

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

PRACE  
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 1975

---

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.

GABRIEL WILICKI

Gdańsk\*

## Straty przepływu w wirniku typu Francisa

### 1. Wstęp

Wyznaczanie strat przepływu w wirnikach jest problemem niezwykle istotnym dla teorii oraz doskonalenia konstrukcji turbin wodnych i pomp.

Przeprowadzone dotychczas badania pozwoliły opisać przepływ cieczy przez wirnik, ale wobec braku przydatnego w praktyce inżynierskiej ilościowego ujęcia zjawiska nie stanowią podstawy do określania hydraulicznych strat w wirniku. Oblicza się je tradycyjnie w oparciu o zależności obowiązujące dla kanałów stacjonarnych i prostoliniowych [1], transformując z dużym przybliżeniem otrzymane wyniki do przepływów w międzyłopatkowych kanałach wirujących wirnika.

W publikacjach poza ogólną charakterystyką zagadnienia brak bliższych danych pozwalających obliczyć wielkość strat i wskazań dotyczących wpływu poszczególnych parametrów konstrukcyjnych na ich wartość.

### 2. Założenia

Z analizy fizycznej przepływu cieczy przez wirnik wynika, że straty energetyczne towarzyszące przepływowi można sumować, a zatem:

$$h_s = h_{fk} + h_z, \quad (1)$$

gdzie  $h_s$  — wysokość sumarycznych strat przepływu przez wirnik,  $h_{fk}$  — wysokość strat tarcia i konfuzorowych,  $h_z$  — wysokość strat wlotowych i wylotowych.

Jak wiadomo [2], straty hydrauliczne przepływu  $h_{fk}$ , wywołane tarciami wewnętrznymi w cieczy, tarciami cieczy o ściany kanałów przepływowych, wirami w przestrzeniach międzyłopatkowych oraz związane ze zmianami kierunku przepływu i przemianą energii prędkości w energię ciśnienia, są proporcjonalne do kwadratu natężenia przepływu. Wyznaczamy je z zależności:

$$h_{fk} = k \frac{w_2^2}{2g}, \quad (2)$$

\* Politechnika Gdańska.

gdzie  $k$  – współczynnik strat stały dla danego wirnika (dla ilości łopatek  $z = \text{const}$ ),  $w_2$  – średnia prędkość względna w kanale międzyłopatkowym na wylocie z wirnika.

W optymalnym punkcie pracy turbiny wartość strat wlotowych i wylotowych jest bardzo mała w porównaniu z wartością strat tarcia i konfuzorowych. W określonych warunkach będzie więc zachodziła zależność:

$$h_s \approx h_{fk} = k \frac{w_2^2}{2g}. \quad (3)$$

W pracach omawiających zagadnienie strat przepływu przez wirnik zachodzi duża rozbieżność podawanych wartości współczynników strat. I tak np. A. J. Stepanoff [2] szacuje współczynnik strat podczas przepływu cieczy przez wirnik „o rząd wielkości większy niż dla rur”, natomiast W. Spannhake [3] proponuje obliczać współczynnik strat z formuły:

$$\zeta \left( \frac{IU}{F} \right)_{\text{sr}} = 0,19.$$

M. Broszko [1] oblicza wartość współczynnika strat z empirycznej formuły Misesa obowiązującej dla rur w stanie spoczynku.

Dokładne określenie wartości współczynnika strat, jak dotychczas, wymaga empirycznego wyznaczenia tej wielkości na podstawie badań modelowych.

