

P O L S K A   A K A D E M I A   N A U K  
INSTYTUT MASZYN PRZEPLYWOWYCH

PRACE  
INSTYTUTU MASZYN  
PRZEPLYWOWYCH

TRANSACTIONS  
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

83-84

WARSZAWA - POZNAŃ 1983

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE

---

# 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 machinery

---

### RADA REDAKCYJNA—EDITORIAL BOARD

TADEUSZ GERLACH · HENRYK JARZYNA · JERZY KRZYŻANOWSKI  
STEFAN PERYCZ · WŁODZIMIERZ PROSNAK · KAZIMIERZ STELLER  
ROBERT SZEWAŁSKI (PRZEWODNICZĄCY - CHAIRMAN) · JÓZEF ŚMIGIELSKI

### KOMITET REDAKCYJNY—EXECUTIVE EDITORS

KAZIMIERZ STELLER — REDAKTOR — EDITOR  
WOJCIECH PIETRASZKIEWICZ · ZENON ZAKRZEWSKI  
ANDRZEJ ŻABICKI

### REDAKCJA—EDITORIAL OFFICE

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

Copyright  
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe  
Warszawa 1983

Printed in Poland

ISBN 83-01-04553-1  
ISBN 0079-3205

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE — ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 340+90 egz.	Oddano do składania 17 VI 1982 r.
Ark. wyd. 21,5. Ark. druk. 16,75+1 wkl.	Podpisano do druku 22 IV 1983 r.
Pap. druk. sat. kl. V, 70 g	Druk ukończono w maju 1983 r.
Nr zam. 489/184.	E-9/215. Cena zł 200,—

DRUKARNIA UNIWERSYTETU IM. A. MICKIEWICZA W POZNANIU

# HYDROFORUM

KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA

na temat

PROBLEMY ROZWOJU HYDRAULICZNYCH MASZYN  
WIROWYCH ZE SZCZEGÓLNYM UWZGLĘDNIENIEM POTRZEB  
ENERGETYKI

Porąbka-Kozubnik, 20 - 23, września 1980 r.

\*

# HYDROFORUM

SCIENTIFIC-TECHNICAL CONFERENCE

on

DEVELOPMENT PROBLEMS OF HYDRAULIC TURBOMACHINES  
WITH SPECIAL ACCOUNT OF THE NEEDS OF POWER ENGINEERING

Porąbka-Kozubnik, September 20 - 23, 1980

\*

# ГИДРОФОРУМ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ

на тему

ПРОБЛЕМЫ РАЗВИТИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РОТОРНЫХ МАШИН  
С ОСОБЫМ УЧЕТОМ НУЖД ЭНЕРГЕТИКИ

Поромбка-Козубник, 20 - 23 сентября 1980 г.

STANISŁAW DĄBROWSKI

Gdańsk\*

## Wpływ niektórych parametrów konstrukcyjnych układu przepływowego na pracę regulowanego sprzęgła hydrokinetycznego

Podano wyniki badań modelowych dotyczących wpływu ilości i grubości łopatek wirnikowych sprzęgła hydrokinetycznego typu regulowanego na kształt jego charakterystyk ruchowych, ze szczególnym uwzględnieniem pracy sprzęgła przy poślizgu nominalnym. Wykazano, że wartości optymalnych liczb łopatek, zapewniających uzyskanie przez sprzęgło maksymalnych współczynników momentu obrotowego, zależą od wartości nominalnego poślizgu sprzęgła.

### 1. Program badań dotyczących wpływu ilości i grubości łopatek wirnikowych na pracę sprzęgła

Szereg osobliwości związanych z przepływem cieczy przez kanały łopatkowe regulowanego sprzęgła hydrokinetycznego, różniących przepływ cieczy w sprzęgle od przepływu w pompie wirowej czy turbinie wodnej, sprawia, że uzyskane bogate doświadczenia dotyczące stosowanych teorii i zaleceń do konstrukcji pomp wirowych czy turbin wodnych nie mogą być stosowane w praktyce projektowej sprzęgieł hydrokinetycznych [3, 4]. Dotyczy to również takich głównych parametrów konstrukcyjnych układu przepływowego sprzęgła jakimi są ilości i grubości łopatek wirnika pompowego i turbinowego sprzęgła.

