

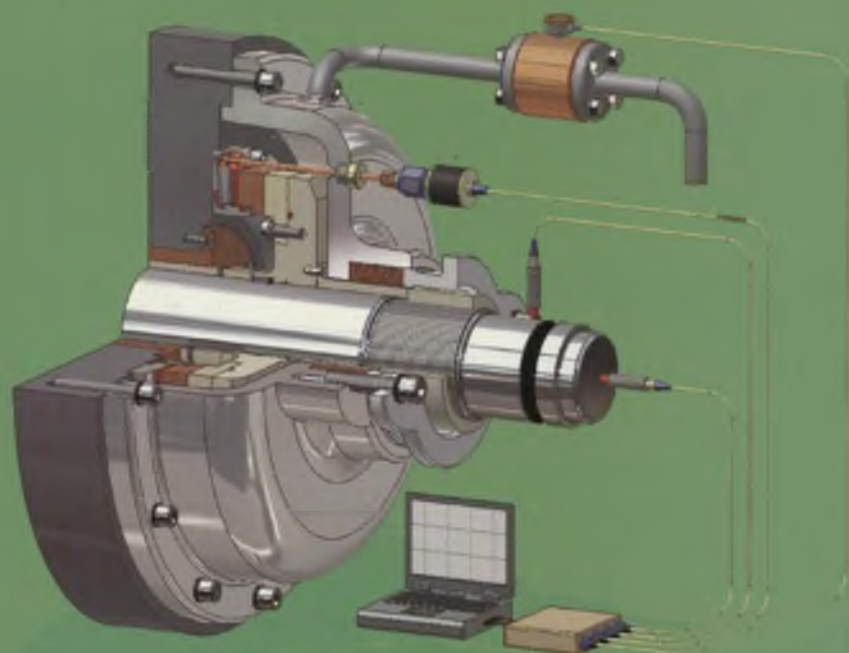
ZESZYTY NAUKOWE  
POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ



P. 3349/05

Andrzej KORCZAK

BADANIA UKŁADÓW  
RÓWNOWAŻĄCYCH NAPÓR OSIOWY  
W WIELOSTOPNIOWYCH POMPACH ODŚRODKOWYCH



Gliwice 2005

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 1679

P 3349 / 05



Andrzej KORCZAK

**BADANIA UKŁADÓW  
RÓWNOWAŻĄCYCH NAPÓR OSIOWY  
W WIELOSTOPNIOWYCH POMPACH ODŚRODKOWYCH**

### Opiniodawcy

Prof. dr hab. inż. Waldemar JĘDRAL  
Prof. dr hab. inż. Ryszard ROHATYŃSKI

### Kolegium redakcyjne

Redaktor naczelny – Prof. dr hab. inż. Andrzej BUCHACZ  
Redaktor działu – Prof. dr hab. inż. Zbigniew RUDNICKI  
Sekretarz redakcji – Mgr Elżbieta LEŚKO

