

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

92

WARSZAWA—POZNAŃ 1990

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE

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 Fiszer 14, 80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, tel. 41-12-71

Copyright  
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe  
Warszawa 1990

Printed in Poland

ISBN 83-01-10189-X  
ISSN 0079-3205

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE — ODDZIAŁ W POZNANIU

Ark. wyd. 17,75. Ark. druk. 13. Papier druk. sat. kl. III, 70 g, 70 × 100 cm  
Oddano do składania w lipcu 1989 r. Podpisano do druku w listopadzie 1990 r.  
Druk ukończono w grudniu 1990 r. Zam. nr 1079/89

Zakłady Graficzne im. KEN w Bydgoszczy

ZDZISŁAW PUHACZEWSKI

Gdańsk

## Badania sił aerodynamicznych w uszczelnieniu promieniowym łopatek wirnikowych stopnia akcyjnego\*

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych sił aerodynamicznych powstających w szczelinie promieniowej nad łopatkami wirnikowymi stopnia akcyjnego. W pracujących turbozespołach przy mimośrodowym usytuowaniu wirnika względem korpusu siły te mają charakter niestacjonarny i mogą wymuszać drgania samowzбудne. Podano interpretację fizyczną sił aerodynamicznych ograniczając się do obszaru ich generacji w uszczelnieniu promieniowym wieńca wirnikowego. Badania eksperymentalne przeprowadzono na turbinie modelowej akcyjnej, jednostopniowej z łopatkami wirnikowymi bez bandaża. Mimośrodowość wirnika względem korpusu uzyskiwano przez przemieszczanie wieńca kierowniczego z pierścieniem uszczelniającym, wskutek czego mierzono stacjonarne wartości sił aerodynamicznych. Przedstawiono wnioski dotyczące fizycznego charakteru pomierzonych sił w konfrontacji z ich teoretycznym ujęciem.

### Wykaz oznaczeń

- |   |   |
|---|---|
| $b$ — szerokość wieńca łopatek wirnikowych,   | lina promieniowa lokalna i przy współśrodkowym położeniu koła wirnikowego w korpusie,         |
| $c_{1m}, c_{1a}$ — składowa obwodowa i osiowa prędkości strugi na wlocie do szczeliny,    | $U, U_s$ — siła obwodowa stopnia przy ekspansji rzeczywistej i izentropowej,                  |
| $D_p, D_z$ — średnica podziałowa i zewnętrzna wieńca łopatek wirnikowych,                 | $z$ — liczba ostrzy w uszczelnieniu labiryntowym nad bandażem,                                |
| $e, \Delta s_r$ — mimośrodowość — względne przemieszczenie osi wału względem osi korpusu, | $\alpha, \alpha_k$ — współrzędna kątowa określająca położenie punktu na obwodzie koła,        |
| $l_k, l_w$ — wysokość łopatek kierowniczych, wirnikowych,                                 | $\alpha_1, \beta_2$ — kąt wylotowy z łopatek kierowniczych, wirnikowych,                      |
| $n$ — prędkość obrotowa,  | $\varphi$ — kąt między wypadkową całkowitej siły aerodynamicznej a kierunkiem mimośrodowości, |
| $p_1, p_2$ — ciśnienie statyczne przed uszczelnieniem i za uszczelnieniem,                | $\varphi_p$ — kąt między wypadkową siłą ciśnieniową a kierunkiem mimośrodowości,              |
| $\Delta p$ — zmiana ciśnienia w szczelinie spowodowana mimośrodowością,                   | $\theta$ — kąt ugięcia wału względem osi korpusu w miejscu stopnia.                           |
| $Q_w, Q_{wx}, Q_{wy}$ — siła wieńcowa oraz jej składowe,                                  | $q$ — gęstość czynnika.   |
| $Q_p, Q_{px}, Q_{py}$ — siła ciśnieniowa oraz jej składowe,                               |   |
| $s_a, s_r, s_{r0}$ — szczelina osiowa w stopniu oraz szcze-                               |   |

\*) Badania przeprowadzono w Zakładzie Ciepłych Maszyn Wirnikowych Politechniki Gdańskiej w ramach problemu międzyresortowego MR-I-27, temat 7.5.

## 1. Wstęp

Znane są w technice przypadki występowania drgań samowzbudnych wirników turbinowych, wywołanych niestacjonarnymi siłami aerodynamicznymi, które powstają w wyniku zjawisk towarzyszących przepływowi czynnika przez szczeliny między wirnikiem a korpusem przy ich niewspółśrodkowym położeniu. Siły te rosną wraz ze wzrostem mocy turbozespołu i parametrów pary świeżej, indukując w korpusach WP i SP niebezpieczne wibracje przy tzw. mocy progowej, ograniczającej pełne obciążenie turbozespołu [17, 9, 12].

Jak wynika z dostępnych źródeł, pierwszą, uproszczoną interpretację powstawania niestacjonarnych sił aerodynamicznych podał H. J. Thomas [17]. W następnych pracach rozwijano ten problem na drodze teoretycznej i eksperymentalnej, badając wpływ rodzaju konstrukcji uszczelnienia oraz parametrów aerodynamicznych czynnika przepływającego przez szczeliny na wielkość generowanych sił aerodynamicznych (por. np. [1, 5, 6, 7, 17, 19, 22]). Jednakże ze względu na istotne różnice w ocenie wpływu wielu parametrów wzory podane w różnych publikacjach prowadzą do dużych rozbieżności przy obliczaniu niestacjonarnych sił aerodynamicznych. W niedawno wydanej pracy [3] autor, opierając się na zależnościach pochodzących z różnych źródeł, obliczył niestacjonarne siły aerodynamiczne, jakie mogłyby wystąpić w jednym ze stopni części WP turbiny akcyjnej o mocy 800 MW przy mimośrodowości  $e = 0,5$  mm. Uzyskane wyniki wykazały duży rozrzut, przekraczający 100% średniej wartości, a w niektórych przypadkach nie dały podstawy do potraktowania przyjętych wzorów jako miarodajnych.

Bliższa ocena wpływu istotnych czynników na wielkość niestacjonarnych sił aerodynamicznych jest obecnie możliwa na drodze eksperymentalnej i w zasadzie głównie na podstawie badań modelowych można wyciągnąć wnioski przydatne dla potrzeb konstrukcyjnych i eksploatacyjnych.

## 2. Siły aerodynamiczne powstające w uszczelnieniu promieniowym wieńca wirnikowego

### 2.1. Ogólna interpretacja fizyczna sił aerodynamicznych

Ze względu na konstrukcję posiadanej turbiny modelowej, przeznaczonej do badań eksperymentalnych (por. rys. 7), ograniczono się do wyjaśnienia przyczyn powstawania sił aerodynamicznych w szczelinie promieniowej nad łopatkami wirnikowymi.

Przy obracaniu się wirnika turbinowego z osią wychyloną z centralnego położenia w korpusie następuje zmiana luzów promieniowych na obwodzie w uszczelnieniu promieniowym łopatek wirnikowych. Pojawia się wówczas niestacjonarność przepływu czynnika w szczelinie promieniowej. Zmieniają się lokalne przecieki czynnika na obwodzie szczeliny, a zatem i natężenia przepływu przez poszczególne kanały między łopatkami wirnikowymi. Jednocześnie ulegają zmianie lokalne warunki przepływu w brzegowej strefie kanałów, prowadząc do zmiany składowych pręd-

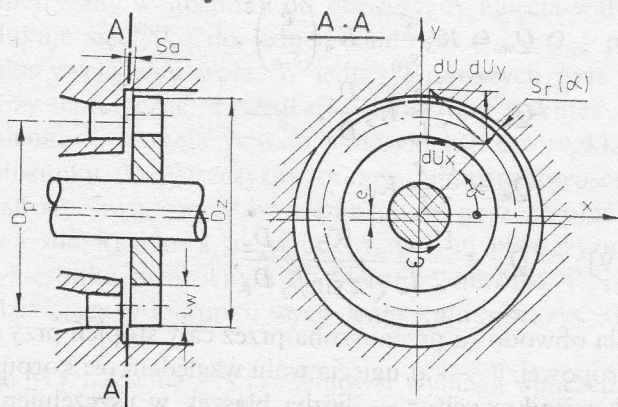
kości czynnika. W rezultacie zmieniają się siły wywierane na poszczególne łopatki wirnikowe. Zmianie luzów promieniowych towarzyszy również zmienny rozkład ciśnień w uszczelnieniu, tak w kierunku obwodowym, jak i osiowym. Zjawiska te powodują powstawanie w stopniu tzw. niestacjonarnych sił aerodynamicznych działających na wirnik.