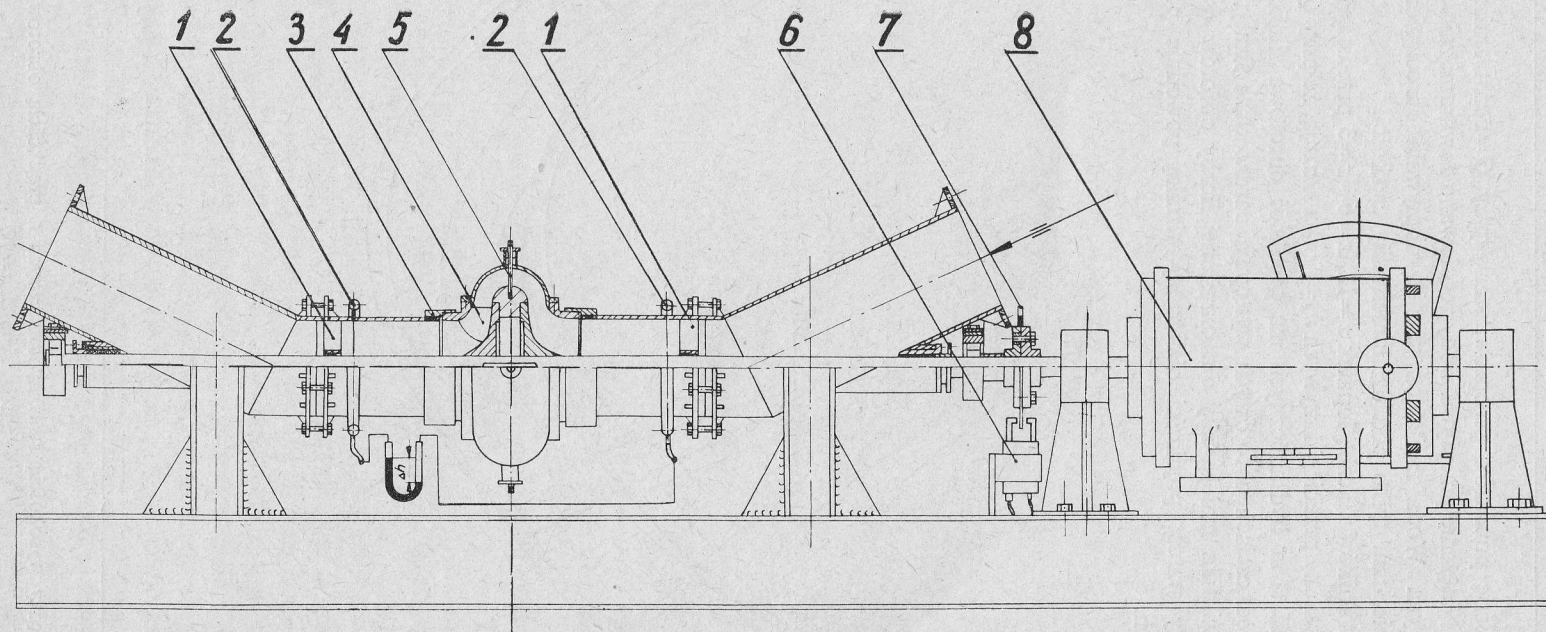
### 3. Badania doświadczalne

Badania doświadczalne strat przepływu w modelowym wirniku turbiny wodnej typu Francisa o  $n_{SN} = 155$  i średnicy charakterystycznej  $d = 250$  mm przeprowadzono na stanowisku laboratoryjnym (rys. 1) Zakładu Turbin Wodnych i Pomp Politechniki Gdańskiej.

Program badań obejmował wyznaczenie zależności strat hydraulicznych w wirniku od niektórych parametrów ruchowych ( $Q$ ,  $n$ ) i konstrukcyjnych (liczba łopatek wirnika).

Realizacja tego zamierzenia wymagała wykonania specjalnego stanowiska badawczego pozwalającego na wyeliminowanie z bilansu strat hydraulicznych tzw. strat szczelinowych oraz strat tarcia wieńców wirnika. Głównym elementem stanowiska (rys. 1) był kanał wirujący utworzony przez złączenie wieńcami wewnętrznymi dwu identycznych bezłopatkowych wirników modelowych oraz kanał zwrotny łączący międzywieńcowe przestrzenie obu wirników. Konstrukcja taka umożliwiała, przez umieszczenie łopatek w jednej z dwu międzywieńcowych przestrzeni, uzyskać przy napływie wody z tej samej strony, dwa warianty zasilania wirnika: turbinowy lub pompowy. Badania przeprowadzono przy turbinowym wariantcie zasilania. Specjalna konstrukcja stanowiska oraz brak łopatkowej kierownicy dolotowej przed wirnikiem pozwoliły na zapewnienie tych samych warunków zasilania wirnika dla poszczególnych serii pomiarowych.