### Redakcja

Mgr Kazimiera SZAFIR

### Redakcja techniczna

Alicja NOWACKA

PL ISSN 0372-9796

© Copyright by  
Andrzej KORCZAK  
Gliwice 2005

## SPIS TREŚCI

### SPIS OZNACZEŃ WAŻNIEJSZYCH WIELKOŚCI..... 7

<b>1. WPROWADZENIE I TEZY PRACY.....</b>	<b>11</b>
1.1. Uzasadnienie podjęcia tematu pracy.....	11
1.2. Siła osiowa w stopniu pompy odśrodkowej i sposoby jej równoważenia w pompach odśrodkowych wielostopniowych.....	13
1.3. Konstrukcje tarcz i bębnow-tarcz równoważących siły osiowe w pompach odśrodkowych wielostopniowych.....	15
1.4. Wpływ kształtu szczelin na ich właściwości dynamiczne.....	17
1.5. Cele i tezy pracy.....	20
<b>2. PRZEPIŁYWY PRZEZ SZCZELINY POPRZECZNE.....</b>	<b>23</b>
2.1. Przepływ laminarny przez szczelinę poprzeczną.....	23
2.2. Przepływ turbulentny przez szczelinę poprzeczną.....	36
<b>3. GEOMETRIA SZCZELIN POPRZECZNYCH I DYNAMIKA PODATNYCH PIERŚCIENI TARCZ ODCIĄŻAJĄCYCH .....</b>	<b>45</b>
3.1. Konstrukcje tarcz odciażających z podatnym pierścieniem ślizgowym lub oporowym.....	45
3.2. Geometria szczeliny poprzecznej .....	45
3.3. Drgania kątowe podatnie mocowanego pierścienia oporowego.....	48
3.4. Drgania kątowe podatnie mocowanego pierścienia ślizgowego.....	53
3.5. Wnioski z analizy drgań podatnie mocowanych pierścieni ślizgowego lub oporowego.....	54
<b>4. BADANIA LABORATORYJNE MODELI TARCZ ODCIĄŻAJĄCYCH Z PODATNYM PIERŚCIENIEM ŚLIZGOWYM.....</b>	<b>56</b>
4.1. Modelowe badania laboratoryjne łożyska osiowego z pierścieniem ślizgowym wahlwie podpartym łożyskami pryzmatycznymi.....	56
4.2. Badania modelowe tarczy osadzonej na wale poprzez element sprężysty.....	61
4.3. Metodyczne badania modelowe tarczy z podatnym pierścieniem ślizgowym.....	62
4.3. A. Wyniki pomiarów dla pierścienia ślizgowego mocowanego do tarczy przez warstwę elastomeru .....	68
4.3. B. Wyniki pomiarów dla tarczy z „pływającym” pierścieniem ślizgowym.....	74
4.4. Wnioski z badań laboratoryjnych.....	79
<b>5. CHARAKTERYSTYKI STATYCZNE UKŁADU Z TARCZĄ ODCIĄŻAJĄCĄ....</b>	<b>80</b>
5.1. Warunek przepływu laminarnego w szczelinie poprzecznej.....	80
5.2. Geometria szczelin zespołu tarczy odciażającej.....	81
5.3. Charakterystyki statyczne układu dla przepływu laminarnego.....	81
5.4. Charakterystyki statyczne układu dla przepływu turbulentnego.....	86
5.5. Wnioski z obliczeń charakterystyk statycznych.....	93



<b>6. DYNAMIKA ZESPOŁU WIRUJĄCEGO POMPY ODŚRODKOWEJ WIELOSTOPNIOWEJ Z ZESPOŁEM RÓWNOWAŻĄCYM NAPÓR OSIOWY</b> .....	<b>94</b>
6.1. Opis zadania.....	94
6.2. Obliczenia charakterystyk statycznych uwzględniające mimośrodowość szczeliny wzdłużnej .....	95
6.3. Dynamika zespołu wirującego z tarczą odciążającą pompy odśrodkowej wielostopniowej .....	97
6.4. Przykład liczbowy obliczeń statycznych i dynamicznych charakterystyk zespołu wirującego wielostopniowej pompy odśrodkowej.....	101
6.5. Wnioski z obliczeń charakterystyk dynamicznych.....	102
<b>7. NOWE KONSTRUKCJE TARCZ ODCIĄŻAJĄCYCH Z PIERŚCIENIEM PODATNYM</b> .....	<b>103</b>
7.1. Tarcza z pierścieniem podpartym łożyskami pryzmatycznymi.....	104
7.2. Tarcza odciążająca osadzona na wale poprzez element sprężysty.....	105
7.3. Tarcza z pierścieniem osadzonym przez warstwę elastomeru.....	106
7.4. Tarcza z „pływającym” z pierścieniem ślizgowym osadzonym w pierścieniowej komorze olejowej.....	108
7.5. Tarcza odciążająca w wirnikowej sprężarce promieniowej.....	109
7.6. Tarcza odciążająca pompy do zasilania kotłów parowych.....	112
7.7. Wnioski z prac nad nowymi konstrukcjami tarcz odciążających.....	114
<b>8. OBLICZENIA SPRAWDZAJĄCE UKŁADU Z TARCZĄ ODCIĄŻAJĄCĄ O ZAŁOŻONYCH GŁÓWNYCH WYMIARACH</b> .....	<b>115</b>
8.1. Założenia do obliczeń konstrukcyjnych tarczy odciążającej.....	115
8.2. Siła osiowa w pompie odśrodkowej wielostopniowej .....	116
8.3. Geometria szczeliny poprzecznej.....	118
8.4. Przepływ przez szczelinę poprzeczną.....	119
8.5. Naprężenia ściskające w elastomerze mocującym pierścień oporowy.....	121
8.6. Analiza częstotliwościowa drgań pierścienia oporowego.....	121
8.7. Przykład obliczeniowy konstrukcji tarczy z podatnym pierścieniem oporowym.....	122
8.8. Wnioski z obliczeń konstrukcyjnych.....	126
<b>9. PRACE WDROŻENIOWE ORAZ BADANIA I OBSERWACJE EKSPLOATACYJNE</b> .....	<b>128</b>
9.1. Bęben-tarcza w pompie DET-300.....	129
9.2. Tarcza w pompie OW-250, osadzona na wale przez element sprężysty.....	130
9.3. Badania pompy OW-250 z tarczą odciążającą, mającą podatny pierścień oporowy. ....	131
9.4. Wnioski z badań wdrożeniowych i eksploatacyjnych.....	147
<b>PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE</b> .....	<b>148</b>
<b>LITERATURA</b> .....	<b>151</b>
<b>STRESZCZENIE</b> .....	<b>157</b>
<b>OD AUTORA</b> .....	<b>161</b>