W publikacjach poświęconych temu zagadnieniu wyodrębnia się dwa podstawowe składniki sił aerodynamicznych, wynikające z odmiennego charakteru ich powstawania:

a) wypadkowa z nierównomiernego rozkładu sił obwodowych w wieńcu łopatek wirnikowych, nazywana siłą wieńcową,  $Q_w$ ,

b) wypadkowa z nierównomiernego rozkładu ciśnień w szczelinie promieniowej nad łopatkami wirnikowymi, którą w skrócie nazwiemy siłą ciśnieniową  $Q_p$ .

**Siła wieńcowa.** Jako bezpośrednią przyczynę powstawania siły wieńcowej traktuje się zmienny rozkład lokalnych strat nieszczelności na obwodzie stopnia. W większości opracowań na ten temat pomija się zmianę trójkątów prędkości spowodowaną zmiennym polem prędkości w strefie wierzchołkowej. Rozkład sił obwodowych uzależnia się albo od lokalnych zmian masowego natężenia przepływu czynnika przez kanały międzyłopatkowe wskutek zmian przecieków nieszczelności (por. np. [5, 7, 17]), albo od lokalnych zmian współczynników strat nieszczelności i spowodowanych tym zmian sprawności stopnia (por. np. [1, 18, 19]). W obu metodach ogólny schemat wyznaczenia siły wieńcowej jest podobny.



Rys. 1. Schemat wyjaśniający powstawanie siły wieńcowej

Elementarna siła obwodowa w wieńcu wirnikowym na łuku odpowiadającym elementarnemu kątowi  $dx$  (rys. 1)

$$dU = U(x)dx, \quad (1)$$

przy czym  $U(x)$  jest lokalną siłą obwodową na odcinku obwodu odpowiadającym kątowi jednostkowemu, o współrzędnej kątowej  $x$ .

Przyjmuje się, że lokalna strata nieszczelności (ewentualnie strumień przecieków

nieszczelności) jest proporcjonalna do wielkości szczeliny, której rozkład na obwodzie można wyrazić następująco:

$$s_r(\alpha) = s_{r0} - e \sin \alpha \quad (2)$$

( $s_{r0}$  — szczelina promieniowa przy współśrodkowym położeniu koła wirnikowego w korpusie,  $e$  — mimośrodkowość koła).

Korzystając z różnie określanymi współczynnikami strat nieszczelności, np. według [16] lub [20], można wyznaczyć w obu metodach postępowania  $U(\alpha)$ . Całkując po obwodzie siły  $dU$  na kierunek  $y$  w płaszczyźnie wychylenia wału i prostopadły do niego kierunek  $x$  otrzymuje się składowe siły wieńcowej

$$Q_{yw} = \int_0^{2\pi} U(\alpha) \cos \alpha \, d\alpha = 0, \quad (3)$$

$$Q_{xw} = \int_0^{2\pi} U(\alpha) \sin \alpha \, d\alpha = Q_w. \quad (4)$$

W obracającym się wirniku turbinowym z osią wychyloną układ współrzędnych  $x, y$  wiruje z prędkością precesji, a siła wieńcowa  $Q_w$  jest siłą obwodową działającą w kierunku stycznym do koła wirnikowego i podtrzymującą jego prostą precesję. Dla rozważanego przypadku stopnia akcyjnego wybrano z często cytowanych publikacji przykłady wzorów na siłę wieńcowa, wyznaczonych przy wykorzystaniu jednej bądź drugiej z powyższych metod:

$$\text{według [5]} \quad Q_w = K_1 e + K_2 \theta, \quad (5)$$

$$\text{według [7]} \quad Q_w = K_3 \frac{e}{s_{r0}} + K_4 \left( \frac{e}{s_{r0}} \right)^2, \quad (6)$$

$$\text{według [17]} \quad Q_w = \frac{U e}{2 l_w} K_5 \frac{D_z}{D_p}, \quad (7)$$

$$\text{według [1]} \quad Q_w = \frac{U e}{2 l_w} K_6, \quad (8)$$

$$\text{według [18, 19]} \quad Q_w = \frac{U_s e}{2 l_w} \frac{K_7}{\sqrt{z \sin \beta_2}} \frac{D_z}{D_p}, \quad (9)$$

gdzie  $U, U_s$  — siła obwodowa przenoszona przez cały stopień przy ekspansji rzeczywistej bądź izentropowej,  $\theta$  — kąt ugięcia wału względem osi korpusu,  $\beta_2$  — kąt wylotowy z łopatek wirnikowych,  $z$  — liczba blaszek w uszczelnieniu labiryntowym nad bandażem,  $K_i$  — stałe współczynniki, które uwzględniają wpływ parametrów przepływającego czynnika oraz parametrów konstrukcyjnych uszczelnienia, a w pierwszych dwóch wzorach również wpływ innych parametrów konstrukcyjnych stopnia; pozostałe wielkości określono wcześniej bądź oznaczono na rysunku 1, przy czym  $D_z$  oznacza średnicę szczeliny w uszczelnieniu nad wieńcem wirnikowym.

Powyższe wzory dotyczą w zasadzie łopatek wirnikowych z uszczelnieniem labiryntowym nad bandażem, jednak niektóre z nich, np. (7), mają szerszy zakres zastosowania — również dla łopatek wirnikowych bez bandaża i wówczas wyższe wypadają wartości współczynników  $K_i$ .

Bez konfrontacji eksperymentalnej trudno byłoby dokonać oceny szerszej przydatności któregokolwiek z powyższych wzorów teoretycznych. Dodatkowe utrudnienie wynika z tego, że w większości przypadków brak jest bliższych informacji dotyczących doboru występujących w tych wzorach stałych współczynników  $K_i$ . Warto jednak wyciągnąć pewne wnioski o charakterze jakościowym świadczące o sposobie podejścia teoretycznego przy wyprowadzaniu powyższych zależności.

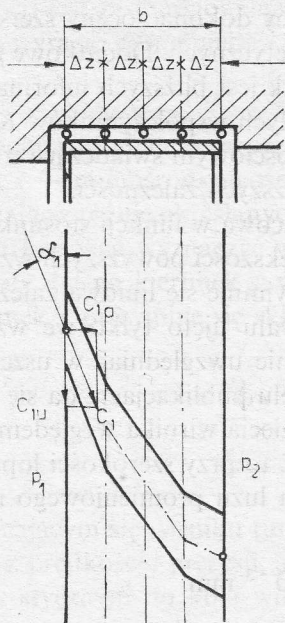
We wzorach (7), (8) i (9) przedstawiono siłę wieńcową w funkcji stosunku mimośrodowości do wysokości łopatki wirnikowej. W większości powyższych wzorów jak i innych, podawanych w różnych publikacjach, przyjmuje się liniową zależność siły wieńcowej od mimośrodowości. Wpływ ugięcia wału ujęto tylko we wzorze (5). Wpływ ten jest niewielki i praktycznie można go nie uwzględniać w uszczelnieniu wieńca wirnikowego. Wniosek ten, wyrażony w wielu publikacjach, da się następująco uzasadnić. Jeśli oceni się według [2, 23] kąt ugięcia wirnika względem osi korpusu w stopniach części WP bądź SP  $\theta \leq 10^{-4}$  rad, to przy szerokości łopatek wirnikowych  $b = 50$  mm (turbina dużej mocy) zmiana luzu promieniowego na szerokości łopatki wyniesie

$$\Delta s_r \leq \theta b = 10^{-4} \cdot 50 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ mm.}$$

Przy liczącej się w takim stopniu mimośrodowości  $e = 0,5$  mm zmiana luzu promieniowego wskutek ugięcia wału może być pominięta.

Przedstawione powyżej zależności na siłę wieńcową, jak również przytoczone w innych publikacjach, wyprowadza się przy założeniu, że rozkład przepływów nieszczelności jest symetryczny w stosunku do płaszczyzny ugięcia wału. W rezultacie siła wieńcowa redukuje się tylko do jednej składowej  $Q_w = Q_{xw}$  prostopadłej do aktualnego kierunku wychylenia wału. W jednej z nowszych prac [21, 22] autor na podstawie analizy teoretycznej doszedł do wniosku, że wskutek krętu czynnika w szczelinie promieniowej stopnia powstaje niesymetryczny rozkład przepływów nieszczelności w stosunku do płaszczyzny zmiany mimośrodowości, a więc i niesymetryczny rozkład sił obwodowych wywieranych na poszczególne łopatki. W rezultacie wypadkowa siła wieńcowa ulega odchyleniu od płaszczyzny ugięcia wału o niewielki kąt w kierunku przeciwnym do kierunku obrotów i pojawia się mała jej składowa  $Q_{yw}$  działająca w kierunku wychylenia wału (por. rys. 3).