Wartość strat przepływu przez wirnik określono z bilansu energetycznego, w którym odpowiednie wielkości wyznaczono doświadczalnie, mierząc równocześnie natężenie przepływu  $Q$ , moment na wale  $M_p$ , prędkość obrotową  $n$ , średnie ciśnienie na wlocie do wirnika  $p_{w1}$ , średnie ciśnienie na wylocie z wirnika  $p_{w2}$  oraz moment tarcia (straty mechaniczne



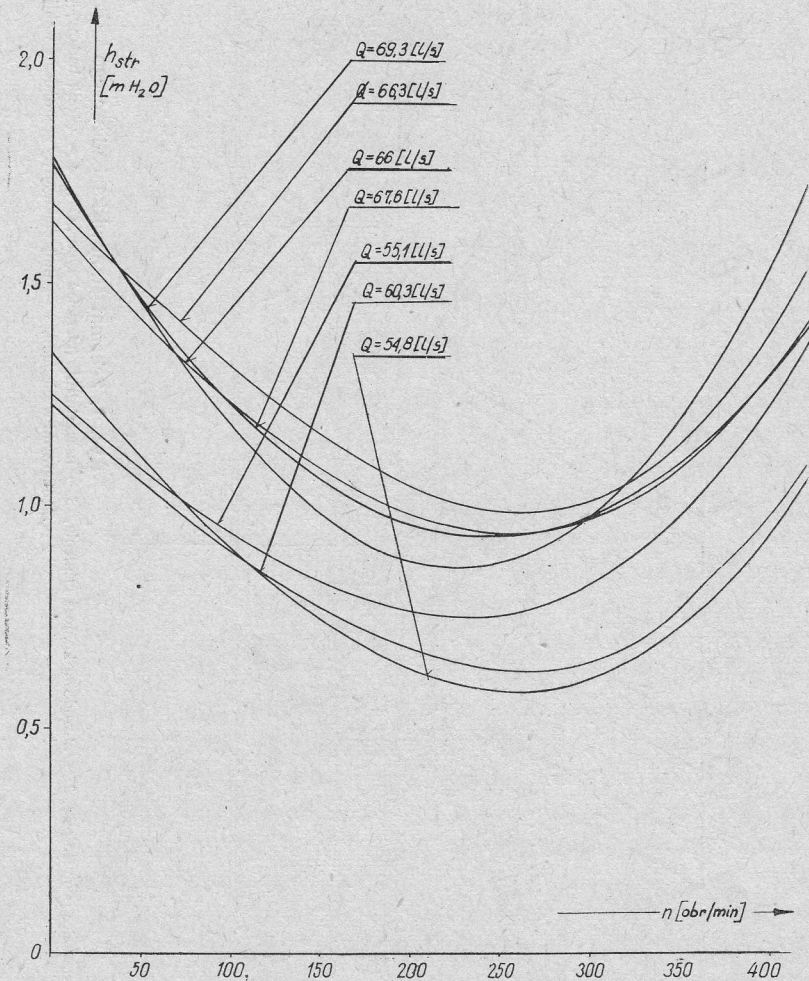
Rys. 1. Schemat stanowiska badawczego

1 – prostownice promieniowe, 2 – obwodowa komora ciśnienia, 3 – uszczelnienie (pierścień typu „O”), 4 – wirnik badany, 5 – kołki centrująco-ustalające, 6 – fotoprzetwornik, 7 – tarcza z prostokątnymi wycięciami, 8 – silnik elektryczny ze stojanem wahliwym

