

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.

STANISŁAW DĄBROWSKI

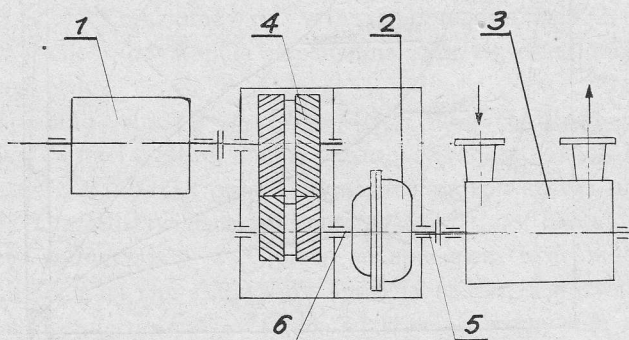
Gdańsk\*

## Niektóre problemy ciepłne i sprawnościowe związane z regulacją wydajności maszyn wirowych przy użyciu sprzęgła hydrokinetycznego o regulowanym poślizgu

### 1. Zasada współpracy sprzęgła hydrokinetycznego o regulowanym napełnieniu z odbiornikiem mocy

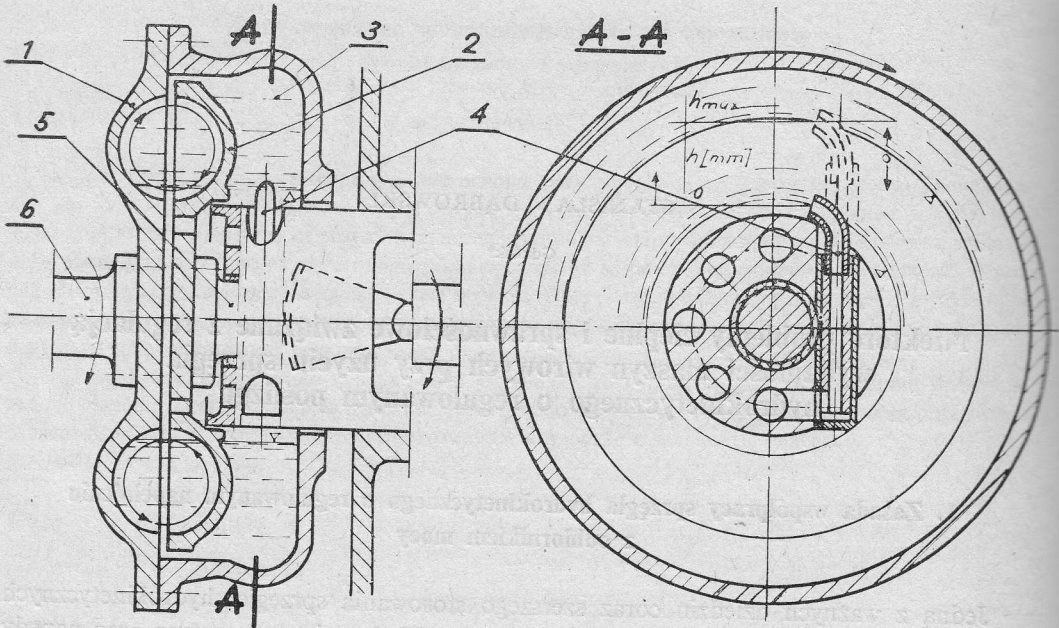
Jedną z ważnych dziedzin coraz szerszego stosowania sprzęgieł hydrokinetycznych są napędy pomp zasilających kotły i pomp wody chłodzącej w energetyce oraz napędy wentylatorów i sprężarek wirowych szybkoobrotowych o dużej wydajności. Sprzęgła hydrokinetyczne o regulowanym napełnieniu nie tylko ułatwiają rozwiązanie i opanowanie wielu trudności ruchowych związanych z dynamiką, montażem i rozruchem układów napędowych, ale z powodzeniem służą do płynnej regulacji wydajności maszyn wirowych przez zmianę ich prędkości obrotowej.

Zasadę współpracy sprzęgła hydrokinetycznego o regulowanym napełnieniu z maszyną roboczą wirową jako odbiornikiem mocy omówiono na przykładzie pompy wirowej zasilającej kocioł. Schemat takiego napędu pokazano na rys. 1. W układzie tym silnik

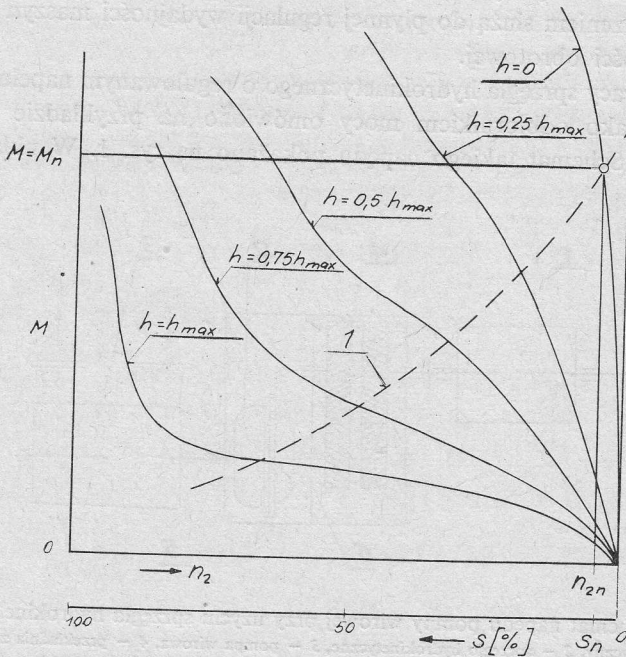


Rys. 1. Schemat napędu pompy wirowej przy użyciu sprzęgła hydrokinetycznego  
1 - silnik elektryczny, 2 - sprzęgło hydrokinetyczne, 3 - pompa wirowa, 4 - przekładnia zębata, 5 - wał wyjściowy sprzęgła ( $n=n_2$ ), 6 - wał wejściowy sprzęgła ( $n=n_1=const$ )

\* Instytut Maszyn Przepływowych PAN.