**Siła ciśnieniowa.** Wyznaczenie siły ciśnieniowej wymaga obliczenia rozkładu ciśnień w szczelinie promieniowej nad łopatkami wirnikowymi. Teoretyczne rozwiązanie tego zadania prezentowane jest w różnych publikacjach w odmienny sposób. Wydaje się jednak, że jako właściwy przykład może posłużyć ujęcie problemu przedstawione w wyżej cytowanych pracach [21, 22], w których uwzględniono fizyczny charakter przepływu czynnika w szczelinie promieniowej. Mianowicie, w celu wyznaczenia rozkładu ciśnień w szczelinie podzielono strugę czynnika przepływającego przez uszczelnienie na skończoną liczbę rurek prądu oraz wyznaczono parametry każdej z tych rurek w kilku płaszczyznach kontrolnych wychodząc z równań zachowania masy, pędu i energii dla gazu doskonałego (rys. 2). Rozpatrując różne warunki przepływu przez szczelinę ustalono, że na rozkład ciśnień i wielkość składowych sił



Rys. 2. Wyodrębniona rurka prądu w szczelinie promieniowej,  $\Delta z$  — odległości między płaszczyznami kontrolnymi

ciśnieniowych istotny wpływ ma odniesiony kręt czynnika na dopływie do szczeliny

$$C_E^* = \frac{c_{1u}^2}{2} \cdot \frac{1}{p_1 - p_2 + \rho \frac{c_{1a}^2}{2}} \quad (10)$$

Licznik przedstawia ciśnienie dynamiczne czynnika, odpowiadające składowej obwodowej prędkości strugi na wlocie do uszczelnienia, mianownik zaś — całkowity spadek ciśnienia w uszczelnieniu ( $c_{1u}$ ,  $c_{1a}$  — składowa obwodowa i osiowa prędkości strugi, rys. 2).

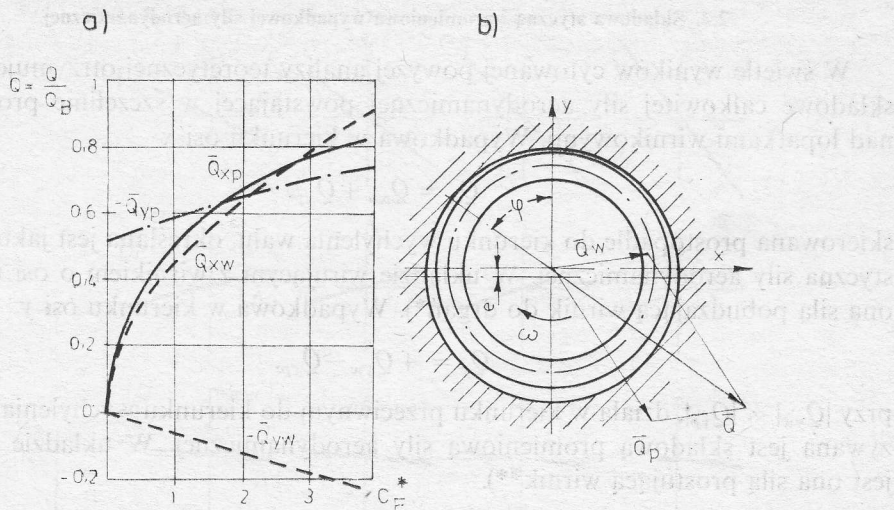
Na rysunku 3 przedstawiono zaczerpnięty z pracy [21] wykres zmiany składowych sił aerodynamicznych w funkcji parametru  $C_E^*$ , wyznaczony dla jednego z rozważanych tam przypadków. Występują więc dwie składowe siły ciśnieniowej:  $Q_{yp}$  działająca w płaszczyźnie zmiany mimośrodowości i  $Q_{xp}$  — w płaszczyźnie do niej prostopadłej. Składowe te, obliczone dla stopnia z gładkim bandażem (bez labiryntów) nad łopatkami wirnikowymi, odniesiono do umownej wielkości

$$Q_B = \frac{p_1 - p_2}{2} \frac{D_z}{2} \pi \frac{b}{2} \frac{e}{s_{r0}} \quad (11)$$

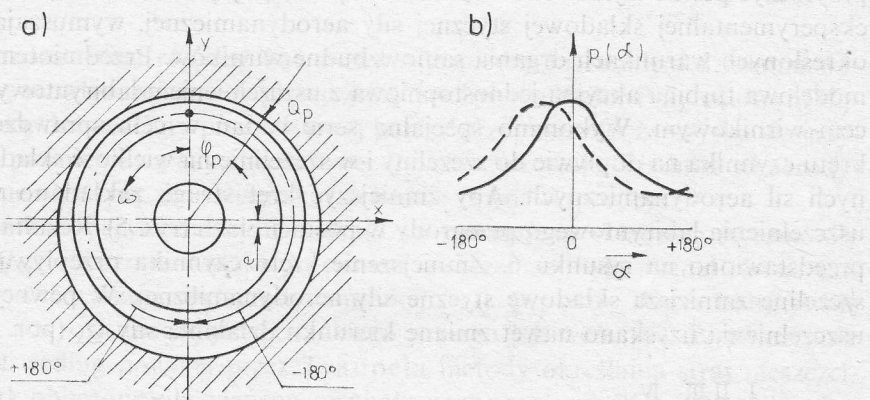
uznanej za maksymalną możliwą do osiągnięcia siłę ciśnieniową (oznaczenia patrz rys. 1 i 2).

Przeprowadzone badania eksperymentalne potwierdziły, że kręt czynnika wywołuje niesymetryczny rozkład ciśnień na obwodzie w szczelinie promieniowej i w konsekwencji odchylenie wypadkowej siły ciśnieniowej  $Q_p$  od płaszczyzny mimośro-





Rys. 3. Wyniki obliczeń składowych niestacjonarnych sił aerodynamicznych powstających w szczelinie nad gładkim bandażem stopnia według [21] przy  $s_{r,0} = 1\text{mm}$ ,  $e/s_{r,0} = 0,5$  (a) oraz kierunki działania tych sił (b)



Rys. 4. Kierunek działania wypadkowej siły ciśnieniowej (a) oraz rozkład ciśnienia na obwodzie w szczelinie promieniowej przy przepływie osiowym ——— oraz przy przepływie z krętem ——— (b)

dowości o pewien kąt  $\varphi_p$  w kierunku przeciwnym do kierunku prędkości obrotowej wału (rys. 4) [21, 22, 8].

Otrzymany z analizy teoretycznej niesymetryczny rozkład przecieków nieszczelności względem płaszczyzny ugięcia wału dał również podstawę do obliczenia składowych siły wieńcowej  $Q_{xw}$ ,  $Q_{yw}$ , o czym wspomniano wcześniej.

Podobny rozkład sił aerodynamicznych otrzymano również w stopniu z uszczelnieniem labiryntowym nad bandażem.

## 2.2. Składowa styczna i promieniowa wypadkowej siły aerodynamicznej

W świetle wyników cytowanej powyżej analizy teoretycznej otrzymuje się cztery składowe całkowitej siły aerodynamicznej powstającej w szczelinie promieniowej nad łopatkami wirnikowymi. Wypadkowa w kierunku osi  $x$

$$Q_x = Q_{xw} + Q_{xp} \quad (12)$$

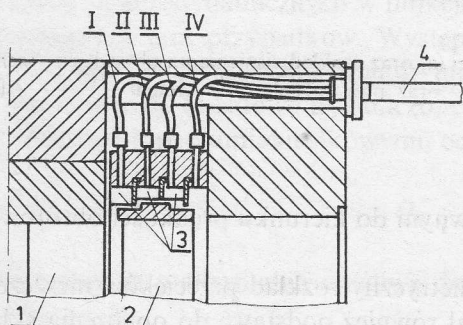
skierowana prostopadle do kierunku wychylenia wału, określana jest jako składowa styczna siły aerodynamicznej. W układzie wirującym z wirnikiem o osi ugiętej jest ona siłą pobudzającą wirnik do drgań\*). Wypadkowa w kierunku osi  $y$

$$Q_y = +Q_{yw} - Q_{yp} \quad (13)$$

przy  $|Q_{yw}| \ll |Q_{yp}|$ , działa w kierunku przeciwnym do kierunku wychylenia wału i nazywana jest składową promieniową siły aerodynamicznej. W układzie wirującym jest ona siłą prostującą wirnik\*\*).