Stosowane w dotychczasowych konstrukcjach sprzęgieł hydrokinetycznych ilości i grubości łopatek przyjmowane były na podstawie wyników badań modelowych, wykonywanych jednakże z konieczności w sposób fragmentaryczny i wycinkowy. Posiadany materiał informacyjny dotyczący powyższego zagadnienia stał się niewystarczający i mało precyzyjny, zwłaszcza w zastosowaniu do sprzęgieł regulowanych o małych wartościach poślizgu nominalnego i dużych mocach [1, 2, 5].

Badania modelowe dotyczące układu łopatkowego sprzęgła mające uzupełnić powyższe braki, wykonano na stanowisku badawczym IMP PAN opisanym w opracowaniu [6]. W omawianym cyklu badań przebadano ogółem 19 sprzęgieł modelowych różniących się ilością łopatek  $z$  i ich grubością  $g$ . Zakres zmian parametrów  $z$  i  $g$  wirników sprzęgieł modelowych podano w tabeli 1. Na rysunku 1 podano konstrukcję układów przepływowych badanych sprzęgieł. Badane sprzęgła typu regulowanego wyposażone były w układy prze-

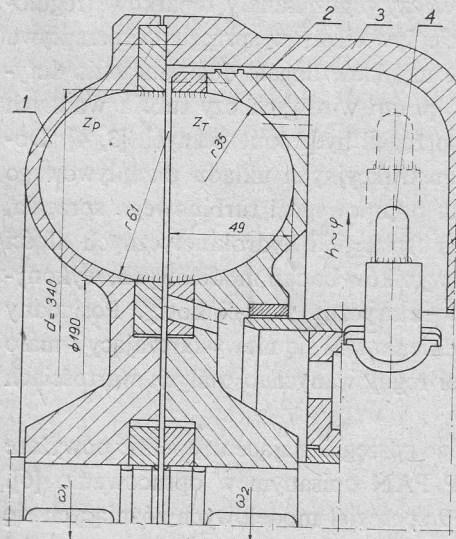
\* Instytut Maszyn Przepływowych PAN.

plywowe typu SHR-15, stosowane w konstrukcjach sprzęgieł krajowych dużej mocy, różniące się ilością i grubością łopatek. Zmianę ilości i grubości łopatek dokonywano na drodze wymiany palisad łopatkowych poszczególnych wirników.

Tabela 1

Badane sprzęgła modelowe o zmiennych liczbach i grubościach łopatek wirnikowych

Lp.	Oznaczenie modelu	Liczba łopatek		Grubość łopatek $g$ [mm]
		wirnika pompy $Z_p$	wirnika turbiny $Z_T$	
1	SHR-15	65	64	2,6
2	„	55	56	2,0
3	„	51	52	2,0
4	„	47	44	2,0
5	„	39	40	2,0
6	„	55	56	3,0
7	„	51	52	3,0
8	„	47	44	3,0
9	„	39	40	3,0
10	„	55	56	4,0
11	„	51	52	4,0
12	„	47	44	4,0
13	„	39	40	4,0
14	„	31	32	4,0
15	SHR-15	31	32	6,0
16	R-SHRL	32	31	6,0
17	R-SHRL	40	39	4,0
18	R-SHRL	44	47	4,0
19	R-SHRL	64	65	2,6



Rys. 1. Schemat układu łopatkowego sprzęgła modelowego typu SHR-15

1, 2 – wirnik pompy i turbinowy, 3 – osłona, 4 – rurka czerpalna regulująca napełnienie sprzęgła

Wymienne palisady łopatkowe uformowane były w postaci zestawu łopatek mocowanych do wymiennych pierścieni zgodnie z rysunkiem 1. Łopatki badanych sprzęgieł miały kształt promieniowy o kątach  $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ . Chropowatość bezwzględna powierzchni łopatkowych wynosiła  $20 \mu$ . Łopatki wykonane były z blachy stalowej St3s.