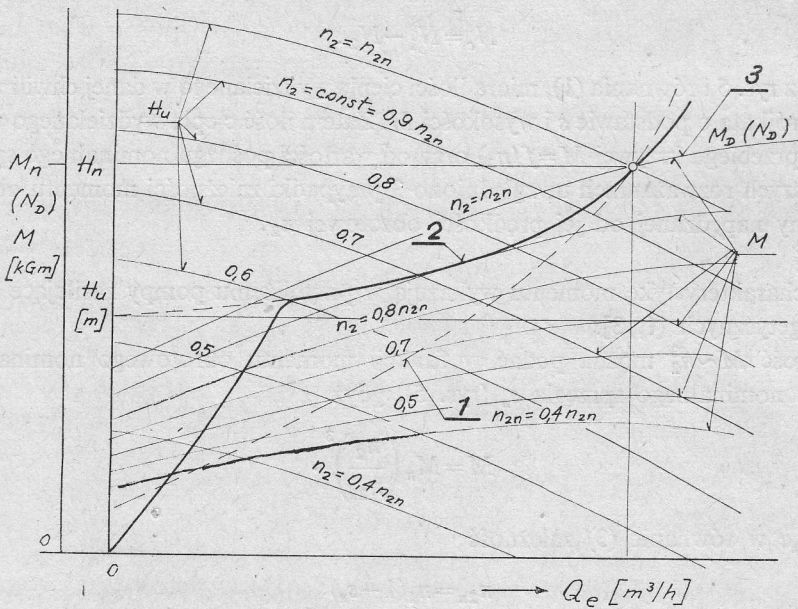


Rys. 2. Schemat sprzęgła hydrokinetycznego o regulowanym napełnieniu  
 1, 2 – wirnik czynny, bierny, 3 – przestrzeń boczna, 4 – rurka chwytkowa oleju, 5 – wał wyjściowy sprzęgła  
 6 – wał wejściowy sprzęgła,  $h$  – skok rurki chwytkowej oleju



Rys. 3. Charakterystyka sprzęgła przy regulowanym napełnieniu  
 1 – krzywa momentu obrotowego odbiornika mocy  $M=f(n_2)$ ,  $M$  – moment obrotowy sprzęgła (odbiornika mocy),  $s$  – poślizg sprzęgła,  $M_n$  – moment nominalny,  $n_{2n}$  – prędkość obrotowa nominalna odbiornika mocy

elektryczny pracujący ze stałą prędkością obrotową  $n_s$  zapewnia stałą prędkość obrotową  $n_1$  wału wejściowego sprzęgła. Prędkość obrotowa  $n_2$  wału wyjściowego sprzęgła, równa prędkości obrotowej pompy zasilającej kocioł, jest regulowana zmianą stopnia napełnienia sprzęgła, tj. ilością oleju pracującego w sprzęgle. Regulację stopnia napełnienia sprzęgła uzyskuje się przez zmianę położenia rurki chwytakowej oleju w przestrzeni bocznej sprzęgła (por. rys. 2).



Rys. 4. Charakterystyki pompy zasilającej (odbiornik mocy)

1 - charakterystyka momentu  $M=f(n_2)$ , 2 - krzywa regulacyjna  $H_u=f(Q_e)$ ,  $H_u$  - wysokość podnoszenia pompy,  $Q_e$  - wydajność,  $M_2(N_2)$  - moment obrotowy (moc) na wale pompy przy regulacji dławieniowej wydajności, indeks  $n$  - wartości nominalne

Jak pokazano na rys. 3 oraz omówiono w innych opracowaniach [2, 4], charakterystyka sprzęgła  $M=f(n_2)$  zależy od stopnia napełnienia sprzęgła określonego wychyleniem  $h$  rurki chwytakowej oleju.

Na rysunku 4 podano charakterystyki  $H_u=f(Q_e)$  i  $M=f(Q_e)$  dla  $n_2 = \text{const}$  w przypadku odbiornika mocy w postaci typowej pompy wirowej zasilającej kocioł. Krzywa 2 na rys. 4 przedstawia zależność  $H_u=f(Q_e)$  pompy wymaganą przez warunki pracy w elektrowni, natomiast krzywa 1, przedstawiająca zależność  $M=f(n_2)$ , jest charakterystyką momentu odbiornika mocy, wyznaczającą współpracę ze sprzęgłem hydrokinetycznym. Krzywa 1 z rys. 4 przeniesiona na charakterystykę sprzęgła na rys. 3 pozwala określić krzywą pracy sprzęgła, czyli zależność  $M=f(s, h)$ , gdzie  $h$  - wychylenie rurki chwytakowej oleju,  $s=(n_1-n_2)/n_1$  - poślizg sprzęgła.

Jak widać z rys. 3 i 4 poszczególne punkty krzywych 1 realizowane są zmienną prędkością obrotową pompy  $n_2$ , co wymaga zmiany stopnia napełnienia sprzęgła (zmiany wielkości  $h$ ). Zmiana ta pozwala na obniżanie prędkości obrotowej  $n_2$  pompy od wartości nominalnej  $n_{2n}=n_1(1-s_n)$  do wartości  $n_2=n_1(1-s)$ .