## 2.3. Uwagi dotyczące wybranych badań eksperymentalnych według [8]

Znane, nieliczne zresztą prace eksperymentalne, np. [13, 15, 21, 8], nie pozwalają na pełną konfrontację wniosków wynikających z analizy teoretycznej. Warto jednak przytoczyć pewne wyniki badań podane w pracy [8], ponieważ dotyczą identyfikacji eksperymentalnej składowej stycznej siły aerodynamicznej, wymuszającej w wyżej określonych warunkach drgania samowzbudne wirników. Przedmiotem badań była modelowa turbina akcyjna jednostopniowa z uszczelnieniem labiryntowym nad wieńcem wirnikowym. Wykonano specjalną serię badań w celu sprawdzenia wpływu krętu czynnika na dopływie do szczeliny i w szczelinie na wielkość składowych stycznych sił aerodynamicznych. Aby zmniejszyć kręt strugi, zakładano w komorach uszczelnienia labiryntowego przegrody w postaci blach (rys. 5). Rezultaty pomiarów przedstawiono na rysunku 6. Zmniejszenie krętu czynnika przepływającego przez szczelinę zmniejsza składowe styczne siły aerodynamicznej. W pewnej konstrukcji uszczelnienia uzyskano nawet zmianę kierunku działania siły  $Q_x$  (por. rys. 6b). Od-

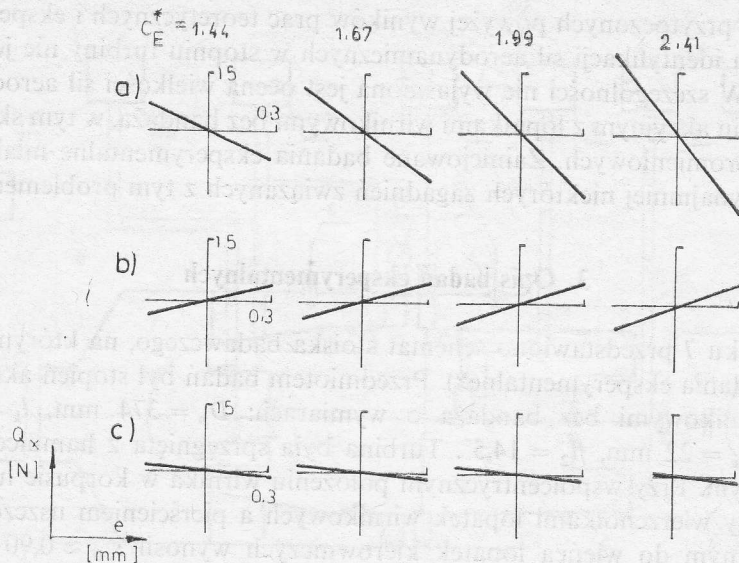


Rys. 5. Schemat uszczelnienia labiryntowego nad bandażem z przegrodami w poszczególnych komorach według [8]

1 — łopatki kierownicze, 2 — łopatki wirnikowe, 3 — przegrody w komorach uszczelnienia labiryntowego, 4 — wyprowadzenia przewodów I, II, III, IV do manometrów ururkowych z poszczególnych komór uszczelnienia

\*) W literaturze niemieckiej [8, 19, 22] nazwana jest Querkraft oraz Erregerkraft.

\*\*) Według [8, 19, 22] określana jest jako Rückstellkraft.



Rys. 6. Eksperymentalne charakterystyki składowych stycznych sił aerodynamicznych w stopniu otrzymane w zakresie zmian mimośrodowości od 0 do 0,3 mm według [8]; a) bez przegród w komorach uszczelnienia labiryntowego, b) z przegradami w komorze I, c) z trzema grupami przegród w komorach I, II, III, IV (por. rys. 5)

powodniej zmianie uległ również kąt  $\varphi$  zawarty między kierunkiem działania wypadkowej siły aerodynamicznej a płaszczyzną wychylenia wału. Przy osiowym dopływie czynnika do szczeliny promieniowej należy przypuszczać, że uzyska się jedynie składową promieniową siły ciśnieniowej  $Q_{yp}$ , zaś pozostałe składowki sił aerodynamicznych nie wystąpią, oczywiście kąt  $\varphi$  będzie równy 0 (por. rys. 3).

Z pomiarów eksperymentalnych okazało się również, że składowa styczna siły ciśnieniowej  $Q_{xp}$ , obliczona z rozkładu ciśnień w szczelinie, była niemal równa całkowitej składowej stycznej siły aerodynamicznej  $Q$ , tj.  $Q_{xp} \approx Q_x$ . Autor obliczył siłę wieńcową  $Q_w$  z wzoru teoretycznego, takiego samego jak wzór [9]. Współczynnik  $K_7$  wyznaczył według podanej przez Traupela metody określania strat nieszczelności [20]. Tak obliczona siła wieńcowa wahała się w granicach 25–30% całkowitej pomierzonej siły stycznej, co nie znalazło potwierdzenia w wynikach badań eksperymentalnych.

Podczas badań eksperymentalnych, na które powyżej powołano się, mimośrodowość koła wirnikowego zmieniano przez przemieszczanie pierścienia uszczelniającego względem wieńca wirnikowego.

Znane są również i inne prace poza cytowanymi powyżej, w których przy obliczaniu rozkładu ciśnień uwzględniono kręt czynnika, a także jego tarcie o ścianki ograniczające szczelinę, obwodowe przepływy wyrównawcze oraz różne konstrukcje uszczelnienia labiryntowego [6, 11, 12, 13, 15]. Jednakże wzory końcowe mają złożoną postać, nie zweryfikowaną eksperymentalnie, wobec czego trudno ustalić ich przydatność.

W świetle przytoczonych powyżej wyników prac teoretycznych i eksperymentalnych problem identyfikacji sił aerodynamicznych w stopniu turbiny nie jest jeszcze rozwiązany. W szczególności nie wyjaśniona jest ocena wielkości sił aerodynamicznych w stopniu akcyjnym z łopatkami wirnikowymi bez bandaża, w tym składowych stycznych i promieniowych. Zainicjowane badania eksperymentalne miały na celu zbadanie przynajmniej niektórych zagadnień związanych z tym problemem.

### 3. Opis badań eksperymentalnych

Na rysunku 7 przedstawiono schemat stoiska badawczego, na którym przeprowadzono badania eksperymentalne\*). Przedmiotem badań był stopień akcyjny z łopatkami wirnikowymi bez bandaża o wymiarach:  $D_p = 374$  mm,  $l_k = 19$  mm,  $\alpha_1 = 13,5^\circ$ ,  $l_w = 22$  mm,  $\beta_2 = 14,5^\circ$ . Turbina była sprzęgnięta z hamulcem ciernio-hydraulicznym. Przy współcentrycznym położeniu wirnika w korpusie luz promieniowy między wierzchołkami łopatek wirnikowych a pierścieniem uszczelniającym przymocowanym do wieńca łopatek kierowniczych wynosił  $s_{r,0} \approx 0,90$  mm (por. rys. 1). Luz osiowy między łopatkami kierowniczymi a wirnikowymi był równy  $s_a = 2,0$  mm i nie ulegał zmianie.

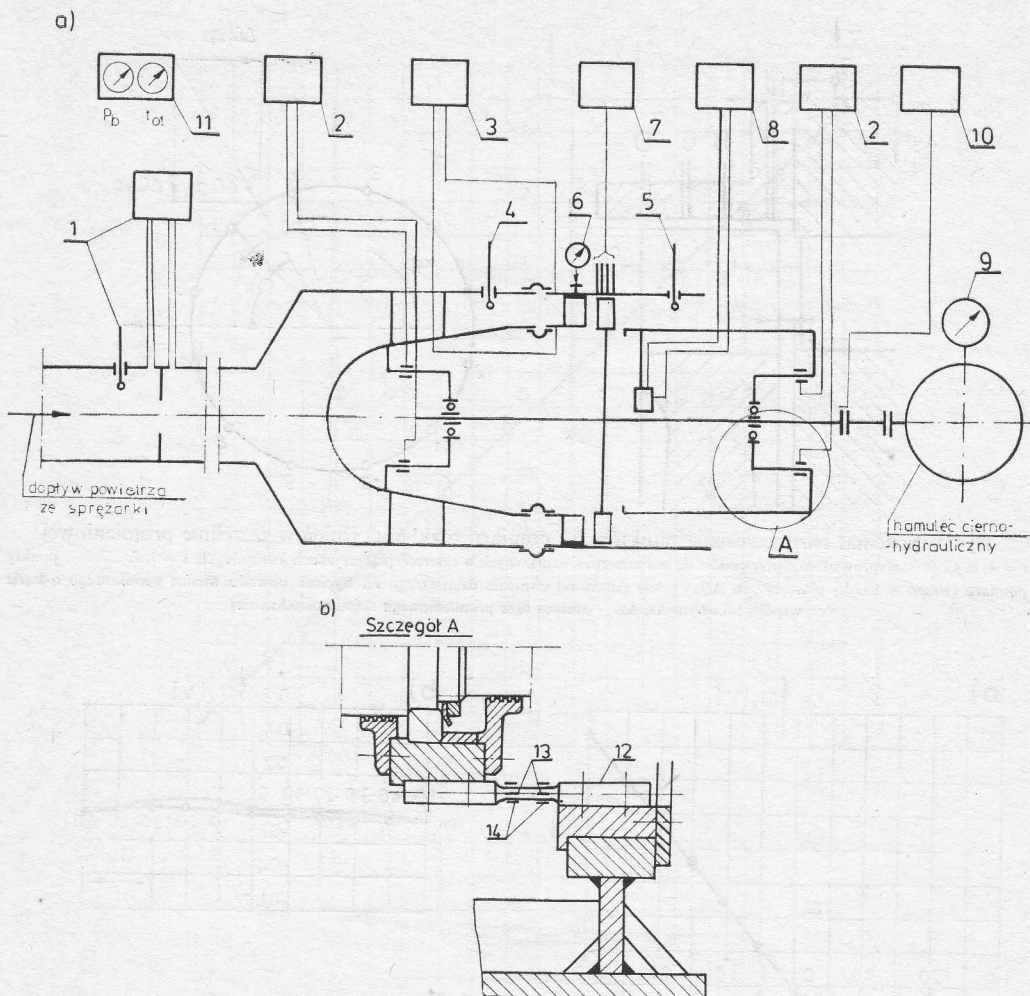
Podczas badań dokonywano zmiany luzu promieniowego na obwodzie przez przemieszczenie wieńca łopatek kierowniczych wraz z pierścieniem uszczelniającym w kierunku ściśle pionowym. Położenie wirnika w łożyskach nie ulegało zmianie. Pomiarów sił aerodynamicznych działających na łożysko wirnika dokonywano w stanach ustalonych, zatem mierzone w turbinie siły aerodynamiczne, wynikające z mimośrodowego ustawienia wirnika względem pierścienia uszczelniającego, miały charakter stacjonarny. Pewne niestacjonarne składowe tych sił, wynikające z ewentualnej precesji, były tłumione w układzie pomiarowym.