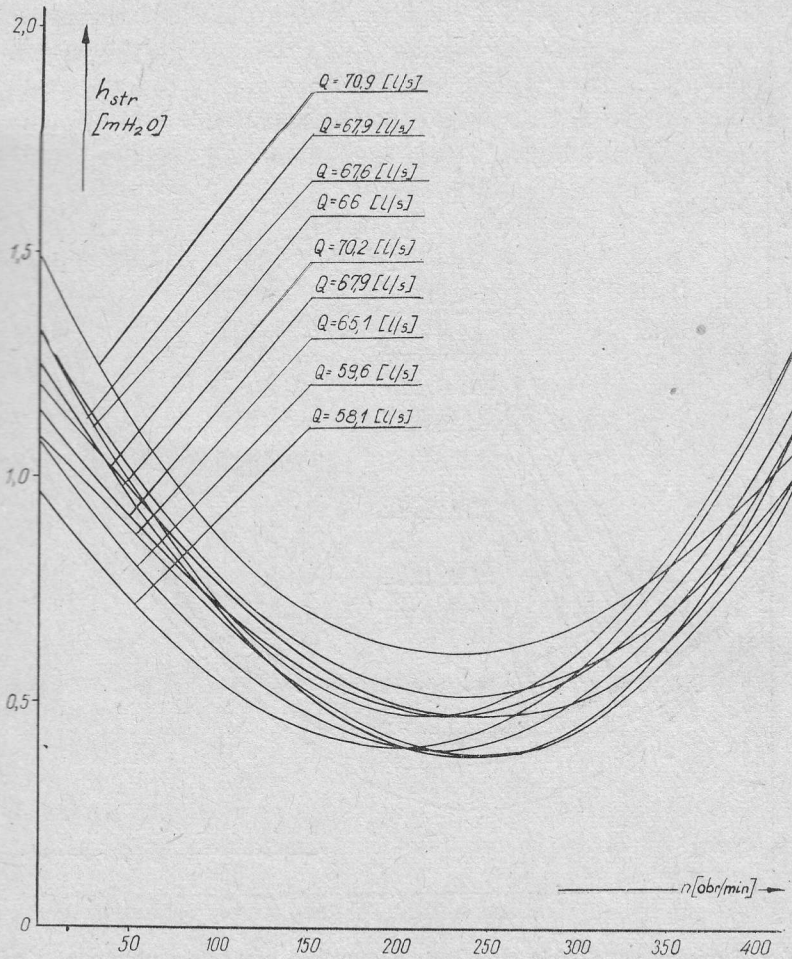
stanowiska)  $M_f$ . Serię pomiarów przeprowadzono przy  $Q = \text{const}$  zmieniając prędkość obrotową wirnika. Natężenie przepływu wody regulowano zaworami zainstalowanymi na rurociągu dolotowym. Woda zasilająca wirnik dopływała rurociągiem z otwartego zbiornika swobodnie, tzn. tylko pod działaniem siły ciężkości.

Wyniki badań wirników z liczbą łopatek  $z=12$ ,  $z=6$  i  $z=3$  przedstawiono wykreślnie na rys. 2, 3 i 4. Uzyskane przebiegi krzywych  $h_s = f(n)$  wskazują, że przy  $Q = \text{const}$  istotny wpływ na wysokość strat hydraulicznych ma prędkość obrotowa silnika.

Przy małych prędkościach obrotowych występują bardzo duże straty, które w miarę wzrostu obrotów wirnika maleją, aby dla określonej liczby obrotów osiągnąć wartość najmniejszą. Dalszy wzrost prędkości obrotowej wirnika powoduje ponowny wzrost strat hydraulicznych.



Rys. 2. Zależność między wysokością strat hydraulicznych a prędkością obrotową silnika. Liczba łopatek wirnika  $z=12$



Rys. 3. Zależność między wysokością strat hydraulicznych a prędkością obrotową silnika. Liczba łopatek wirnika  $z=6$