## 2. Ilość ciepła wydzielana w sprzęgle

Wielkość mocy  $N_c$  zamienianej na ciepło w sprzęgle jest proporcjonalna do wielkości poślizgu oraz momentu obrotowego

$$N_c \sim M \cdot s. \quad (1)$$

Wartość  $N_c$  może być też określona różnicą mocy wejściowej  $N_1$  i wyjściowej  $N_2$  ze sprzęgła

$$N_c = N_1 - N_2. \quad (2)$$

Jak widać z rys. 5 i równania (1), miarą ilości ciepła wydzielanego w danej chwili w sprzęgle jest pole trójkąta o podstawie  $s$  i wysokości  $M$ . Zatem ilość ciepła wydzielanego w sprzęgle zależy od przebiegu krzywej  $M=f(n_2)$  oraz od wartości poślizgu nominalnego sprzęgła  $s_n$ .

W dalszych rozważaniach uwzględniono 3 przypadki zależności momentu obrotowego  $M$  maszyny napędzanej od jej prędkości obrotowej  $n_2$ .

A.  $M \sim n_2^3$

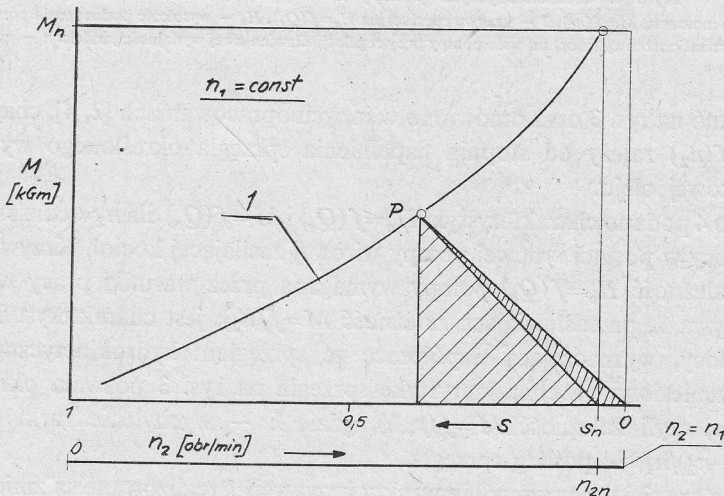
Taką charakterystykę momentu wykazują w przybliżeniu pompy zasilające kotły bloków energetycznych [1, 3].

Zależność  $M \sim n_2^3$  można podać w funkcji momentu obrotowego nominalnego  $M_n$  i poślizgu nominalnego sprzęgła  $s_n$  (rys. 5), gdyż

$$M = M_n \left( \frac{n_2}{n_{2n}} \right)^3. \quad (3)$$

Wstawiając w równanie (3) zależność

$$n_{2n} = n_1(1 - s_n)$$



Rys. 5. Graficzny sposób wyznaczania ilości ciepła wydzielanego w sprzęgle

1 - krzywa regulacyjna odbiornika mocy  $M=f(n_2)$ , P - punkt pracy sprzęgła,  $s_n = (n_1 - n_{2n})/n_1$  - poślizg nominalny sprzęgła,  $s = (n_1 - n_2)/n_1$  - poślizg chwilowy sprzęgła,  $n_{2n}$ ,  $M_n$  - prędkość obrotowa i moment obrotowy w punkcie nominalnym pracy sprzęgła

oraz

$$n_2 = n_1(1-s)$$

otrzymano

$$M = M_n \frac{(1-s)^3}{(1-s_n)^3} \quad (4)$$

Podstawiając następnie do wyrażenia na moc wejściową do sprzęgła  $N_1 \sim M \cdot n_1$  równanie (4) oraz zależność  $n_1 = n_{2n}/(1-s_n)$  uzyskano  $N_1 \sim M_n(1-s)^3 n_{2n}/(1-s_n)^4$ . Z uwagi na proporcjonalność  $M_n \cdot n_{2n} \sim N_{2n}$  mamy

$$N_1 = N_{2n} \frac{(1-s)^3}{(1-s_n)^4} \quad (5)$$

Wartość mocy wyjściowej sprzęgła (mocy pobranej przez odbiornik mocy) określona jest zależnością

$$N_2 \sim M \cdot n_2 \sim M \cdot n_1(1-s).$$

Po wstawieniu w powyższe równanie zależności (4) otrzymano

$$N_2 \sim M_n \frac{(1-s)^4 \cdot n_1}{(1-s_n)^3} \sim M_n \cdot n_{2n} \frac{(1-s)^4}{(1-s_n)^4}$$

lub

$$N_2 = N_{2n} \frac{(1-s)^4}{(1-s_n)^4}, \quad (6)$$

gdzie  $s_n$  i  $N_{2n}$  – wartości nominalne poślizgu i mocy wyjściowej sprzęgła.

Równanie (2) po uwzględnieniu zależności (5) i (6) przybiera postać

$$N_c = N_1 - N_2 = \frac{N_{2n}}{(1-s_n)^4} [(1-s)^3 - (1-s)^4] = N_{2n} \frac{(1-s)^3 \cdot s}{(1-s_n)^4} \quad (7)$$

Równanie (7) pozwala wyznaczyć wielkość traconej mocy, a więc i ilość ciepła wydzielaną w sprzęgle w zależności od mocy nominalnej maszyny napędzanej oraz wartości poślizgu nominalnego sprzęgła dla całego zakresu zmiany poślizgu, tj. od  $s = s_n$  do  $s = 100\%$ .