Czynnikiem roboczym zasilającym sprzęgła w czasie badań była woda. Pozwoliło to na uzyskanie w czasie badań odpowiednio wysokiej liczby Reynoldsa  $Re_m = 4,23 \cdot 10^6$ , zbliżonej do liczb  $Re$  odpowiadających sprzęgłom dużej mocy o zasilaniu olejowym [7].

## 2. Wyniki badań modelowych

Zakres wykonanych badań obejmował pomiary charakterystyk ruchowych sprzęgieł  $K_M = f(s, \varphi)$  dla zakresu poślizgu  $s = 0 \div 8\%$  i  $0 \div 80\%$ .

Bezwymiarowy współczynnik momentu obrotowego sprzęgła

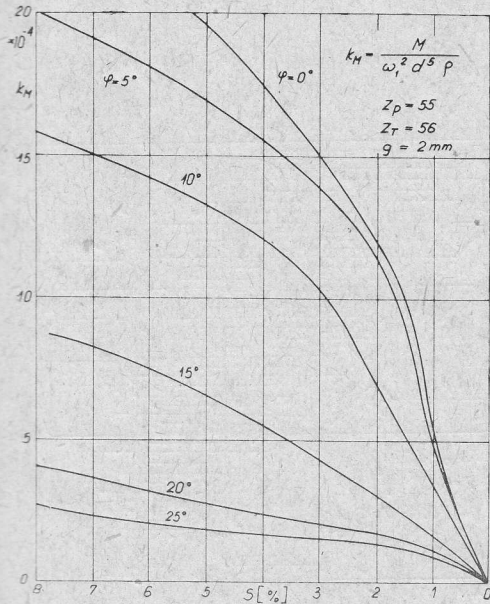
$$K_M = \frac{M}{\omega_1^2 d^5 \rho},$$

gdzie  $M$  – moment obrotowy,  $\omega_1$  – prędkość kątowa wału wejściowego sprzęgła,  $d$  – średnica nominalna sprzęgła,  $\rho$  – gęstość cieczy roboczej krążącej w sprzęgle.