## CONTENTS

<b>DENOTATIONS</b> .....	<b>7</b>
<b>1. INTRODUCTION AND AIMS OF THE PUBLICATION</b> .....	<b>11</b>
1.1. Motivation of taking up this subject matter.....	11
1.2. Axial force in the stage of a centrifugal pump and ways of its balancing in multi-stage centrifugal pumps.....	13
1.3. Construction of the disks and drums - disks balancing the axial forces in multi-stage centrifugal pumps.....	15
1.4. The influence of the shape of the clearances on their dynamic properties.....	17
1.5. Propositions and aims of the publication.....	20
<b>2. FLOW THROUGH FACE CLEARANCES</b> .....	<b>23</b>
2.1. Laminar flow through a face clearance.....	23
2.2. Turbulent flow through a face clearance .....	36
<b>3. GEOMETRY OF A FACE CLEARANCE AND THE DYNAMICS OF THE FLEXIBLE RINGS OF BALANCE DISKS</b> .....	<b>45</b>
3.1. Construction of a balance disk with a flexible slip-ring or thrust ring.....	45
3.2. Geometry of the face clearance.....	45
3.3. Angular vibrations of a flexibly fixed thrust ring.....	48
3.4. Angular vibrations of a flexibly fixed slip-ring .....	53
3.5. Conclusions resulting from the analysis of vibrations of flexibly fixed slip-rings and thrust rings.....	54
<b>4. MODEL LABORATORY TESTS OF BALANCE DISKS WITH A FLEXIBLY MOUNTED - SLIP RING</b> .....	<b>56</b>
4.1. Model laboratory tests of an axial bearing with a slip-ring supported by self-aligned prismatic bearings .....	56
4.2. Model investigations of disks mounted on the shaft by means of an elastic element.....	61
4.3. Methodical model investigations of a balance disk with a flexibly fixed slip-ring. ...	62
4.3.A. Disk with a slip ring flexibly mounted by means of an elastomer layer.....	68
4.3.B. Disk with a "floating" slip-ring.....	74
4.4. Conclusions resulting from laboratory investigations.....	79
<b>5. STATICAL CHARACTERISTICS OF THE BALANCE DISK UNIT</b> .....	<b>80</b>
5.1. The condition of a laminar flow in the face clearance.....	80
5.2. Geometry of the clearances of the balance disk unit.....	81
5.3. Description of a laminar flow .....	81
5.4. Description of a turbulent flow.....	86
5.5. Conclusions resulting from calculations of the statical characteristics.....	93