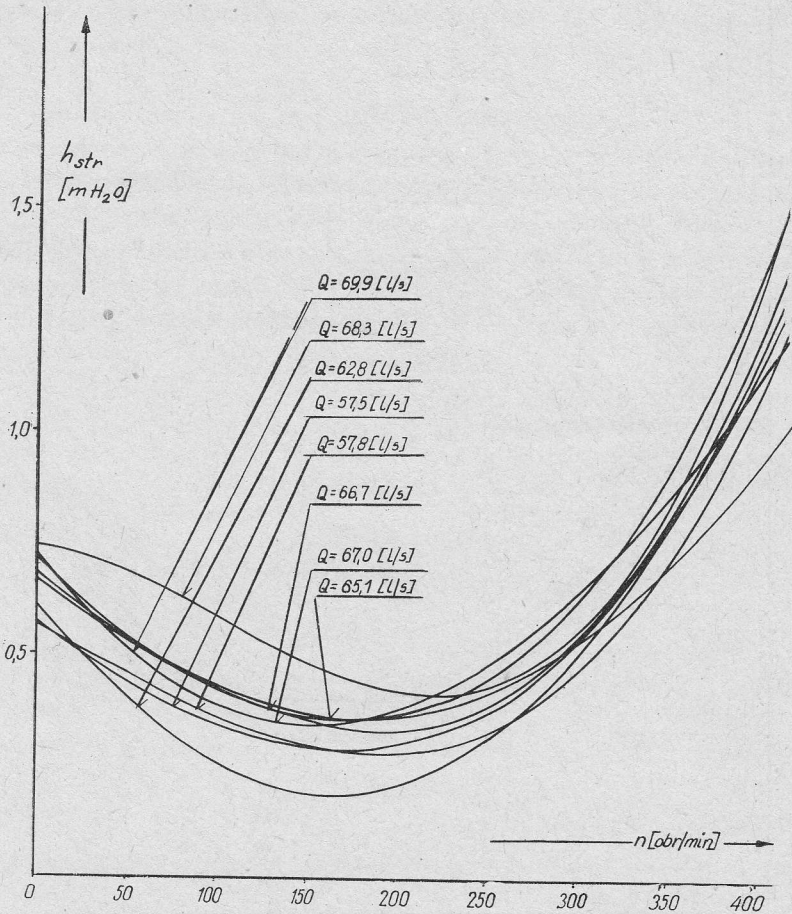
Krzywe te osiągają wartość minimum w punkcie odpowiadającym najmniejszym stratom wlotowym i wylotowym  $h_z = \text{minimum}$ .

Zmiana natężenia przepływu powoduje zmianę prędkości obrotowej, przy której funkcja  $h_s = f(n)$  osiąga minimum. Straty wlotowe i wylotowe są zatem funkcją dwóch parametrów: prędkości obrotowej i natężenia przepływu cieczy przez wirnik.

Analizując przebieg krzywych  $h_s = f(n)$  można wnioskować, że wysokość strat wlotowych i wylotowych przy  $Q = \text{const}$  jest w przybliżeniu proporcjonalna do kwadratu różnicy prędkości obrotowej wirnika i prędkości obrotowej nominalnej.

Omawiając straty przepływu przez wirnik stwierdzono, że obok strat wlotowych i wylotowych występują straty nazywane ogólnie stratami tarcia i konfuzorowymi. Do dalszych rozważań przyjęto, że przy określonych obrotach wirnika, przy których wielkość strat wlotowych i wylotowych  $h_z$  osiąga minimum, występują tylko straty tarcia i konfuzorowe  $h_{ft}$ . Założenie to pozwala określić udział strat tarcia i konfuzorowych w całkowitych stra-





Rys. 4. Zależność między wysokością strat hydraulicznych a prędkością obrotową wirnika. Liczba łopatek wirnika  $z=3$ .

tach hydraulicznych przepływu cieczy przez wirnik, oraz zbadać wpływ liczby łopatek wirnika na wielkość strat tarcia i konfuzorowych.

Przekształcając zależność (3) otrzymujemy:

