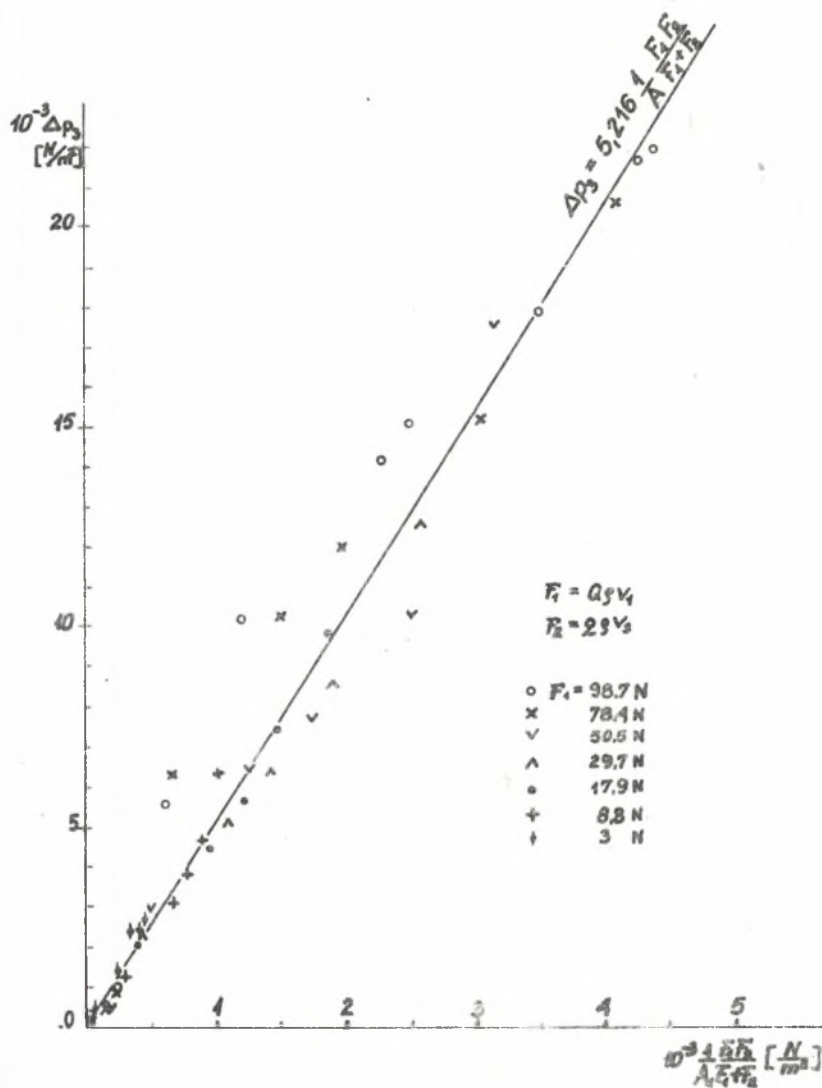
gdzie:

X - współczynnik nachylenia prostej najmniejszych kwadratów (współczynnik regresji).

Na rysunku 6 naniesiono zmierzone wartości Δp_3 w funkcji określonej wzorem (12) wielkości. Na podstawie pomiarów określono współczynnik regresji [11]:

$$X = 5,216 \quad (13)$$

przy współczynniku korelacji 0,9817.



Rys. 6. Depresja ciśnienia Δp_3 w funkcji wielkości określonej wzorem (12)

Wzór (12) można wyrazić po przekształceniu:

$$\Delta p_3 = 8,456 \frac{\zeta Q^2}{D^4 + 4 s D^3 \left(\frac{Q}{g}\right)^2} \quad (12a)$$

5. Wnioski

Zależność (12) otrzymana ze wstępnej analizy wyników badań modelowych jest słuszna w zakresie przeprowadzanych pomiarów i może służyć tylko do jakościowej oceny depresji ciśnienia spowodowanej przepływem powrotnym w pompie.

Naturalnym ograniczeniem spadku ciśnienia bezwzględnego będzie ciśnienie pary nasyconej cieczy w danej temperaturze. Pomimo ponownego wzrostu ciśnienia o Δp_4 lokalnie w obszarze wiru może nastąpić kawitacja. W rzeczywistym wirniku kawitacja może się rozprzestrzeniać z obszaru wiru na dalsze odcinki kanału wirnika.

Ze względu na jakość uzyskanych wyników planuje się dalsze badania dla określenia współczynnika regresji X przy wypływie powrotnym ze szczeliny o różnej szerokości (w zasadzie wartość współczynnika X nie powinna się różnić) oraz pod różnym kątem. Dla potwierdzenia słuszności wzoru (12) należałoby przeprowadzić pomiary przy różnych przekrojach rurociągu A_1 . Na zbudowanym modelu bez specjalnych problemów będzie mógł być zbadany wpływ przesłonięcia przekroju A_1 przekrojem imitującym piastę wirnika na rozkład ciśnienia w modelowanym przepływie.