<b>6. DYNAMICS OF THE ROTATING UNIT OF A MULTI-STAGE CENTRIFUGAL PUMP WITH A UNIT BALANCING THE AXIAL THRUST.....</b>	<b>94</b>
6.1. Specification of the problem.....	94
6.2. Calculations of the static characteristics.....	95
6.3. Dynamics of the rotating unit with a balance disk in a multistage centrifugal pump.....	97
6.4. Numerical example of calculations of the static and dynamical characteristics of the rotating unit of a centrifugal pump.....	101
6.5. Conclusions resulting from calculations of the dynamical characteristics.....	102
<b>7. NEW CONSTRUCTIONS OF BALANCE DISKS WITH A FLEXIBLE RING... 103</b>	
7.1. Disk with a ring supported by prismatic bearings.....	104
7.2. Disk mounted on the shaft by means of an elastic element.....	105
7.3. Disk with a ring mounted by means of an elastomer layer.....	106
7.4. Disk with a "floating" slip-ring mounted in an annular oil chamber.....	108
7.5. Balance disk in a rotodynamic radial compressor.....	109
7.6. Balance disk of a pump feeding steam boilers.....	112
7.7. Conclusions resulting from investigations on new constructions of the set of balance disks.....	114
<b>8. ALGORITHM FOR CALCULATIONS CONTROLLING A BALANCE DISK SYSTEM WITH PRESET MAIN DIMENSIONS..... 115</b>	
8.1. Assumptions concerning structural calculations of the balance disk.....	115
8.2. Axial force in a multi-stage centrifugal pump.....	116
8.3. Geometry of the face clearance.....	118
8.4. Dynamics of the flow through the face clearance.....	119
8.5. Compressive stresses in the elastomer fixing the thrust ring.....	121
8.6. Analysis of the frequency of vibrations of the thrust ring.....	121
8.7. Example of calculations of the construction of a disk with a flexible thrust ring....	122
8.8. Conclusions resulting from structural calculations.....	126
<b>9. IMPLEMENTATION, INVESTIGATIONS AND OBSERVATIONS IN SITU..... 128</b>	
9.1. Drum-disk in the DET-300 pump.....	129
9.2. Disk in an OW-250 pump, mounted on the shaft by means of an elastic element.....	130
9.3. Investigations of an OW-250 pump with a balance disk with a flexible thrust ring ...	131
9.4. Conclusions resulting from investigations of the implementation and exploitation.....	147
<b>A SUMMING UP AND FINAL CONCLUSIONS..... 148</b>	
<b>REFERENCES ..... 151</b>	
<b>ABSTRACT..... 157</b>	
<b>FROM THE AUTHOR..... 161</b>	

## SPIS OZNACZEŃ WAŻNIEJSZYCH WIELKOŚCI

$A$	- pole powierzchni, $m^2$ ,
$A_c = \pi(r_3^2 - r_2^2) \approx 2\pi r_m l_2$	- czołowa powierzchnia pierścieni ślizgowego i oporowego, $m^2$ ,
$A_2 = \pi(r_2^2 - r_1^2)$	- wewnętrzna czołowa powierzchnia tarczy, $m^2$ ,
$a, a_0, a_{\min}, a_{\max}, a_m = 0,5(a_{\min} + a_{\max})$	- szerokość szczeliny poprzecznej, ustalona szerokość, minimalna i maksymalna szerokość, średnia szerokość, m,
$B$	- grubość tarczy odciążającej, m,
$B_1, B_2$	- parametry równania (2.13), m, $N/m^2$ ,
$b$	- parametr równania (2.11) określony wzorem (2.9),
$b = \psi_1/\tau$	- stosunek bezwymiarowych wartości ciśnienia przed szczeliną wzdłużną i siły osiowej działającej na zespół wirujący,
$C$	- stała całkowania,
$c$	- parametr równania (2.11) określony wzorem (2.10), $N/m^2$ ,
$c, c_1, c_2$	- współczynniki tłumienia w ruchu kątowym, $Nms/rad$ ,
$D$	- średnia szerokość komory K2, m,
$d = 2r$	- średnica, m,
$e$	- mimośrodek szczeliny wzdłużnej, m,
$E$	- współczynnik sprężystości wzdłużnej (moduł Younga) materiału tarczy, $N/m^2$ ,
$F, F_{zm}$	- obliczona całkowita siła osiowa od ciśnienia działającego na tarczę odciążającą, zmierzona siła osiowa, N,
$F_0$	- siła od ciśnienia, działająca na pierścień ślizgowy, N,
$F_{2-3}, F_L$	- siła osiowa od ciśnienia działająca na pierścień ślizgowy, N, nośność łożyska pryzmatycznego, N,
$f, f^*$	- liczba tłumienia drgań kątowych pierścienia oporowego, ślizgowego, $s^{-1}rad^{-1}$ ,
$G$	- głębokość komory K2 przed tarczą odciążającą, m,
$g$	- przyspieszenie siły ciężkości, $m/s^2$ ,
$g_1, g_2$	- laminarna przepływność szczeliny wzdłużnej, poprzecznej, $m^4/kg$ ,
$g_1^*, g_2^*$	- turbulentna przepływność szczeliny wzdłużnej, poprzecznej, $m^{7/2}/kg$ ,
$H, H_n, H_{st}, H_p$	- wysokość podnoszenia pompy, nominalna wysokość podnoszenia pompy, wysokość podnoszenia stopnia pompy, przyrost wysokości ciśnienia statycznego w wirniku pompy, m,
$h$	- szerokość szczeliny wzdłużnej, m,
$i$	- liczba stopni pompy,
$J, J_0$	- moment bezwładności pierścienia ślizgowego lub oporowego względem osi poprzecznej, względem osi głównej, $kgm^2$ ,
$K$	- moduł sprężystości objętościowej cieczy, $N/m^2$ ,
$k$	- współczynnik sztywności kątowej podatnego mocowania pierścienia, $Nm/rad$ ,
$k_c$	- dopuszczalne naprężenie ściskające elastomeru, $N/m^2$ ,
$k^*$	- współczynnik sztywności podparcia łożyska dodatkowego osiowego, $N/m^2$ ,
$l_1, l_2 = r_3 - r_2$	- długość szczeliny wzdłużnej, poprzecznej, m,
$M, M_x, M_y$	- moment i składowe wektora momentu od ciśnienia w szczelinie poprzecznej, Nm,
$M_w$	- moment na wale pompy lub modelu, Nm,
$m$	- masa zespołu wirującego, kg,
$N, Nel$	- moc na wale pompy lub modelu, pobór mocy elektrycznej, W,
$N$	- prędkość obrotowa zespołu wirującego pompy, obr/min,
$n_{sQ}$	- kinematyczny wyróżnik szybkobieżności stopnia pompy, obr/min $m^{3/4} s^{-1/2}$ ,