Każde z łożysk badanej turbiny modelowej było przymocowane do stojaka za pośrednictwem dwóch pryzm: górnej i dolnej. W części środkowej pryzmy, o przekroju kwadratowym, były naklejone na bokach pionowych i poziomych tensometry do pomiaru powstających w stopniu sił aerodynamicznych, odpowiednio w kierunku poziomym i pionowym (por. rys. 7b szczegół mocowania łożysk A). Tensometry włączono do mostka pomiarowego w układzie kompensacyjnym. Odształcenia tensometrów po przetworzeniu i wzmocnieniu w aparaturze tensometrycznej odczytywano na wskaźnikach wzmacniacza tensometrycznego bądź na podłączonych równolegle woltomierzach cyfrowych. Pomiaru rozkładu ciśnień na obwodzie w szczelinie promieniowej stopnia dokonywano za pomocą manometrów ururkowych rozmieszczonych w czterech płaszczyznach kontrolnych (rys. 7a i 8).

Przed badaniami turbiny w ruchu wyznaczono charakterystyki statyczne tensometrycznych mierników sił oraz skontrolowano, w jakim stopniu obciążenia

---

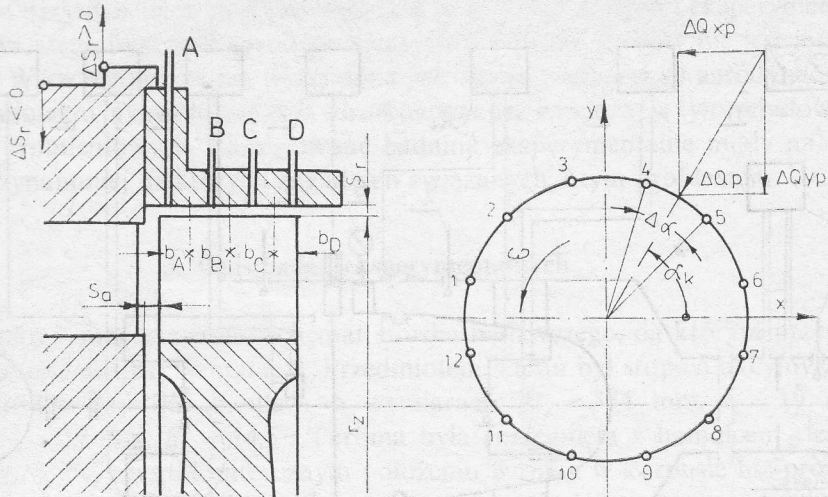
\*) Stoisko wykonano drogą przebudowy istniejącej turbiny modelowej w ramach prac badawczych objętych probl. MR-I-27, tem. 7.7 w latach 1976—1980. Jednakże przeprowadzenie opisywanych badań stało się możliwe po korekcie montażu turbiny modelowej i uzupełnieniu oprzyrządowania pomiarowego; prace te wykonano w latach 1982—1983 w ramach tem. 7.5.



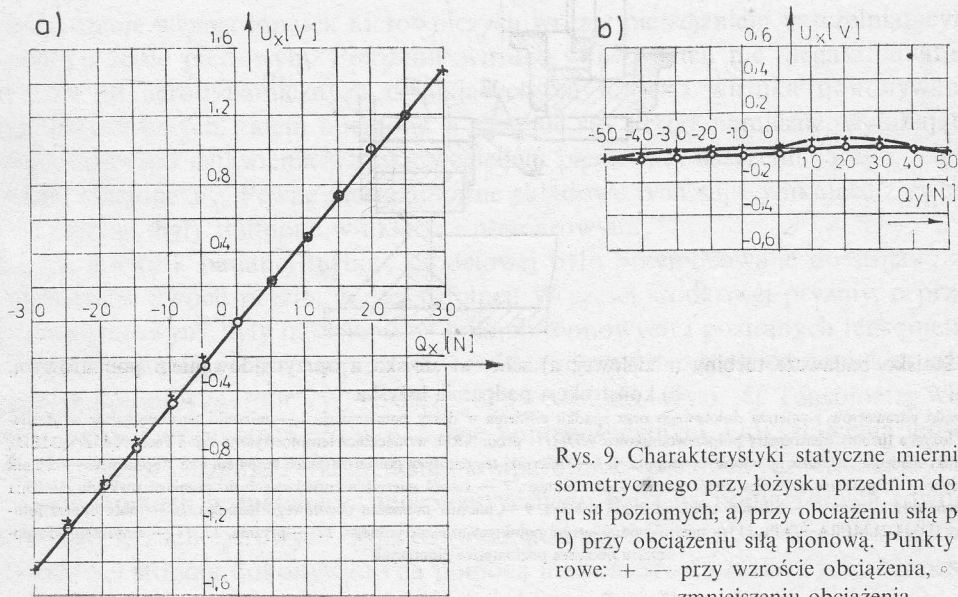
Rys. 7. Stoisko badawcze turbiny modelowej; a) schemat stoiska z przyrządowaniem pomiarowym, b) konstrukcja podparcia łożyska

1 — mierniki parametrów powietrza dolotowego oraz spadku ciśnienia w dyszy pomiarowej, 2 — mierniki tensometryczne sił działających na łożyska turbiny (tensometry półprzewodnikowe WDH111 prod. NRD, wzmacniacz tensometryczny typ TT6c, prod. ZALMED), 3 — mierniki ciśnienia czynnika na wlocie do stopnia, 4, 5 — mierniki temperatury powietrza przed stopniem i za stopniem, 6 — czujnik mikrometryczny do pomiaru przemieszczenia wieńca kierowniczego, 7 — zespół mierników urukowych do pomiaru rozkładu ciśnienia nad wieńcem wirnikowym, 8 — miernik amplitud drgań wirnika, 9 — miernik momentu obrotowego hamulca, 10 — obrotomierz fotoelektryczny (DMT 21 MERA-PIAP), 11 — mierniki parametrów powietrza atmosferycznego, 12 — pryzma, 13, 14 — tensometry do pomiaru obciążeń poziomych i pionowych

pionowe pryzm wpływają na ich odkształcenia w kierunku poziomym i wskazania mierników sił poziomych oraz odwrotnie. Wielokrotnie zdejmovane charakterystyki statyczne mierników tensometrycznych sił miały przebieg liniowy, powtarzalny, nie zanotowano histerezy. Na rysunkach 9a i 10a pokazano dla przykładu charakterystyki statyczne mierników tensometrycznych sił poziomych i sił pionowych naklejonych na pryzmie górnej przy łożysku przednim. Obok przedstawiono zdjęte równoległe charakterystyki interakcji (rys. 9b i 10b), których nieregularny charakter