Różniczkując równanie (7) względem zmiennej niezależnej  $s$  oraz przyrównując otrzymane wyrażenie do zera, tj.

$$\frac{dN_c}{ds} = \frac{N_{2n}}{(1-s_n)^4} (1-6s+9s^2-4s^3) = 0,$$

otrzymujemy z równania  $1-6s+9s^2-4s^3=0$  dwie interesujące wartości  $s$ , a mianowicie  $s=0,25$  i  $s=1,0$ . Otrzymany rezultat wskazuje, że maksymalna ilość ciepła wydziela się w sprzęgle przy poślizgu  $s=25\%$  (dla  $s=1,0$  mamy  $N_{c\min}=0$ ). Ten wynik zgodny jest z obserwacją pracy sprzęgieł w napędach pomp zasilających bloki energetyczne [1, 3].

Wstawiając do równania (7) wartość  $s=0,25$  otrzymujemy dla  $s_n=0,045$ ,  $N_{c\max}=0,12 N_{2n}$  oraz dla  $s_n=0,018$ ,  $N_{c\max}=0,111 N_{2n}$ .



Wartość  $N_{c \max}$  stanowi wielkość podstawową dla wyznaczenia ilości oleju zasilającego sprzęgło oraz układu chłodniczego sprzęgła.

B.  $M \sim n_2^2$

Paraboliczną zależność  $M \sim n_2^2$  mogą wykazywać charakterystyki momentu maszyn przepływowych wirowych w przypadku, gdy ich wysokość podnoszenia jest równa stratom hydraulicznym w przewodach (wentylatory, pompy wody chłodzącej) oraz pompy zasilające kocioł w czasie jego rozruchu.

Uzależniając w podobny sposób jak dla przypadku A wartości  $N_1$ ,  $N_2$  i  $N_c$  od parametrów  $s_n$ ,  $M_{2n}$  i  $s$  otrzymano:

$$N_1 = N_{2n} \frac{(1-s)^2}{(1-s_n)^3}, \quad (8)$$

$$N_2 = N_{2n} \frac{(1-s)^3}{(1-s_n)^3} \quad (9)$$

oraz

$$N_c = N_1 - N_2 = \frac{N_{2n}(1-s)^2 \cdot s}{(1-s_n)^3}. \quad (10)$$

Przyrównując wyrażenie  $dN_c/ds$  do zera, otrzymano

$$1 - 4s + 3s^2 = 0,$$

a stąd  $s=0,333$  lub  $s=1,0$ .

Maksimum funkcji  $N_c=f(s)$  występuje tym razem przy  $s=33,3\%$ . Przy  $s=100\%$  funkcja  $N_c=f(s)$  posiada minimum. Wartość  $N_{c \max}$  obliczona z równania (10) dla  $s=0,33$  wynosi

$$N_{c \max} = 0,163N_{2n} \quad \text{dla} \quad s_n = 4,5\%$$

i

$$N_{c \max} = 0,154N_{2n} \quad \text{dla} \quad s_n = 1,8\%.$$

C.  $M \sim n_2$

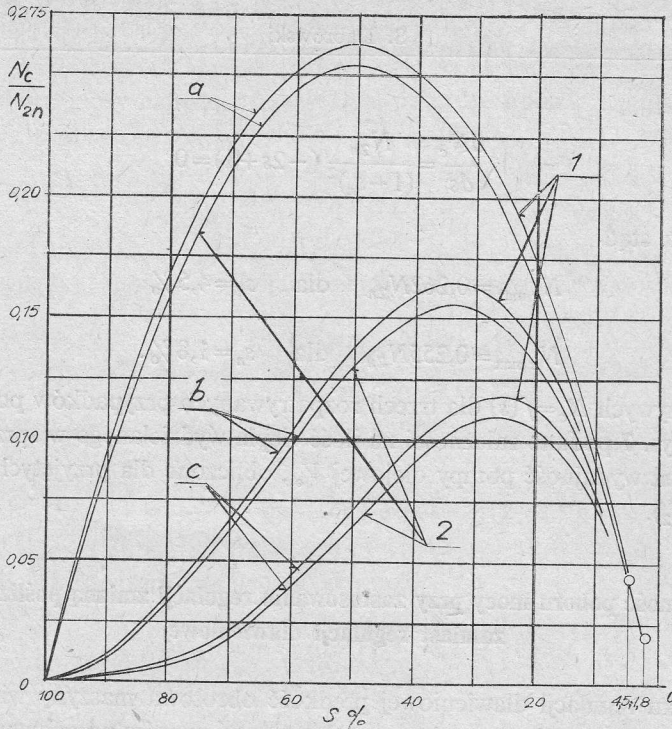
Zależność liniowa momentu od prędkości obrotowej maszyny napędzanej jest przypadkiem nietypowym, lecz możliwym. Również w tym przypadku, ze względu na obniżanie się wartości momentu obrotowego z obrotami maszyny napędzanej, stosowanie sprzęgła hydrokinetycznego może być celowe.