Obniżenie ciśnienia na wypływie z rurociągu pozwoli na obserwację zjawiska kawitacji w obszarze depresji ciśnienia spowodowanej wypływem ze szczeliny.

Obok wniosków uzasadniających dalsze badania opisanego przepływu modelowego, stwierdzono celowość takiej konstrukcji uszczelnienia szyi wirnika, by wyeliminować efekt depresji ciśnienia spowodowany kolizją strumienia przepływu powrotnego ze strumieniem głównym [12], [13], [14].

LITERATURA

- [1] Troškolański A.T., Łazarkiewicz Sz.: Pompy wirowe. WNT, Warszawa 1973.
- [2] Stepanoff A.J.: Radial und Axialpumpen. Springer Verlag, Berlin 1959.
- [3] Pfeleiderer C.: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. Springer Verlag, Berlin 1961.
- [4] Czabajewski W.F.: Sposób rączota centrobieżnych nasosow na kawitaciu. Wiestnik maszynostrojienija, nr 8, 1959.
- [5] Czabajewski W.F.: K woprosu o mehanizmie kawitacii w centrobieżnych nasosach. Tiepłoeniergiatika, nr 9, 1957.
- [6] Katalog Pomp, Zabrzeńska Fabryka Maszyn Górniczych, Zabrze 1968.
- [7] Kisielew P.G. (red.): Sprawocznik po gidrawliczewskim rasczetam. Energijska, Moskwa 1972.
- [8] Abramowicz G.N.: Turbulentnaja struja dwiżuszozejasja w sriediu. Izw. Akad. Nauk SSSR OTN, Nr 6, 1957.
- [9] Flügel G.: Berechnung von Strahlapparaten. VDI Forschungsheft 395. Düsseldorf 1951.
- [10] Gryboś R.: Mechanika płynów. Skrypt Pol. Śl. nr 664, Gliwice 1977.

- [11] Volk M.: Statystyka stosowana dla inżynierów. WNT, Warszawa 1973.
- [12] Korozak A.: Zespół uszczelniający szyi wirnika pompy wirowej odśrodkowej. Patent nr 84600 opublikowany 15.06.1976.
- [13] Grychowski J., Korozak A.: Wlot wirnika pompy wirowej odśrodkowej. Patent nr 86977 opublikowany 30.11.1976.
- [14] Morzyński St., Korozak A.: Uszczelnienie szyi wirnika pompy wirowej. Patent nr 181412 T zgłoszony w 1976 r.
- [15] Owsiarowicz B.W., Szabajewski W.F.: Wysokoobrotowe łopatozmyczne насосы. Maszynostrojennje, Moskwa 1975.

ДЕПРЕССИЯ ДАВЛЕНИЯ В ОБЛАСТИ ОСЕСИММЕТРИЧЕСКОГО СМЕШИВАНИЯ ДВУХ ПОТОКОВ,
 МОДЕЛЬ РУЖИХ ТЕЧЕНИЕ В ОБЛАСТИ ВХОДА РАБОЧЕГО КОЛЕСА
 ЦЕНТРОБЕЖНОГО ЛОПАСТНОГО НАСОСА

Р е з ю м е

В статье обсуждена проблема всасывания лопастных насосов и обоснована необходимость исследования депрессии давления, вызванной столкновением обратного течения с основной струей в области входа рабочего колеса центробежного лопастного насоса. Запроектирована и выполнена модель для исследования эффекта осесимметрического смешивания двух потоков. Модельное течение элиминирует другие факторы, могущие причинять на входе рабочего колеса перепады давления.

Описаны испытательный стенд для модельных испытаний и конструкция измерительной головки. Проведён предварительный анализ полученных результатов исследований, на основании которого определена зависимость местного падения давления в области вихря, вызванного столкновением обратного течения с основной струей от количества движений обоих течений, а также от сечения основного канала.

PRESSURE DROP IN AXIAL-SYMMETRICAL MIXING AREA FOR TWO
 STREAMS MODELLING THE FLOW AT A CENTRIFUGAL IMPELLER PUMP
 RUNNER THROAT

S u m m a r y

Suction problems in impeller pumps have been discussed and the necessity of investigating into the pressure drops resulting in the colliding counter and main flows at throat areas justified. A model has been designed and built to test effects of axial-symmetrical mixing of two streams and to eliminate other factors that might cause pressure drops at impeller inlets.

A stand for model tests has been described along with the measuring head. A preliminary analysis has shown a dependance of local pressure drops in the turbulent area caused by the colliding counterflow and main streams on the number of movements of both streams as well as on the main channel diameter.