$p_1$  - ciśnienie przed szczeliną wzdłużną,  $N/m^2=Pa$ ,  
 $p_2, p_3$  - ciśnienie w obszarze przed szczeliną i za szczeliną poprzeczną, Pa,  
 $p_s, p_t$  - ciśnienia w króćcach ssawnym i tłocznym pompy, Pa,  
 $p_z$  - ciśnienie zasilania, Pa,  
 $p, p_1, p_2, p_3, \Delta p_1=p_1-p_2, \Delta p_2=p_2-p_3$  - ciśnienie, ciśnienie na wlocie szczeliny wzdłużnej, poprzecznej, spadek ciśnienia w szczelinie wzdłużnej, poprzecznej, Pa,  
 $\Delta p=\Delta p_1+\Delta p_2$  - całkowity spadek ciśnienia w szczelinach układu odciążenia, Pa,  
 $\Delta p_{wl}, \Delta p_{sz}$  - wlotowy spadek ciśnienia w szczelinie, ciągły spadek ciśnienia w szczelinie, Pa,  
 $Q, Q_n$  - wydajność pompy, nominalna wydajność pompy,  $m^3/s$ ,  
 $q, q_{odc}$  - strumień, ustalony strumień przepływu przez szczeliny zespołu odciążenia,  $m^3/s$ ,  
 $r, \varphi, z$  - współrzędne cylindrycznego układu współrzędnych, m, rad, m,  
 $r_0$  - promień szczeliny uszczelniającej szyi wirnika, m,  
 $r_1, r_2, r_3$  - promień szczeliny wzdłużnej, promień wlotowy i promień wylotowy szczeliny poprzecznej, m,  
 $r_m=0,5(r_2 + r_3)$  - promień średni szczeliny poprzecznej, m,  
 $r_p$  - promień piasty wirnika pompy, m,  
 $r_w$  - promień zewnętrzny wirnika, m,  
 $r_{el}$  - promień wewnętrzny warstwy elastomeru, m,  
 $Re, Re_P, Re_C$  - liczba podobieństwa Reynoldsa, w przepływie Poiseuille'a, Couette'a,  
 $T$  - siła osiowa działająca na zespół wirujący pompy odśrodkowej wielostopniowej (bez odciążenia), N,  
 $t$  - czas, s, godz.,  
 $S$  - ugięcie sprężyny dodatkowego łożyska osiowego w stanie pracy ustalonej, m,  
 $s$  - operator różniczkowy,  $s^{-1}$   
 $s_m$  - ugięcie tarczy na promieniu średnim  $r_m$ , m,  
 $u=\omega r$  - prędkość obwodowa ścianki elementu zespołu wirującego, m/s,  
 $u$  - liczba uruchomień zespołu pompowego,  
 $u_m = \omega r_m$  - średnia prędkość obwodowa pierścienia ślizgowego, m/s,  
 $u_w = \omega r_w$  - prędkość obwodowa na zewnętrznym promieniu wirnika, m/s,  
 $U_j (j, i = 1, 2, 3)$  - składowe wektora prędkości w kartezjańskim układzie współrzędnych (obliczenia w T-F), m/s,  
 $v_n, v_\varphi, v_z$  - składowe wektora prędkości cieczy w cylindrycznym układzie współrzędnych, (oznaczenia użyte tylko w rozdziale 2), m/s,  
 $v_1,$  - osiowa średnia prędkość przepływu przez szczelinę wzdłużną,  
 $v_2$  - promieniowa średnia prędkość przepływu w przekroju wlotowym szczeliny poprzecznej, m/s,  
 $v_m$  - promieniowa średnia prędkość przepływu cieczy przez szczelinę poprzeczną na promieniu  $r_m$ , m/s,  
 $V=A_2G$  - objętość komory K2 przed tarczą odciążającą,  $m^3$ ,  
 $w_m$  - ugięcie tarczy na promieniu średnim  $r_m$ , m,  
 $w$  - stosunek szerokości szczeliny poprzecznej do jej wartości nominalnej,  
 $x, y, z$  - osie prostokątnego układu współrzędnych, m,  
 $x_j (j, i = 1, 2, 3)$  - współrzędne w układzie kartezjańskim (obliczenia w T-F), m,  
 $X_w$  - współczynnik siły osiowej stopnia pompy,  
 $X_0$  - współczynnik siły osiowej pierścienia ślizgowego,  
 $z$  - osiowe przemieszczenie zespołu wirującego, m,  
 $\alpha, \alpha_s, \alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \Delta\alpha$  - kąt przechyłu pierścienia, ślizgowego, oporowego, składowa kąta w płaszczyźnie  $Oxz$ , składowa kąta w płaszczyźnie  $Oyz$ , kąt zbieżności ścianek szczeliny poprzecznej, rad,