Odpowiednie równania dla przypadku C przyjmują postacie:

$$N_1 = N_{2n} \frac{1-s}{(1-s_n)^2}, \quad (11)$$

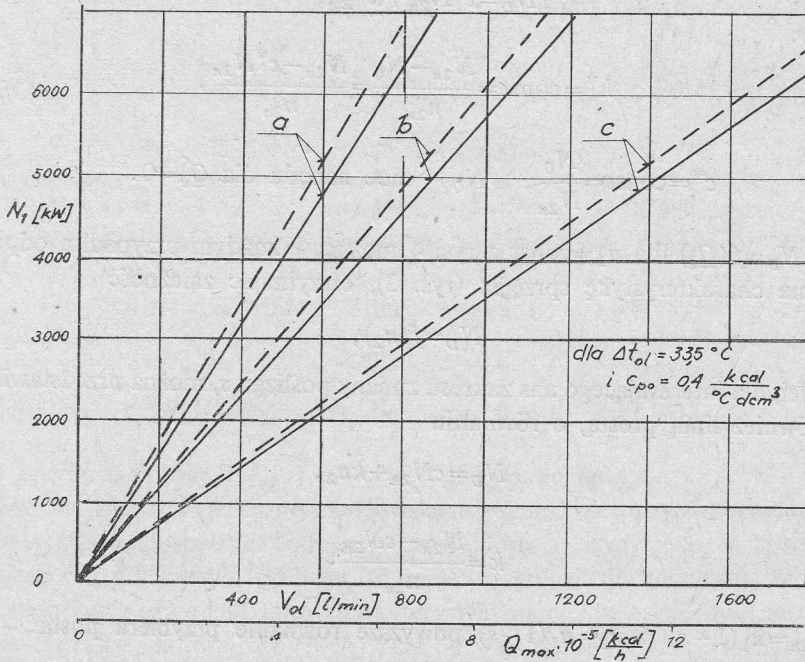
$$N_2 = N_{2n} \frac{(1-s)^2}{(1-s_n)^2}, \quad (12)$$

$$N_c = \frac{N_{2n}(1-s)s}{(1-s_n)^2}. \quad (13)$$



Rys. 6. Stosunek mocy  $N_c$  zamienianej na ciepło w sprzęgle do mocy nominalnej maszyny napędzanej  $N_{2n}$

$a$  - dla charakterystyki momentu  $M \sim n_2$ ,  $b$  - dla charakterystyki momentu  $M \sim n_2^2$ ,  $c$  - dla charakterystyki momentu  $M \sim n_2^3$ , 1 - dla  $s_n = 4,5\%$ , 2 - dla  $s_n = 1,8\%$



Rys. 7. Maksymalne ilości ciepła  $Q_{max}$  wydzielone w sprzęgle oraz wydajność pompy oleju zasilającego sprzęgło  $V_{ol}$  w zależności od mocy nominalnej sprzęgła  $N_1$

$\Delta t_{ol} = 33,5^\circ C$  - maksymalny wzrost temperatury oleju w sprzęgle,  $c_{po} = 0,4 kcal/dcm^3 \cdot ^\circ C$  - ciepło właściwe oleju,  $a$  - dla charakterystyki momentu  $M \sim n^3$ ,  $b$  - dla charakterystyki  $M \sim n^2$ ,  $c$  - dla charakterystyk  $M \sim n$

Dla

$$\frac{dN_c}{ds} = \frac{N_{2n}}{(1-s_n)^2} (-2s+1) = 0$$

mamy  $s=0,5$ , a stąd

$$N_{c_{\max}} = 0,262N_{2n} \quad \text{dla} \quad s_n = 4,5\%$$

oraz

$$N_{c_{\max}} = 0,255N_{2n} \quad \text{dla} \quad s_n = 1,8\%.$$

Przebieg krzywych  $N_c = f(s)$  dla trzech rozpatrywanych przypadków podano na rys. 6. Natomiast na rys. 7 podano zależności na ilość ciepła wydzielanego w sprzęgle, tj.  $Q_{\max} = f(N_{2n}, s_n)$  oraz wydajność pompy olejowej  $V_{01}$ , obliczone dla przyjętych krzywych momentu  $M = f(n_2)$ .

### 3. Oszczędność poboru mocy przy zastosowaniu regulacji zmianą poślizgu sprzęgła zamiast regulacji dławieniowej

W przypadku regulacji dławieniowej prędkość obrotowa maszyny wirowej pozostaje stała, a zmiana wydajności następuje wskutek wzrostu oporów przepływu czynnika pompowanego w przewodach. Pobór mocy napędu  $N_D$  (patrz rys. 4) przebiega w przybliżeniu wzdłuż prostej, którą można określić równaniem

$$N_D = c^* N_{2n} + k^* Q_e,$$

gdzie

$$k^* = \text{const} = \frac{N_{2n} - N_0}{n_{2n}} = \frac{N_{2n} - c^* N_{2n}}{n_{2n}},$$

$$c^* = \text{const} = \frac{N_0}{N_{2n}}, \quad N_0 - \text{moc napędu dla } Q_e = 0.$$

Prostą  $N_D = f(Q_e)$  dla  $n_1 = \text{const}$  z rys. 4 można w każdym przypadku odpowiednio przenieść na charakterystykę sprzęgła (rys. 3), otrzymując zależność

$$N_D = f(n_2),$$

którą z kolei, dla interesującego nas zakresu zmiany poślizgu  $s$ , można przedstawić w przybliżeniu również linią prostą, o równaniu

$$N_D = cN_{2n} + kn_2,$$

gdzie

$$k = \frac{N_{2n} - cN_{2n}}{n_{2n}}.$$

Dla  $n_{2n} = n_1(1-s_n)$  i  $n_2 = n_1(1-s)$  powyższe równanie przybiera postać

$$N_D = \left[ c + \frac{(1-s)(1-c)}{1-s_n} \right] N_{2n}. \quad (14)$$

Oszczędność poboru mocy napędu  $\Delta N$  uzyskana przez zastąpienie regulacji dławieniowej regulacją zmiany poślizgu sprzęgła wynosi

$$\Delta N = N_D - N_1. \quad (15)$$

A.  $M \sim n_2^3$

Dla tego przypadku, zgodnie z równaniami (5), (14), otrzymano z równania (15)

$$\Delta N = N_{2n} \left[ c + \frac{(1-s)(1-c)}{1-s_n} - \frac{(1-s)^3}{(1-s_n)^4} \right]. \quad (16)$$