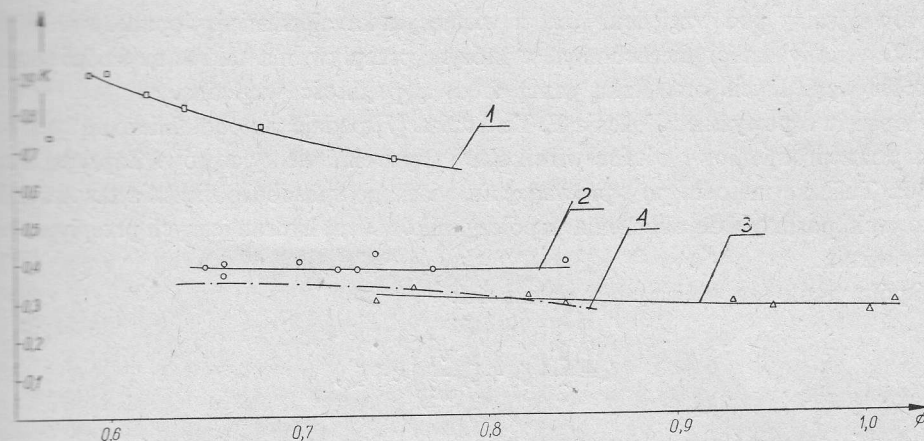
$$k = \frac{2gh_s}{w_2^2} \quad (4)$$

Wielkość  $h_s$  oraz natężenie przepływu  $Q$  wyznaczono doświadczalnie, zaś  $w_2$  obliczono na podstawie znanych zależności obowiązujących dla turbin wodnych.

Uwzględniając dane empiryczne obliczono z zależności (4) wartość współczynników strat dla różnej liczby łopatek wirnika. Uzyskane rezultaty przedstawiono na rys. 5. Z analizy otrzymanych wartości wynika, że liczba łopatek wirnika wywiera znaczny wpływ na straty przepływu. Przykładowo współczynnik strat przy 12 łopatkach wirnika przybiera blisko dwukrotnie większą wartość niż przy 6 łopatkach.

Wartości współczynników strat dla wirnika z 3 łopatkami nieznacznie różnią się od wartości uzyskanych dla wirnika z 6 łopatkami.

Brak informacji dotyczących wpływu liczby łopatek wirnika typu Francisa na straty przepływu uniemożliwia konfrontację rezultatów własnych badań. Jedyne dane dotyczące tego zagadnienia odnoszą się do wirników pomp.



Rys. 5. Wartości współczynników strat hydraulicznych dla wirnika o różnej liczbie łopatek  
 1 - liczba łopatek wirnika  $z=12$ , 2 - liczba łopatek wirnika  $z=6$ , 3 - liczba łopatek wirnika  $z=3$ , 4 - krzywa wyznaczona analitycznie z zależności (5)

A. T. Troskoleński (zob. [4, s. 233]) podaje za A. J. Stepanoffem niektóre wyniki badań przeprowadzonych w firmie Ingersoll-Rand na wirnikach pomp diagonalnych o  $n_{10}=150$ , przy zmiennej liczbie łopatek wirnika i niezmiennych kątach wlotowych i wylotowych łopatek. Na podstawie tych badań stwierdzono, że dla badanego wirnika istnieje pewna określona liczba łopatek, po przekroczeniu której sprawność pompy wyraźnie spada. Przyczyny zmniejszenia sprawności pompy należy szukać we wzroście strat hydraulicznych podczas przepływu cieczy przez wirnik o większej liczbie łopatek. Podobne badania przeprowadzono w Indian Institute of Technology w Bombaju [5]. Wykazały one, że zwiększenie liczby łopatek wirnika już o jedną łopatkę (w porównaniu z ilością optymalną), powoduje wyraźny spadek sprawności. Stwierdzono, że przyczyną tego spadku był wzrost strat hydraulicznych.

Materiał doświadczalny podany w wyżej wymienionych pracach [4, 5] potwierdzają wyniki badań własnych przeprowadzonych przez autora.

#### 4. Obliczanie strat przepływu

Analiza zjawisk wskazuje na podobieństwo przepływu w obracającym się kanale do przepływu przez krzywak [6].

Analogia przepływów (w określonych warunkach) nasuwa myśl o podjęciu próby orientacyjnego porównania współczynnika strat przepływu dla krzywaka i kanału wirujące-

go. Oczywiście tego rodzaju porównanie można traktować z bardzo dużym przybliżeniem, tym bardziej, że dysponujemy bardzo ograniczoną ilością wyników badań strat przepływu w krzywakach o zmiennym przekroju poprzecznym.