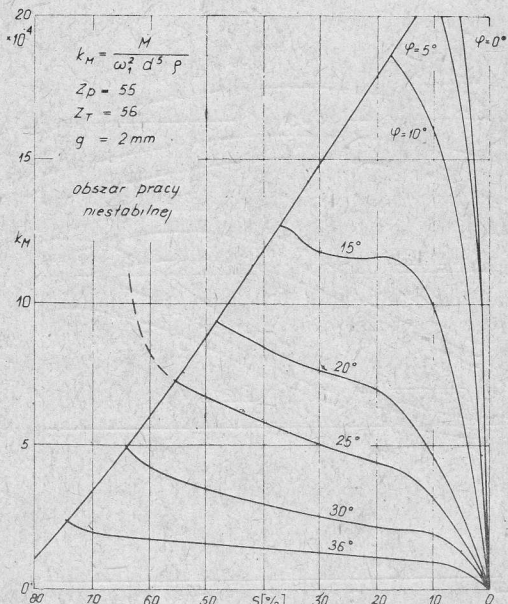
Poślizg sprzęgła

$$S = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} 100,$$

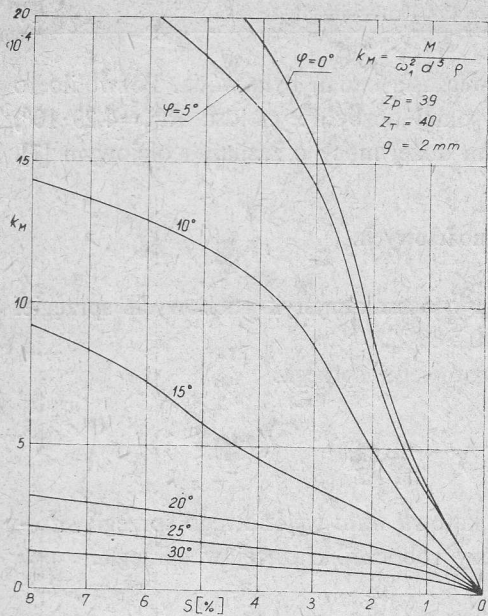
gdzie  $\omega_2$  – prędkość kątowa wału wyjściowego sprzęgła,  $\varphi$  – kąt obrotu dźwigni regulacji napędzenia – proporcjonalny do wysunięcia rurki czepalnej (rys. 1). Pomiary powyższe przeprowadzono przy prędkości obrotowej wału wejściowego  $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$  ( $\omega_1 =$



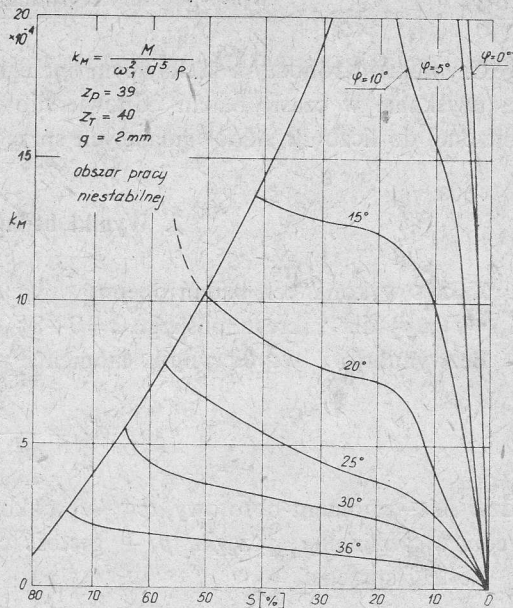
Rys. 2. Charakterystyki ruchowe sprzęgła SHR-15 o liczbach łopatek  $Z_p = 55$  i  $Z_r = 56$  oraz grubości  $g = 2 \text{ mm}$  dla zakresu poślizgu  $S = 0 \div 8\%$



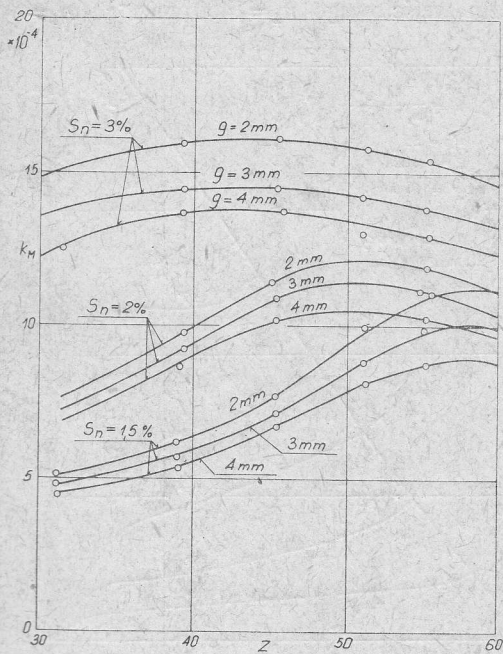
Rys. 3. Charakterystyki ruchowe sprzęgła SHR-15 o liczbach łopatek  $Z_p = 55$  i  $Z_r = 56$  oraz grubości  $g = 2 \text{ mm}$  dla zakresu poślizgu  $S = 0 \div 80\%$