$\beta, \beta'$  - kąt przesunięcia fazowego: drgającego kąto pierścienia, osiowo drgającego zespołu wirującego, rad,  
 $\beta_w$  - kąt wylotowy łopatki wirnika, rad,  
 $\gamma$  - stosunek przepływności szczelin: wzdłużnej i poprzecznej,  
 $\Delta$  - amplituda drgań wzdłużnych zespołu wirującego,  
 $\Delta\alpha$  - amplituda drgań kątowych pierścienia, rad,  
 $\delta$  - współczynnik uwielokrotnienia amplitudy drgań,  
 $\varepsilon$  - stosunek długości szczeliny poprzecznej do jej promienia wewnętrznego,  
 $\varepsilon$  - wielkość dyssypacji energii w przepływie burzliwym (obliczenia w T-F),  $m^2/s^2$ ,  
 $\zeta$  - współczynnik straty wlotowej,  
 $\eta, \eta_h, \eta_h'$  - sprawność pompy, hydrauliczna sprawność pompy, hydrauliczna sprawność wirnika,  
 $\Theta = \vartheta l_2 / 2a_m$  - kąt dyfuzorowości lub konfuzorowości szczeliny, rad,  
 $\vartheta$  - kąt osiowosymetrycznego ugięcia tarczy, rad,  
 $\kappa = \alpha_s / \alpha_0$  - stosunek kątów przechyłu pierścienia ślizgowego i oporowego,  
 $\kappa_s$  - sztywność zespołu odciążenia  
 $\Lambda = l_2 / d_m$  - stosunek długości szczeliny poprzecznej do jej średnicy średniej,  
 $\lambda_1, \lambda_2$  - współczynnik oporu ciągłego w przepływie przez szczelinę wzdłużną, poprzeczną,  
 $\mu$  - lepkość dynamiczna, kg/ms,  
 $\mu_r$  - dynamiczna lepkość turbulentna (obliczenia w T-F), kg/ms,  
 $\nu = \mu / \rho$  - lepkość kinematyczna,  $m^2/s$ ,  
 $\xi$  - współczynnik udziału wlotowego spadku ciśnienia do szczeliny,  
 $\Pi$  - stosunek siły od ciśnienia do siły sprężystości,  
 $\rho$  - gęstość pompowanej cieczy,  $kg/m^3$ ,  
 $\varsigma$  - liczba tłumienia drgań wzdłużnych,  
 $\sigma$  - stosunek powierzchni,  
 $\tau$  - siła osiowa w zespole wirników pompy w postaci bezwymiarowej,  
 $\Phi$  - siła osiowa w układzie odciążenia, w postaci bezwymiarowej,  
 $\varphi_M$  - kąt przesunięcia osi pochylenia pierścienia ślizgowego względem oporowego, rad,  
 $\varphi_m, \varphi_M', \varphi_0$  - kąt płaszczyzny symetrii szczeliny poprzecznej, kierunek wektora momentu, kąt między osiami przechyłu pierścienia, rad,  
 $\chi$  - siła reakcji sprężystego oparcia łożyska wzdłużnego w postaci bezwymiarowej,  
 $\psi = \Delta p / p_n$  - stosunek sumy spadków ciśnienia w szczelinach do ciśnienia nominalnego  $p_n$ ,  
 $\Omega$  - stosunek średniej prędkości wirowania cieczy w szczelinie do prędkości kątowej tarczy,  
 $\omega_0$  - częstotliwość drgań własnych pierścienia, rad/s,  
 $\omega$  - częstotliwość drgań osiowych zespołu wirującego,  $s^{-1}$ ,  
 $\omega = \pi n / 30$  - prędkość kątowa zespołu wirującego pompy, rad/s,  
 $\omega_c$  - średnia prędkość kątowa wirowania cieczy,  $s^{-1}$ ,  
 $\tilde{\omega}$  - prędkość kątowa układu współrzędnych (obliczenia w T-F),  $s^{-1}$