Przeprowadzenie analogii układu wirującego względem stacjonarnego wymaga sprecyzowania, jaki kanał nieruchomy pod względem strat hydraulicznych jest w przybliżeniu porównywalny z wirującym kanałem międzyłopatkowym wirnika. Przyjmujemy, że porównywalny pod względem strat z wirującym kanałem międzyłopatkowym wirnika jest zakrzywiony kanał nieruchomy, w którym przepływ ma taki sam średni gradient prędkości względnych oraz taką samą średnią prędkość względną.

W oparciu o powyższe założenia E. Tuliszka [7] podaje metodę obliczenia strat przepływu przez promieniowe wieńce wirnikowe sprężarek i wentylatorów. Zaproponowana przez E. Tuliszkę metoda, po wprowadzeniu własnego sposobu obliczenia strat konfuzorowych, posłużyła do obliczenia współczynników strat hydraulicznych przepływu przez badany wirnik.

Współczynnik ten obliczono z zależności:

$$k = \frac{1}{2} \left( \zeta_2 + \zeta_1 \frac{w_1^2}{w_2^2} \right) \kappa + \zeta_k, \quad (5)$$

gdzie  $\zeta_1$ ,  $\zeta_2$  – współczynniki strat w kanałach zastępczych obliczone metodą podaną w [7],  $\kappa$  – współczynnik korekcyjny [7],  $w_1$  i  $w_2$  – prędkości względne na wlocie i wylocie z międzyłopatkowego kanału wirnika.

Wartość współczynnika  $\zeta_k$  proponuje się określać na podstawie wyników badań strat przepływu w konfuzorach o przekroju kołowym, wprowadzając pewne uśrednienia.

Istotne znaczenie dla strat w konfuzorze ma jego kąt rozwarcia i stosunek przekrojów. Zastępczy kąt rozwarcia konfuzora oblicza się z zależności:

$$\sin \alpha_z = \frac{h_1 - h_2}{2l_{1-2}}, \quad (6)$$

przy czym  $h_1$  i  $h_2$  wyznaczamy z wzoru:

$$h_{1,2} = \left( 2\pi \frac{r_{1,2}}{z} - \frac{g_{1,2}}{\sin \beta_{1,2}} \right) \sin \beta_{1,2}, \quad (7)$$

gdzie  $g_1$ ,  $g_2$  – grubość łopatki na wlocie i wylocie wirnika,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  – kąty wlotowy i wylotowy,  $r_1$ ,  $r_2$  – promienie wirnika,  $z$  – liczba łopatek,  $l_{1-2}$  – długość średniej linii prądu w kanale międzyłopatkowym.

Promienie hydrauliczne na wlocie i wylocie z kanału międzyłopatkowego określamy z zależności:

$$R_{h_{1,2}} = \frac{F_{1,2}}{U_{1,2}}, \quad (8)$$

gdzie  $F_{1,2} = h_{1,2} \cdot b_{1,2}$ ,  $U_{1,2} = 2(h_{1,2} + b_{1,2})$ , zaś  $b_1$  i  $b_2$  oznaczają szerokość w wirnika na wlocie i wylocie. Następnie z odpowiedniego wykresu (zob. [8, str. 548]) określającego zależność współczynnika strat hydraulicznych w konfuzorze od stosunku średnicy wlotowej

i wylotowej oraz kąta rozwarcia konfuzora określamy wartość współczynnika strat konfuzorowych  $\zeta_k$ .

Brak odpowiednich danych empirycznych dotyczących strat hydraulicznych w krzywakach nie pozwolił na przeprowadzenie obliczeń współczynnika strat przepływu dla wirnika z 3 i 12 łopatkami. Obliczenia współczynnika strat z zależności (5), przeprowadzone dla  $z=6$  łopatek wirnika są zadziwiająco zbieżne z wynikami uzyskanymi podczas własnego eksperymentu (rys. 5).