Wyznaczając wielkość

$$\frac{d\Delta N}{ds} = \frac{N_{2n}}{(1-s_n)^4} [3s^2 - 6s + 3 - (1-c)(1-s_n)^2] \quad (17)$$

oraz przyrównując ją do zera, otrzymano równość

$$3s^2 - 6s + 3 - (1-c)(1-s_n)^2 = 0. \quad (18)$$

Przykładowo dla  $s_n = 2,5\%$  otrzymano:

$$\Delta N = \Delta N_{\max} = N_{2n} \quad \text{dla } s=1 \quad \text{gdy } c=1,$$

$$\Delta N = \Delta N_{\max} = 0,63N_{2n} \quad \text{dla } s \approx 0,6 \quad \text{gdy } c=0,5,$$

$$\Delta N = \Delta N_{\max} = 0,83N_{2n} \quad \text{dla } s \approx 0,8 \quad \text{gdy } c=0,8.$$

B.  $M \sim n_2^2$

Wstawiając w tym przypadku w równanie (15) zależności (8) i (14), otrzymano

$$\Delta N = N_D - N_1 = N_{2n} \left[ c + \frac{(1-s)(1-c)}{1-s_n} - \frac{(1-s)^2}{(1-s_n)^3} \right]. \quad (19)$$

Z warunku  $d\Delta N/ds=0$ , podobnie jak dla przypadku A, otrzymano dla  $s_n = 2,5\%$

$$\Delta N_{\max} = 0,56N_{2n} \quad \text{dla } c=0,5 \quad \text{i } s=0,75,$$

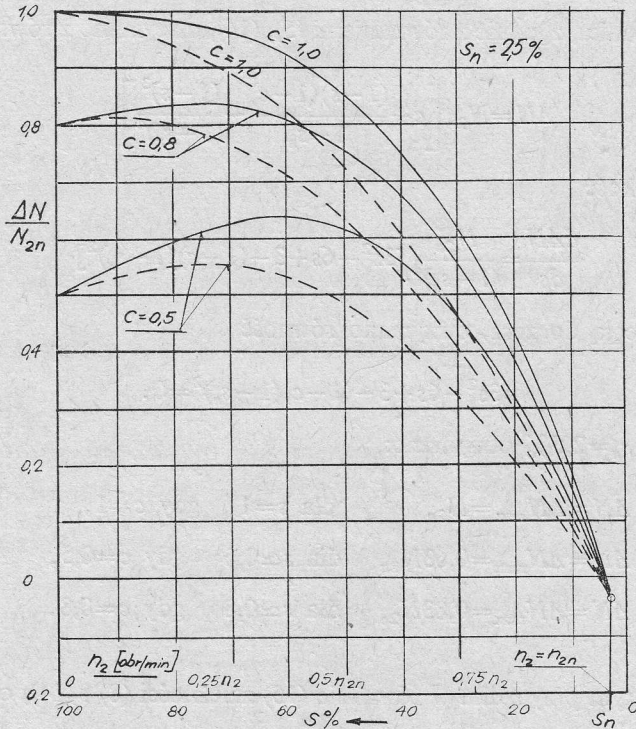
$$\Delta N_{\max} = 0,81N_{2n} \quad \text{dla } c=0,8 \quad \text{i } s=0,9,$$

$$\Delta N_{\max} = N_{2n} \quad \text{dla } c=1,0 \quad \text{i } s=1,0.$$

Przebieg krzywych  $\Delta N = f(N_{2n}, s)$  dla  $c = \text{const}$  podano na rys. 8.

Wykresy na rys. 8 świadczą o możliwości uzyskania znacznych oszczędności mocy napędu w wyniku zastosowania do regulacji wydajności maszyny roboczej sprzęgła hydrokinetycznego o regulowanym poślizgu, w miejsce regulacji dławieniowej. Wielkość uzyskanych efektów zależy od kształtu charakterystyki momentu odbiornika mocy, od jego charakterystyki dławieniowej  $N_D = f(Q_n)$  oraz od wartości nominalnego poślizgu  $s_n$ . Wartość oszczędności  $\Delta N$  wzrasta w rozpatrywanych przypadkach z rosnącym poślizgiem  $s$ . W obszarze poślizgów  $s$  bliskich wartości  $s_n$  oszczędność  $\Delta N$  jest ujemna. Pobór

mocy napędu przy użyciu sprzęgła jest wtedy większy od mocy napędu przy regulacji dławienionej. Wiąże się to ze stratami energii wynikającymi z poślizgu nominalnego  $s_n$ , które nie występują przy braku sprzęgła.



Rys. 8. Stosunek oszczędności mocy napędu  $\Delta N$  uzyskany przy zastąpieniu regulacji dławienionej regulacją poślizgiem sprzęgła do mocy nominalnej maszyny napędzanej  $N_{2n}$

— — — dla charakterystyki momentu  $M \sim n_2^2$ , ——— dla charakterystyki momentu  $M \sim n_2^3$

#### 4. Sprawność energetyczna regulacji dławienionej i regulacji zmianą prędkości obrotowej przy użyciu sprzęgła o regulowanym poślizgu

Jednym z kryteriów przydatności stosowanej metody regulacji może być sprawność energetyczna regulacji  $\eta_R$  określona jako stosunek mocy napędu  $N_2$  pobieranej przez maszynę przy regulacji zmianą prędkości obrotowej do mocy napędu  $N_R$  maszyny przy rozpatrywanej metodzie regulacji, tj.