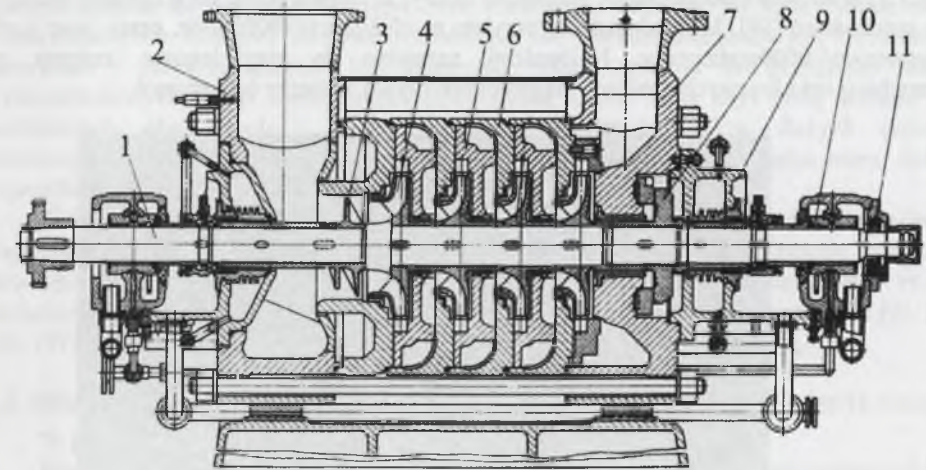
## 1. WPROWADZENIE I TEZY PRACY

W pierwszym rozdziale opisano aspekty eksploatacyjne, konstrukcyjne i fenomenologiczne dotyczące węzła konstrukcyjnego, będącego przedmiotem badań opisanych w niniejszej pracy. Przedstawiono argumenty przemawiające za potrzebą podjęcia niniejszej tematyki. Zdefiniowano tezy pracy, która mogła być zrealizowana dzięki środkom finansowym przyznanych przez KBN w ramach Grantu Nr 8 T07B 006.