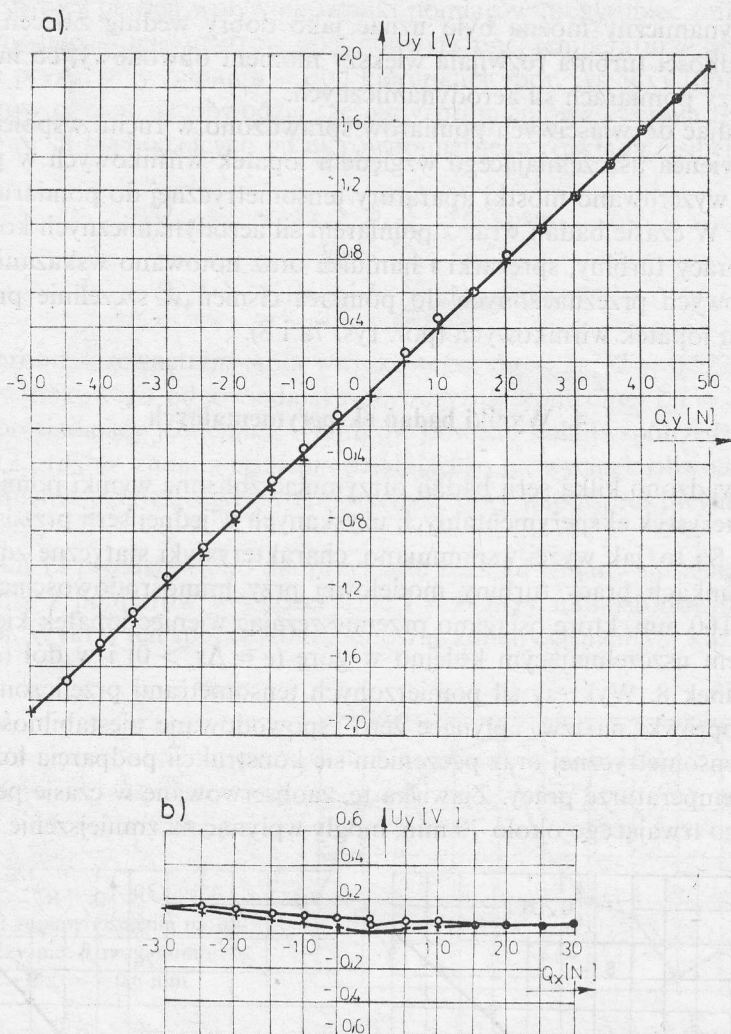
Rys. 8. Schemat rozmieszczenia punktów do pomiaru rozkładu ciśnień w szczelinie promieniowej  
 $t = A, B, C, D$  — wyprowadzenie przewodów do manometrów ururkowych w czterech płaszczyznach kontrolnych;  $k = 1, 2, \dots, 12$  — punkty pomiaru ciśnienia w każdej płaszczyźnie,  $\Delta Q_p$  — siła parcia od ciśnienia działającego na wycinek obwodu wieńca wirnikowego o kącie współśrodkowym  $\Delta\alpha$ ,  $\Delta s$  — zmiana luzu promieniowego  $s$ , (mimośrodkowość)



Rys. 9. Charakterystyki statyczne miernika tensometrycznego przy łożysku przednim do pomiaru sił poziomych; a) przy obciążeniu siłą poziomą, b) przy obciążeniu siłą pionową. Punkty pomiarowe: + — przy wzroście obciążenia, o — przy zmniejszeniu obciążenia

przebiegu świadczy o paczaniu się pryzm w czasie obciążenia. Powoduje to zmniejszenie dokładności pomiarów, które można ocenić na około 8%.

W czasie badań w każdym cyklu pomiarowym dokonywano pomiarów po upływie 3 h od chwili uruchomienia stoiska, przy czym aparaturę tensometryczną włączano jeszcze 1/2 h wcześniej, aby zmniejszyć do minimum wpływ niestabilności czasowej zera. Ostatnią godzinę przed rozpoczęciem pomiarów turbina pracowała



Rys. 10. Charakterystyki statyczne miernika tensometrycznego przy łożysku przednim do pomiaru sił pionowych; a) przy obciążeniu siłą pionową, b) przy obciążeniu siłą poziomą; oznaczenia punktów pomiarowych jak na rys. 9

w ustalonych warunkach cieplnych. Odpowiadały one następującym parametrom pracy:  $p_{wlc} = 44$  kPa — ciśnienie całkowite (ponad ciśnienie atmosferyczne) na wlocie do stopnia,  $N_e = 19,7$  kW,  $M = 62,4$  Nm — moc i moment efektywny turbiny mierzone na hamulcu cierno-hydraulicznym,  $n = 3000$  obr/min — prędkość obrotowa utrzymywana przez odpowiednie obciążenie hamulca.

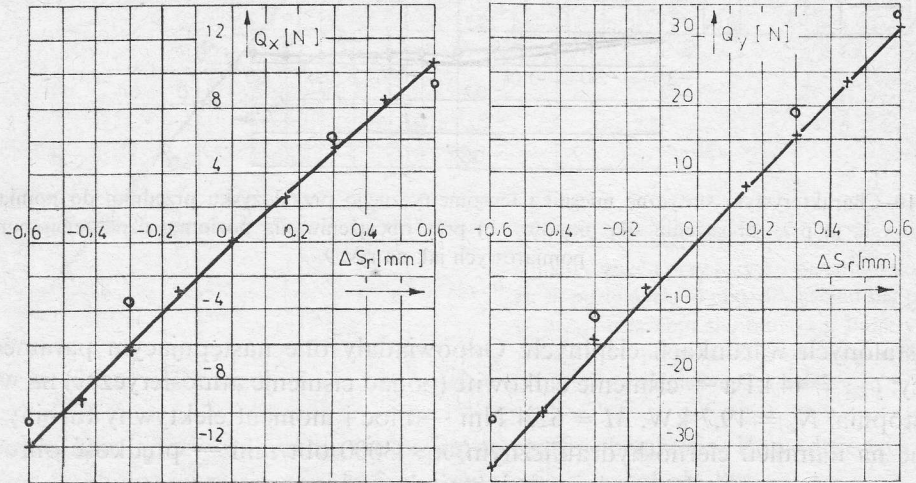
Przy ciśnieniu  $p_{wlc} = 44$  kPa turbina osiągała maksymalną moc przy  $n \approx 5000$  obr/min, jednakże przy tej prędkości występowały silne drgania wirnika, zniekształcające pomiar oraz powodujące pęknięcie pryzm z naklejonymi tensometrami (por. rys. 7b). Natomiast przy  $n = 3000$  obr/min turbina pracowała znacznie spokojniej,

a jej stan dynamiczny można było uznać jako dobry według zaleceń VDJ-2056. Przy tej prędkości turbina rozwijała większy moment obwodowy, co miało istotne znaczenie przy pomiarach sił aerodynamicznych.

Przystępując do właściwych pomiarów sprawdzono w ruchu współcentryczność ustawienia wieńca uszczelniającego względem łopatek wirnikowych w pionie i poziomie oraz wyzerowano mostki aparatury tensometrycznej do pomiaru sił aerodynamicznych. W czasie badań wraz z pomiarem sił aerodynamicznych kontrolowano parametry pracy turbiny, sprężarki i hamulca oraz notowano wskazania manometrów ururkowych przeznaczonych do pomiaru ciśnień w szczelinie promieniowej nad wieńcem łopatek wirnikowych (por. rys. 7a i 8).

#### 4. Wyniki badań eksperymentalnych

Przeprowadzono kilka serii badań otrzymując zbliżone wyniki pomiarów. Przykład charakterystyk eksperymentalnych uzyskanych w jednej serii przedstawiono na rysunku 11. Są to, jak wyżej wspomniano, charakterystyki statyczne zdjęte w ustalonych warunkach pracy turbiny modelowej przy mimośrodowościach:  $e = 0,15, 0,30, 0,45$  i  $0,60$  mm, które osiągnęto przemieszczając wieńec łopatek kierowniczych z pierścieniem uszczelniającym kolejno w górę ( $e = \Delta s_r > 0$ ) i w dół ( $e = \Delta s_r < 0$ ) — por. rysunek 8. Wykresy sił pomierzonych tensometrami przeliczono z uwzględnieniem poprawki na tzw. „płynące zero” spowodowane niestabilnością czasową aparatury tensometrycznej oraz paczeniem się konstrukcji podparcia łożysk w podwyższonej temperaturze pracy. Zjawiska te, zaobserwowane w czasie pełnego cyklu pomiarowego trwającego około 70 min, mogły wpłynąć na zmniejszenie dokładności



Rys. 11. Charakterystyki eksperymentalne sił aerodynamicznych zmierzone na łożysku przednim;  $Q_x$  — składowa pozioma (styczna),  $Q_y$  — składowa pionowa (promieniowa),  $\Delta s_r > 0$  — przemieszczenie wieńca uszczelniającego w górę,  $\Delta s_r < 0$  — przemieszczenie wieńca uszczelniającego w dół (por. rys. 8); + — punkty uzyskane z pomiarów miernikami tensometrycznymi, skorygowane ze względu na „płynące zero”, o — punkty otrzymane z obliczenia składowych sił na podstawie pomiaru rozkładu ciśnień w szczelinie



pomiarów. Również pewien wpływ na wyniki pomiarów mogła mieć zmiana współczynnika wzmocnienia tensometrów przy podwyższonej temperaturze oraz wzajemna interakcja pryzm przy zginaniu w obu kierunkach (por. rys. 9b i 10b).