Oczywiście powyższych rezultatów nie należy uogólniać traktując je tylko jako przybliżone. Wydaje się jednak, że przedstawiona metoda, zważywszy analogię przepływów przez stacjonarny krzywak i wirujący kanał, po uzupełnieniu odpowiednimi danymi eksperymentalnymi, mogłaby być z powodzeniem zastosowana do obliczeń strat przepływu przez międzyłopatkowe kanały wirników turbin wodnych.

## 5. Wnioski

1. Badania potwierdzają wzrost strat hydraulicznych wirnika wraz ze wzrostem ilości łopatek. Zależność tych strat od liczby łopatek nie jest funkcją liniową.

2. Przy  $Q = \text{const}$  straty wlotowe i wylotowe wirnika są w przybliżeniu zależne od kwadratu jego prędkości obrotowej.

3. Wyznaczenie strat hydraulicznych w wirniku w oparciu o zależności, w których współczynniki strat dotyczą rur znajdujących się w stanie spoczynku, nie daje poprawnych wyników.

4. Proponuje się określanie strat przepływu cieczy przez wirnik typu Francisza według zależności (5) uwzględniającej dane doświadczalne strat przepływu przez krzywaki o przekroju prostokątnym. Proponowany sposób umożliwia przewidywanie wpływu liczby łopatek wirnika na straty przepływu.

## Literatura

- [1] M. Broszko, *Turbiny wodne*. Mechanik t. IV, cz. 1, PWT, 1960.
- [2] A. J. Stepanoff, *Centrifugal and Axial Flow Pumps*. John Wiley, 1948.
- [3] W. Spannhake, *Kreiselräder als Pumpen und Turbinen*. J. Springer, Berlin 1931.
- [4] Sz. Łazarkiewicz, A. T. Trokoleński, *Pompy wirowe*. WNT, 1968.
- [5] Y. R. Reddy, S. Kar, *Optimum Vane Number and Angle of Centrifugal-Pumps with Logarithmic Vanes*. Trans. ASME, vol. 93, Series D, 1971.
- [6] H. Peterman, *Der Strömungsverlauf in und hinter Laufschaufelkanälen von radialen Kreiselpumpen und Verdichtern*. VDI-Z. 103, Nr 17, 1961.
- [7] E. Tuliszka, *Sprężarki, dmuchawy i wentylatory*. WNT, 1969.
- [8] W. Prosnak, *Mechanika płynów*. PWN, 1970.

## Flow Losses in Francis Type Impeller

### Summary

The results of the Author's own experiments are reported, the experiments having been carried out in order to determine the influence of some operating ( $Q, n$ ) and design (number of impeller blades) parameters on the flow losses in a Francis type water turbine impeller. The experiments showed consider-

able influence of the number of impeller blades on the value of hydraulic losses, the dependence having been a non-linear one.

Suggestion is made to the effect that the flow losses in the impeller can be determined from the relation (5), where experimental data from a flow through the pipe bends having rectangular cross sections were taken into account. This method allows anticipating the influence of the impeller blade number on the flow losses. Inlet and outlet losses in the impeller are, for  $Q$  constant, approximately proportional to the square of rotational speed of the impeller. The determination of the hydraulic losses in the impeller from the relations utilizing the coefficients which concern the stationary pipes leads to incorrect results.

## Потери течения в роторе типа Франциса

### Резюме

В работе представлены результаты собственных экспериментальных исследований, целью которых являлось определение влияния некоторых рабочих ( $Q$ ,  $n$ ) и конструкционных (число роторных лопаток) параметров на потери течения через ротор гидротурбины Франциса. Исследования доказали, что число роторных лопаток существенно влияет на величину гидравлических потерь. Зависимость этих потерь от числа лопаток не является линейной функцией.

Предлагается определение потерь течения жидкости через ротор по формуле (5), учитывающей экспериментальные данные о течении жидкости через патрубки прямоугольного поперечного сечения. Предлагаемый метод позволяет предусматривать влияние числа роторных лопаток на потери течения. При постоянной производительности  $Q = \text{const}$  входные и выходные роторные потери являются приблизительно пропорциональными к квадрату скорости вращения ротора. Определение гидравлических потерь в роторе на основе зависимостей, в которых коэффициенты потерь касаются неподвижных труб, не дает верных результатов.