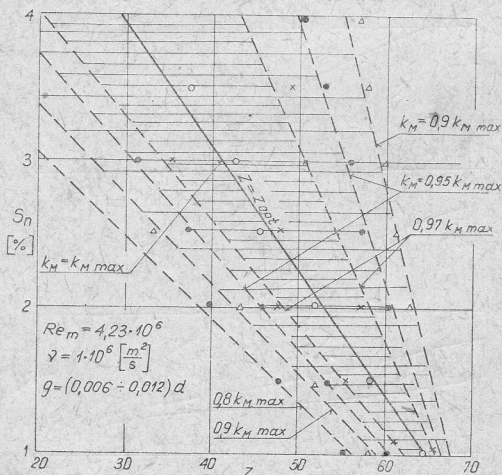
Rys. 4. Charakterystyki ruchowe sprzęgła SHR-15 o liczbach łopatek  $Z_p=39$  i  $Z_t=40$  oraz grubości  $g=2$  mm dla zakresu poślizgu  $S=0 \div 8\%$



Rys. 5. Charakterystyki ruchowe sprzęgła SHR-15 o liczbach łopatek  $Z_p=39$  i  $Z_t=40$  oraz grubości  $g=2$  mm dla zakresu poślizgu  $S=0 \div 80\%$



Rys. 6. Zależności  $K_M=f(z, g)$  dla  $S_n=\text{const}$  jako parametrów, wyznaczone na podstawie charakterystyk ruchowych  $K_M=f(S_n)$  dla  $\varphi=0^\circ$  badanych sprzęgł



Rys. 7. Zależność  $K_M=f(Z, S_n)$  dla sprzęgła modelowego typu SHR-15  $Z=(Z_p+Z_t)/2$

= 146,5 rad/s) i przy natężeniu przepływu cieczy zasilającej  $Q_z = 25 \text{ dcm}^3/\text{min}$  [7]. Przykład charakterystyki pomiarowej  $K_m = f(s, \varphi)$  dla sprzęgieł modelowych SHR-15 o liczbach łopatek wirnika pompowego  $Z_p = 55$  i wirnika turbinowego  $Z_T = 56$ , o grubości  $g = 2 \text{ mm}$  podano na rysunkach 2 i 3, a na rysunkach 4 i 5 podano charakterystyki sprzęgła tego samego typu o liczbach łopatek  $Z_p = 39$  i  $Z_T = 40$ , przy grubości  $g = 2 \text{ mm}$ .

Na podstawie uzyskanych charakterystyk sprzęgieł  $K_M = (S, \varphi)$  wyznaczono zależności  $K_M = f(g, Z)$  dla pełnego napełnienia sprzęgła ( $\varphi = 0^\circ$ ) i dla wartości poślizgu nominalnego  $S_n$  wynoszącym 1, 1,5, 2, 2,5, 3 i 4%. Przykładowe przebiegi tych zależności podano na rysunku 6. Wskazują one na występowanie maksimum krzywych  $K_M = f(g, Z)$ . Położenie tego maksimum, określające optymalną liczbę łopatek sprzęgła  $Z_{\text{opt}}$ , zależy od przyjętej wartości poślizgu nominalnego sprzęgła  $S_n$ . Na rysunku 7 podano przybliżony przebieg zależności  $Z_{\text{opt}} = f(S_n)$ , odpowiadający maksymalnym wartościom współczynnika momentu obrotowego  $K_{M_{\text{max}}}$  sprzęgła oraz zależności  $Z = f(S_n)$  dla  $K_M < K_{M_{\text{max}}}$ .

### 3. Wnioski

Wyniki wykonanych badań modelowych, dotyczących wpływu ilości i grubości łopatek na pracę regulowanego sprzęgła hydrokinetycznego typu SHR-15 prowadzą do następujących wniosków:

a. Optymalna liczba łopatek w wirnikach regulowanego sprzęgła hydrokinetycznego, zapewniająca uzyskanie przezeń maksymalnego momentu obrotowego zależy od przyjętej wartości poślizgu nominalnego  $S_n$  sprzęgła. Z malejącą wartością poślizgu  $S_n$  optymalna liczba  $Z_{\text{opt}}$  wzrasta.