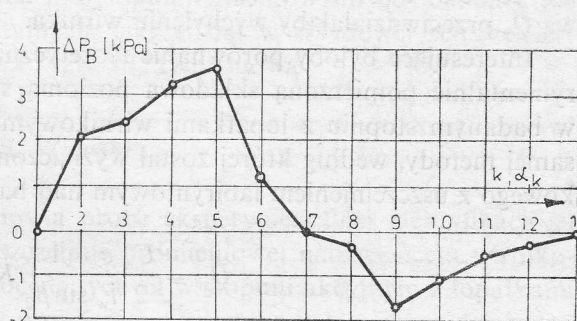
Z pomiarów ciśnień na obwodzie szczeliny promieniowej stopnia (rys. 8) obliczono składowe sił pochodzących od nierównomiernego rozkładu ciśnień:

$$Q_{xp} = -r_z \Delta \alpha \sum_{i=A}^D b_i \sum_{k=1}^{12} \Delta p_{ik} \cos \alpha_k, \quad (14)$$

$$Q_{yp} = -r_z \Delta \alpha \sum_{i=A}^D b_i \sum_{k=1}^{12} \Delta p_{ik} \sin \alpha_k, \quad (15)$$

gdzie  $r_z$  — promień zewnętrzny koła wirnikowego,  $\Delta \alpha = 2\pi/12 = 0,523$ ,  $b_i$  — szerokość koła wirnikowego odpowiadająca płaszczyźnie kontrolnej  $i$ ,  $i = A, B, C, D$ ,  $\alpha_k$  — kąt odpowiadający jednemu z wycinków obwodu koła (współrzędna kątowa),  $k = 1, 2, \dots, 12$ ,  $\Delta p_{ik}$  — zmiana ciśnienia działającego na wycinek obwodu  $ik$  w stosunku do ciśnienia działającego na ten wycinek przy współśrodkowym położeniu wirnika.

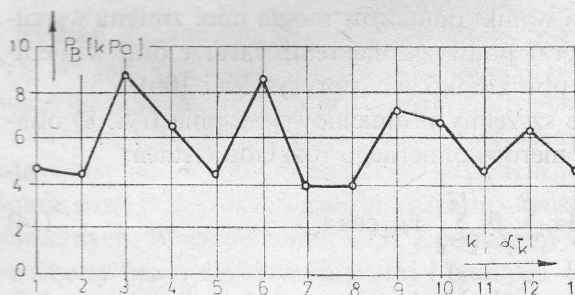
Na rysunku 12 przedstawiono dla przykładu rozkład zmiany ciśnienia na obwodzie otrzymany z pomiarów w płaszczyźnie  $i = B$  przy mimośrodkowości wirnika  $e = -0,6$  mm. Wykres ten sporządzono odnosząc zmiany ciśnienia w każdym punk-



Rys. 12. Rozkład zmiany ciśnienia na obwodzie w płaszczyźnie B przy mimośrodkowości  $e = \Delta s$ ,  $-0,6$  mm

cie pomiarowym  $k$  do poziomu ciśnienia w tym punkcie przy współśrodkowym położeniu wirnika względem pierścienia uszczelniającego. Jest rzeczą charakterystyczną, że nawet przy współcentrycznym położeniu wieńca wirnikowego występowała fluktuacja ciśnienia na obwodzie w szczelinie promieniowej (rys. 13). Taki charakter zmiany ciśnienia zaobserwowano podczas innych podobnych badań, np. przedstawionych w [8]. Można to wytłumaczyć nieuniknionymi błędami geometrycznymi kanału w przekrojach merydionalnych, które wywołują fluktuację ciśnienia na obwodzie już w szczelinie osiowej między łopatkami kierowniczymi a wirnikowymi.

Na rysunku 11 zaznaczono obliczone w powyższy sposób z wzorów (14) i (15) wartości sił od nierównomiernego rozkładu ciśnień przy mimośrodkowości  $e = 0,3$  i  $0,6$  mm oraz  $-0,3$  i  $-0,6$  mm. Fluktuacje ciśnienia na obwodzie, jak również wahania poziomu cieczy w manometrach ururkowych podczas odczytu sprawiają, że obliczenia tych sił obarczone są pewnymi błędami, przy czym błędy względne są tym większe, im mniejsza jest bezwzględna wartość sił.



Rys. 13. Rozkład ciśnienia na obwodzie w płaszczyźnie B przy współśrodkowym położeniu wirnika względem pierścienia uszczelniającego

Z pomiarów sił aerodynamicznych (rys. 11) wynika, że w badanym stopniu składowa promieniowa  $Q_y$  jest około trzy razy większa od składowej stycznej  $Q_x$ . Wypadkowa siła aerodynamiczna jest odchylna od płaszczyzny zmiany mimośrodowości w kierunku przeciwnym do kierunku obrotów wirnika o kąt  $\varphi$  równy (por. rys. 3):

$$\begin{aligned} \text{przy } e = 0,6 \text{ mm} & \quad \varphi \approx 19^\circ, \\ \text{przy } e = -0,6 \text{ mm} & \quad \varphi \approx 19,5^\circ. \end{aligned}$$

W rzeczywistym stopniu z wirnikiem wirującym, z osią wychyloną składowa styczna  $Q_x$  byłaby siłą wymuszającą drgania samowzbudne, natomiast składowa promieniowa  $Q_y$  przeciwdziałałaby wychyleniu wirnika.

Interesujące byłoby porównanie teoretycznie obliczonej siły wieńcowej z eksperymentalnie pomierzoną składową poziomą siły aerodynamicznej. Siłę wieńcową w badanym stopniu z łopatkami wirnikowymi bez bandaża obliczono według tej samej metody, według której został wyznaczony wzór (9), ważny dla wieńca wirnikowego z uszczelnieniem labiryntowym nad bandażem. Otrzymano zależność

$$Q_w = \frac{U_s e}{2} \frac{1}{l_w \sin \beta_2} K'_7 \frac{D_z}{D_p} \quad (9a)$$

Zmiana wzoru wynika tylko z wprowadzenia innej wartości współczynnika straty nieuszczelnności, który, podobnie jak we wzorze (9), określono według [20]. Dla konstrukcji i parametrów pracy badanego stopnia oszacowano współczynnik  $K'_7 = 0,25 - 0,35$ . Ponieważ stopień dysponował siłą obwodową  $U_s \approx 715$  N, stąd przy maksymalnej mimośrodowości  $e = 0,6$  mm

$$Q_w = \frac{715 \cdot 0,6}{2} \cdot \frac{1}{22 \cdot 0,25} (0,25 - 0,35) \frac{396}{374} = 10,3 \div 14,4 \text{ N}.$$

Tak obliczona siła wieńcowa zgodnie z założeniami teoretycznymi działa w tym samym kierunku co pomierzona składowa styczna siły aerodynamicznej, przy czym wartości obu sił są porównywalnej wielkości,  $Q_w \approx Q_x$  (por. rys. 11). Podobny wniosek z badań eksperymentalnych stopnia z łopatkami wirnikowymi bez bandaża przedstawiono w pracy [19].

Aby podsumować wyniki pomiarów eksperymentalnych, należy uwzględnić nieco odmienny mechanizm powstawania sił aerodynamicznych w badanym stopniu. Przedstawiona w punkcie 2 interpretacja fizyczna tzw. siły ciśnieniowej, jako składowej całkowitej siły aerodynamicznej, dotyczy stopnia z łopatkami wirnikowymi z bandażem, w związku z tym siła ciśnieniowa pochodzi od nierównomiernego rozkładu ciśnień na powierzchni zewnętrznej bandaża. Natomiast w stopniu z łopatkami wirnikowymi bez bandaża nierównomierne pola ciśnień w szczelinie promieniowej wywołują również przepływy nieszczelności w strefie wierzchołkowej wieńca wirnikowego, będące przyczyną powstawania siły wieńcowej. Tak więc pomierzone podczas badań eksperymentalnych pole ciśnień jest wypadkowym polem ciśnień określającym zarówno siłę wieńcową, jak i siłę ciśnieniową w znaczeniu podanym w punkcie 2.