$$\eta_R = \frac{N_2}{N_R} \quad (20)$$

Dla przypadku A (krzywa momentu  $M \sim n_2^3$ ) oraz dla regulacji sprzęgłem hydrokinetycz-

nym poszczególne wielkości w równaniu (20) wynoszą:

$$N_2 \sim M \cdot n_2 \sim M_n \frac{(1-s)^4 \cdot n_1}{(1-s_n)^3}, \quad (21)$$

$$N_R \equiv N_1 \sim M \cdot n_1 \sim M_n \frac{(1-s)^3 \cdot n_1}{(1-s_n)^3}$$

oraz

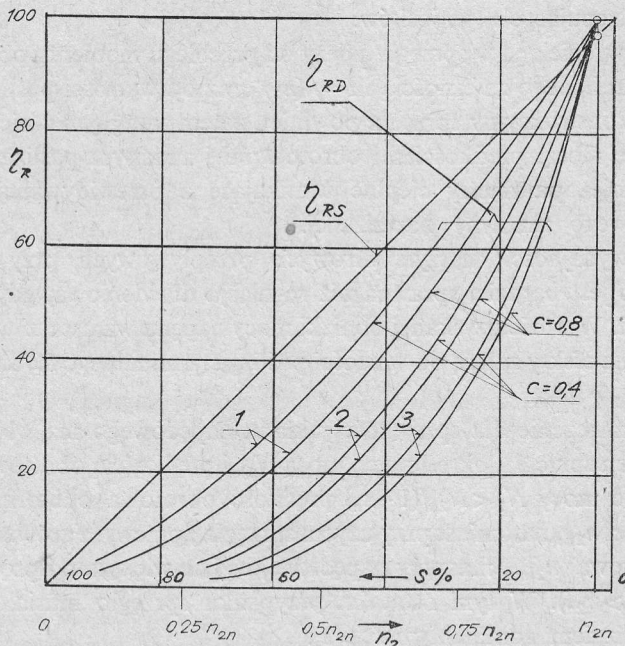
$$\eta_R \equiv \eta_{RS} = \frac{N_2}{N_1} = 1 - s = \eta_s, \quad (22)$$

gdzie  $\eta_s$  – sprawność sprzęgła. Równanie (22) określa sprawność regulacji przy użyciu sprzęgła hydrokinetycznego. Wartość tej sprawności nie zależy od przebiegu charakterystyki momentu maszyny i jest równa sprawności sprzęgła.

Sprawność regulacji dławieniowej  $\eta_{RD}$  określa się również zależnością (20), przy czym w tym przypadku  $N_R = N_D$ , gdzie  $N_D$  – oznacza moc napędu pompy przy regulacji dławieniowej, określoną krzywą 3 na rys. 4.

Wstawiając do równania (20) wartość  $N_R = N_D$  z równania (14) oraz  $N_2$  z równania (6), otrzymano dla charakterystyki momentu  $M \sim n_2^3$

$$\eta_R \equiv \eta_{RD} = \frac{(1-s)^4}{(1-s_n)^4 \left[ c + \frac{(1-s)(1-c)}{1-s_n} \right]}. \quad (23)$$



Rys. 9. Sprawność energetyczna regulacji dławieniem  $\eta_{RD}$  i regulacji poślizgiem sprzęgła  $\eta_{RS}$

1 – dla charakterystyki momentu  $M \sim n_2$ , 2 – dla charakterystyki momentu  $M \sim n_2^2$ , 3 – dla charakterystyki momentu  $M \sim n_2^3$

Dla przypadku charakterystyki momentu maszyny napędzanej  $M \sim n_2^2$  równanie powyższe przybiera postać

$$\eta_{RD} = \frac{(1-s)^3}{(1-s_n)^3 \left[ c + \frac{(1-s)(1-c)}{1-s_n} \right]}, \quad (24)$$

zaś dla krzywej momentu  $M \sim n_2$

$$\eta_{RD} = \frac{(1-s)^2}{(1-s_n)^2 \left[ c + \frac{(1-s)(1-c)}{1-s_n} \right]}. \quad (25)$$

Zależności określone równaniami (22), (23), (24) i (25) podano na rys. 9.

## 5. Wnioski

Podana powyżej analiza niektórych problemów cieplnych i sprawnościowych dotyczących napędu i regulacji maszyn wirowych przy zastosowaniu sprzęgła hydrokinetycznego prowadzi do następujących wniosków:

1. Ilość ciepła wydzielana w sprzęgle zależy od przebiegu momentu obrotowego maszyny napędzanej, określonego zależnością  $M=f(n_2)$  oraz od wartości poślizgu nominalnego sprzęgła. Projekt konstrukcyjny sprzęgła powinien zatem uwzględnić nie tylko parametry ruchowe określone mocą, prędkościami obrotowymi i zadaniem poślizgiem nominalnym sprzęgła, ale również parametry cieplne wynikające z przewidywanej charakterystyki momentu obrotowego maszyny napędzanej.

2. Regulacja wydajności maszyn wirowych przepływowych przy użyciu sprzęgła hydrokinetycznego jest bardziej sprawna niż regulacja dławieniowa, gdyż przynosi obniżenie mocy napędu. Wartość uzyskanej obniżki mocy napędu wzrasta z wartością poślizgu sprzęgła  $s$ . Uzyskane efekty zależą od wartości poślizgu nominalnego  $s_n$ , która powinna być możliwie mała.