b. Zmiana liczby łopatek  $Z$  w stosunku do wartości  $Z_{\text{opt}}$ , zgodnie z rys. 7, w mniejszym stopniu wpływa na spadek wartości współczynnika  $K_M$  w przypadku dużych wartości poślizgu  $S_n$ . Na przykład pomniejszenie liczby łopatek z wartości  $Z_{\text{opt}} = 64$  do  $Z = 59$ , a więc o ok. 8% dla  $S_n = 1\%$  prowadzi do spadku współczynnika momentu do wartości  $K_M = 0,9 K_{M_{\text{max}}}$ . Takie samo natomiast 8% pomniejszenie liczby łopatek z wartości  $Z_{\text{opt}} = 41$  do  $Z = 38$ , dla sprzęgła o poślizgu nominalnym  $S_n = 3\%$ , powoduje spadek  $K_M$  do  $K_M \cong \cong 0,98 K_{M_{\text{max}}}$ , a więc w stopniu znacznie mniejszym. Warto też zaznaczyć, że to samo zmniejszenie współczynnika momentu uzyskuje się przez zastosowanie ilości łopatek zarówno większej, jak i mniejszej od optymalnej. Może to mieć spore znaczenie praktyczne.

c) Wzrost grubości łopatek wpływa niekorzystnie na wielkość uzyskiwanego momentu obrotowego, a więc i przenoszonej mocy przez sprzęgło projektowane dla założonej wartości poślizgu nominalnego  $S_n$ . Powodowane jest to w głównej mierze pomniejszaniem natężenia przepływu cieczy krążącej w układzie przepływowym sprzęgła na skutek zmniejszania się przekroju czynnego kanałów międzyłopatkowych.

### Literatura

- [1] K. Timm, *Untersuchungen an Föttinger-Kupplungen*. A.T.Z., 1959, z. 3.
- [2] A. Haltmeier A, *Einfluss von Betriebsgrößen auf das Übertragungsverhalten hydrodynamischer Kupplungen*. Praca doktorska, Darmstadt 1958.



- [3] L. Kisbocskoi, *Über die Änderung des Strömungswiderstandes in schnell rotierenden Rohrleitungen*. Budapest 1958.
- [4] S. Dąbrowski, *Wpływ parametrów konstrukcyjnych sprzęgła hydrokinetycznego na kształt jego charakterystyki*. Prace IMP, z. 21, 1964.
- [5] G. S. Patki, B. S. Gill, *The effect of number of blades on the performance of hydrodynamic couplings and dynamometers*. Mechanical Engineering Bulletin, z. 7, nr 3, 1976.
- [6] S. Dąbrowski, Z. Stankiewicz, *Wpływ wybranych parametrów konstrukcyjnych i ruchowych sprzęgła hydrokinetycznego na jego charakterystykę i wielkość naporu osiowego*. Oprac. IMP PAN, nr arch. 69/74.
- [7] S. Dąbrowski, *Model investigations of high power fluid couplings with regulated amount of filling*. Proceedings of the Fifth Conference on Fluid Machinery, Budapest 1975.

### **Influence of Some Design Parameters of the Fluid-Flow Arrangement on the Operation of a Controllable Fluid Coupling**

#### Summary

The report is concerned with model investigations of a controllable fluid coupling. The effect of the number and thickness of impeller blades on the form of performance curves, especially for operation at the nominal slip value, was investigated. It was shown that the optimum blade number corresponding to the maximum torque coefficient depends on the nominal coupling slip.

### **Влияние некоторых конструктивных параметров проточной системы на работу регулируемой гидрокинетической муфты**

#### Резюме

Представлены результаты модельных исследований влияния количества и толщины рабочих лопаток гидрокинетической муфты регулируемого типа на форму ее эксплуатационных характеристик, с особым учетом работы муфты при номинальном скольжении. Доказывается, что оптимальное количество лопаток, обеспечивающее достижение максимальных значений коэффициентов момента муфты, зависит от значения номинального скольжения муфты.