Składowe siły aerodynamicznej obliczone z rozkładu ciśnień na obwodzie szczeliny promieniowej są w przybliżeniu równe składowym tej siły pomierzonym czujnikami tensometrycznymi (por. rys. 11). Nie można jednak z badań eksperymentalnych wyciągnąć ściślejszych wniosków dotyczących konfrontacji tych dwóch pomiarów, ponieważ są one obarczone wcześniej omówionymi błędami, zarówno przy wyznaczaniu sił aerodynamicznych czujnikami tensometrycznymi, jak przy ich obliczaniu z rozkładu ciśnień.

W rozważanym przypadku stopnia z łopatkami wirnikowymi bez bandaża nie można ustalić z badań eksperymentalnych, jaki udział w składowej stycznej siły aerodynamicznej  $Q_x$  ma siła wieńcowa i tzw. siła ciśnieniowa.

## 5. Wnioski

1. Przeprowadzone badania stanowią próbę eksperymentalnej identyfikacji sił aerodynamicznych powstających w szczelinie promieniowej nad wieńcem wirnikowym. Pozwoliły one na przybliżoną ocenę tych sił w stopniu akcyjnym z łopatkami wirnikowymi bez bandaża. Składowa promieniowa siły aerodynamicznej, działająca w płaszczyźnie wychylenia wału, wypadła około trzy razy większa niż prostopadła do niej składowa styczna.

2. Wielkości obu składowych siły aerodynamicznej pomierzone czujnikami tensometrycznymi okazały się w przybliżeniu równe składowym siły obliczonym z wyznaczonego rozkładu ciśnień nad wieńcem wirnikowym.

3. Uzyskano w przybliżeniu liniowy charakter zmiany sił aerodynamicznych w funkcji mimośrodowości w zakresie  $-0,67 < \frac{e}{s_{r0}} < 0,67$ .

4. W stopniu z łopatkami wirnikowymi bez bandaża pole ciśnień w szczelinie promieniowej określa zarówno siłę wieńcową, jak i tzw. siłę ciśnieniową i dlatego nie można ustalić, jaki jest udział tych sił w wyznaczonej eksperymentalnie składowej stycznej siły aerodynamicznej.

## Literatura

- [1] J. S. Alford, *Protecting Turbomachinery from Self-Excited Rotor Whirl*. Trans. ASME, Journal Engineering for Power 87(1965), nr 10, s. 333—344.
- [2] W. P. Bannik, M. A. Słuczajew, *Montaż turbin parowych*. PWT, Warszawa 1956, s. 63—64.
- [3] J. Jung, *Niestacjonarne sily aerodynamiczne przy samowzbudnych drganiach wirników turbin cieplnych*. Prace IMP z. 79, 1980, s. 19—38.
- [4] A. G. Kostjuk, *Teoretičeskij analiz aerodinamičeskich sil v labiryntnych uplotnenijach turbomašin*. Teploenergetika, 1972, nr 11, s. 29—33.
- [5] A. G. Kostjuk, W. F. Šatochin, N. M. Ivanov, *Rasčet porogovoj moščnosti krupnych gidroagregatov*. Teploenergetika, 1974, nr 3, s. 15—19.
- [6] A. G. Kostjuk, *Nadbandažnye cirkulacionnye sily i ich vlijanie na porogovuju moščnost' krupnych turboagregatov*. Teploenergetika, 1975, nr 3, s. 41—46.
- [7] G. S. Koval, V. J. Korablev, A. M. Menšikova, *O kolebanijach rotorov turboagregatov vozbuždaemych parovym potokom*. Trudy WSTNII, 1974, t. 4.
- [8] B. R. Leic, *Querkräfte an Turbinenstufen und deren Einfluss auf die Stabilität einfacher gleitgelagerter Rotoren*. Praca doktorska T. U. Monachium, 1979.
- [9] H. Linnemann, K. Wettmann, *Laufstabilität thermischer Turbomaschinen*. BBC Nachrichten, 1973, nr 12, s. 396—401.
- [10] V. J. Olimp'ev, *Gidrodinamičeskije sily v bandažnych uplotnenijach parovych turbin*. Energomašinostroenie, 1976, nr 7, s. 3—9.
- [11] V. J. Olimp'ev, *Vlijanie konstrukcii bandažnogo uplotnenija na gazodinamičeskoe vozbuždenie nizkočastotnoj vibracii rotora turbiny*. Teploenergetika, 1977, nr 7, s. 24—28.
- [12] V. J. Olimp'ev, *Problema bor'by s nizkočastotnoj vibraciej valoprovoda energetičeskich paroturbinnych agregatov bolšoj moščnosti*. Teploenergetika, 1978, nr 9, s. 8—14.
- [13] W. G. Orlik, S. Š. Rozenberg, N. A. Sorokin, *Centrirujuščij efekt v labiryntnych uplotnenijach i ego vlijanie na nizkočastotnuju vibraciju turbomašin*. Energomašinostroenie, 1975, nr 10, s. 25—29.
- [14] E. Piltz, *Einfluss von Dampfbelastungen auf die Stabilitätsgrenze einer einstufigen Modellturbine*. Konstruktion 25(1973), nr 4, s. 138—146.
- [15] S. Š. Rozenberg, V. G. Orlik, J. A. Marčenko, *Issledovanie aerodinamičeskich poperečnych sil v labiryntnych uplotnenijach prinaličii ekscentriteta rotora*. Energomašinostroenie, 1974, nr 8, s. 15—17.
- [16] A. V. Ščeglaev, *Parovye turbiny*. Energija, Moskva 1976.
- [17] H. J. Thomas, *Instabile Eigenschwingungen von Turbinenläufern angefacht durch die Spaltströmungen in Stopfbushen und Beschaufelung*. Bulletin de l'A. J. M. 71/1958, nr 11—12, s. 1039—1063.
- [18] H. J. Thomas, *Grenzleistungsprobleme bei thermischen Turbomaschinen*. Mitteilungen der VBG 51(1971), nr 8, s. 286—293.
- [19] H. J. Thomas, K. Urlichs, R. Wohlrab, *Läuferinstabilität bei thermischen Turbomaschinen infolge Spalterregung*. VBG Kraftwerkstechnik 56(1976), nr 6, s. 377—383.
- [20] W. Traupel, *Thermische Turbomaschinen*. Bd 1, I wyd. Springer-Verlag Berlin (Göttingen) Heidelberg, 1958; III wyd. Berlin (Heidelberg) New York 1977.
- [21] K. Urlichs, *Durch Spaltströmungen hervorgerufene Querkräfte an der Läufern thermischen Turbomaschinen*. Praca doktorska T. U. Monachium, 1975.
- [22] K. Urlichs, *Die Spaltströmungen bei thermischen Turbomaschinen als Ursache für die Entstehung schwingungsfachender Querkräfte*. Ingenieur-Archiv 45(1976), nr 3, s. 193—208.
- [23] B. Wiczorek, *Technologia montażu turbin parowych*. WNT, Warszawa 1966, s. 361—372.
- [24] R. Wohlrab, *Experimentelle Ermittlung spaltströmungsbedingter Kräfte an Turbinenstufen und deren Einfluss auf die Laufstabilität einfacher Rotoren*. Praca doktorska T.U. Monachium, 1975.

## Исследования аэродинамических сил в радиальном уплотнении рабочих лопаток активной ступени

### Резюме

В работе представлены результаты экспериментальных исследований аэродинамических сил возникающих в радиальном зазоре над рабочими лопатками активной ступени. В работающих турбоагрегатах при эксцентрическом расположении ротора относительно корпуса эти силы имеют нестационарный характер и могут вынуждать самовозбуждающие колебания. Представлена физическая интерпретация аэродинамических сил с ограничением к области их генерации в радиальном уплотнении роторного венца. Экспериментальные исследования произведены на одноступенчатой активной модельной турбине с рабочими лопатками без бандажа. Эксцентричность ротора относительно корпуса достигалась путём перемещения направляющего венца с уплотняющим кольцом вследствие чего измерялись стационарные значения аэродинамических сил. Представлены выводы касающиеся физического характера измерённых сил в сопоставлении с теоретической постановкой вопроса.

## Investigations of Aerodynamic Forces in the Radial Gap of an Impulse Wheel

### Summary

Results of experimental investigations of aerodynamic forces acting in the radial gap at the tips of impulse wheel blades are presented. The eccentricity of the rotor in the turbine cylinder produces during operation of the turbine set nonstationary forces which may lead to self-induced vibrations. The physical interpretation of aerodynamic forces, confined to the region where they arise in the radial gap of the blade-ring is given. Experimental investigations were carried out on a model single-stage impulse turbine with unshrouded rotor. To ensure eccentricity of the rotor relative to the cylinder the stator together with the sealing ring was shifted accordingly. Thus stationary values of aerodynamic forces were measured. Conclusions concerning the physical nature of the forces measured confronted with the theoretical approach are formulated.