3. Szczególne znaczenie dla sprawności układu napędowego ma właściwy dobór danych znamionowych sprzęgła, określonych mocą  $N_{1n}$  i prędkością obrotową  $n_1$ . Przy zastosowaniu sprzęgła o mocy  $N_1 < N_{2n}/(1-s_n)$  prędkość obrotowa odbiornika nie osiągnie wymaganej wartości  $n_{2n}$ , natomiast przy użyciu sprzęgła „przewymiarowanego” maksymalna prędkość obrotowa  $n_{2\max}$  maszyny napędzanej będzie większa od prędkości obrotowej nominalnej ( $n_{2\max} > n_{2n}$ ). W tym ostatnim przypadku sprzęgło musiałoby pracować ze zwiększonym poślizgiem nominalnym  $s_n^* > s_n$ .

4. Przedstawiona analiza nie obejmuje zagadnienia niestatecznej charakterystyki sprzęgła występującej niekiedy w obszarze większych poślizgów przy pracy z częściowym napełnieniem. Zagadnienie powyższe omówione zostało osobno [4].

## Literatura

- [1] E. Draga, *Badania sprzęgieł hydrokinetycznych typu SH512a w elektrowni Pątnów*. Praca badawcza Instytutu Energetyki w Warszawie, nr ew. 9740, 1973.
- [2] S. Dąbrowski, K. Majewski, *Sprzęgło hydrokinetyczne o mocy 2,5 MW z regulowanym napełnieniem*. Przegląd Mechaniczny z. 7, 1971.
- [3] S. Dąbrowski, *Sprzęgło 2,5 MW*. II cz. badań w Elektrowni Pątnów, oprac. wewn. IMP PAN, Gdańsk 1970.
- [4] S. Dąbrowski, *Charakterystyki sprzęgieł hydrokinetycznych o regulowanym napełnieniu*. Przegląd Mechaniczny, z. 1, 1964.

### Some Thermal Problems and Problems of Efficiency Bound up with the Capacity Control in Rotary Machines through a Fluid Coupling with Controlled Slip

## Summary

The principle of co-operation between a fluid coupling with controlled slip and a rotary fluid-flow machine being the power receiver was explained. It was proved that the quantity of heat emitted in the coupling depends on the characteristic of the power receiver torque  $M=f(n_2)$ , where  $M$  – torque and  $n_2$  – rotational speed of the driven machine. For three cases:  $M \sim n_2^3$ ,  $M \sim n_2^2$  and  $M \sim n_2$  the relations (7), (10) and (13) were obtained; they concern the dependence of the power  $N_c$  converted into heat in the coupling on the nominal slip  $s_n$  and instantaneous slip  $s$  in the coupling (Fig. 6).

An analysis of the efficiency of the capacity control of a machine by throttling and slipping the coupling was made. The efficiency of control by changes in the slip is equal, to the efficiency of the coupling, as shown in (22). The efficiency of throttling control depends on the shape of the characteristic  $M_D=f(n_2)$ , where:  $M_D$  – torque at the shaft of a machine driven at the throttling control ( $n_2 = \text{const}$ ) and due to the shape of  $M=f(n_2)$  characteristic. The equations (23), (24), (25) and Fig. 9 show the dependence of the control efficiency on  $s_n$  and  $s$  of the coupling as well as on the parameter  $C$  featuring the run of the straight line  $M_D=f(n_2)$ . Saving in driving power  $\Delta N$  obtained by substituting the throttling control of the coupling for the slip control is described by the relations (16) and (19) and diagram in Fig. 8. The value of  $\Delta N$  depends on the rated power  $N_{2n}$  of the driven machine, on the shape of its throttling characteristic and torque, also on the nominal slip  $s_n$  and on the instantaneous slip  $s$ .

### К.п.д. и некоторые термические проблемы, связанные с регулированием производительности роторных машин при применении гидрокинетической муфты с регулируемым скольжением

## Резюме

Выведен принцип содействия гидрокинетической муфты с регулируемым скольжением и проточной роторной машины, являющейся потребителем мощности. Доказывается, что количество тепла, выделяемого в муфте, зависит от характеристики момента потребителя мощности  $M=f(n_2)$ , где  $M$  – вращающий момент,  $n_2$  – скорость вращения приводимой машины. Для трех случаев, т.е.:  $M \sim n_2^3$ ,  $M \sim n_2^2$  и  $M \sim n_2$  получены зависимости (7), (10) и (13), представляющие мощность  $N_c$ , замещаемую в муфте в тепло, в функции коэффициента скольжения муфты  $s_n$  и мгновенного коэффициента  $s$  (рис. 6).



Проведен анализ к.п.д. регулирования производительности машины дросселированием и изменением коэффициента скольжения муфты. К.п.д. регулирования изменением коэффициента скольжения муфты, согласно с уравнением (22), равняется к.п.д. муфты. К.п.д. дроссельного регулирования зависит от характеристики  $M_D=f(n_2)$ , где  $M_D$  — вращающий момент на вале приводимой машины при регулировании дросселированием ( $n_2 = \text{const}$ ), и от характеристики  $M=f(n_2)$ . Уравнения (23), (24) и (25), а также рис. 9 представляют зависимость к.п.д. регулирования от значений  $s_n$  и  $s$  муфты и параметра  $C$ , характеризующего ход прямой  $M_D=f(n_2)$ . Экономия мощности привода  $\Delta N$ , полученная в результате замены дроссельного регулирования регулированием коэффициента скольжения муфты, определяется зависимостями (16) и (19), а также графиком на рис. 8. Величина  $\Delta N$  зависит от номинальной мощности  $N_{2n}$  приводимой машины, от дроссельной характеристики и от вращающего момента, а также от номинального  $s_n$  и мгновенного  $s$  коэффициентов скольжения муфты.