### 1.1. Uzasadnienie podjęcia tematu pracy

Pompy krętne są podstawowymi i najbardziej rozpowszechnionymi maszynami przepływowymi [5]. Rozpoczynający się w połowie XIX stulecia dynamiczny rozwój konstrukcji pomp krętnych wiąże się z wynalezieniem i rozpowszechnieniem szybkoobrotowych napędów, jakimi są silniki elektryczne. Głównie potrzeby górnictwa i energetyki powodują konieczność uzyskiwania przez pompy coraz wyższych parametrów a szczególnie wysokości podnoszenia. Odpowiedzią konstruktorów-mechaników na te potrzeby było opracowanie pompy odśrodkowej wielostopniowej. W pompach tych występują bardzo duże siły osiowe, których równoważenie jest możliwe praktycznie tylko za pomocą tarcz odciążających. Wynika to z programów produkcyjnych fabryk pomp odśrodkowych wielostopniowych wysokociśnieniowych jak też z podstawowej literatury przedmiotu [13] [27], [76], [90], [93], [117], [119], [122].

W rezultacie tarcza odciążająca stanowi od prawie stu lat charakterystyczny węzeł konstrukcyjny średnio- i wysokociśnieniowych pomp odśrodkowych wielostopniowych. Tarcza odciążająca została opatentowana w 1912 roku przez brytyjską firmę Mather & Platt Ltd., dla której wykonał również wiele innych projektów Osborne Reynolds (1842-1912), profesor Uniwersytetu im. św. Andrzeja w Manchesterze. Tarcza odciążająca równoważy siłę osiową zmniejszając równocześnie ciśnienie przed dławnicą od strony tłocznej pompy. Typową konstrukcję pompy odśrodkowej wielostopniowej z tarczą odciążającą przedstawia rys.1.1.



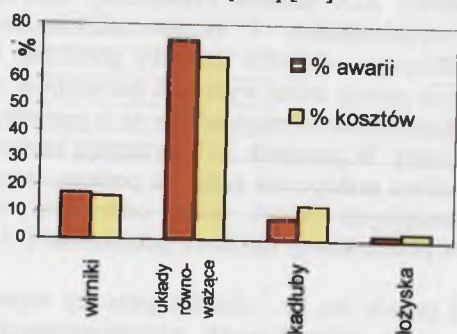
Rys. 1.1. Pompa odśrodkowa wielostopniowa, pozioma, typu PEA-850-65, do zasilania kotłów parowych [117]; 1 - wał, 2 - kadłub napływowy, 3 - wirnik wstępny, 4 - wirnik, 5 - kierownica łopatkowa, 6 - kadłub członowy, 7 - kadłub tłoczny, 8 - tarcza odciążająca, 9 - kadłub odciążenia, 10 - promieniowe łożysko ślizgowe, 11- osiowe łożysko toczne.

Fig. 1.1. Multistage horizontal centrifugal feed pump, type PEA-850-65 [117]; 1 - shaft, 2 - inlet body, 3 - entry impeller, 4 - impeller, 5 - guide vanes, 6 - stage body, 7 - outlet body, 8 - balance disk, 9 - balance body, 10 - radial slide bearing, 11 - axial roll bearing

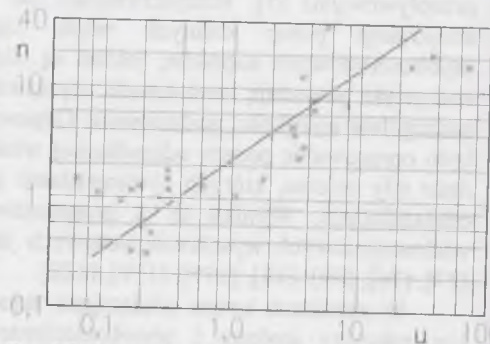


Praca tego wężła konstrukcyjnego, przy bardzo dużych obciążeniach mechanicznych związanych ze spadkiem ciśnienia w szczelinach równym prawie całkowitemu jego przyrostowi w pompie i z siłą osiową równą sumarycznej sile działającej na zespół wirujący pompy powoduje, że jest on zagrożony nadmiernie szybkim zużyciem eksploatacyjnym, a także uszkodzeniami związanymi z błędami obsługi [42].

Przeprowadzone przez jedno z niemieckich towarzystw ubezpieczeniowych kilkunastoletnie obserwacje eksploatacji 55 pomp zasilających kotły parowe wykazały, że: dominująca liczba awarii tych maszyn, czyli 74,3% dotyczyła zespołu odciążenia, z czym wiązało się 67,1% kosztów napraw. Na wykresie (rys.1.2) przedstawiono udziały awarii istotnych elementów pomp [18].



Rys. 1.2. Procentowe udziały uszkodzeń elementów pomp i kosztów ich naprawy  
Fig. 1.2. Percentage of defects of the respective elements of the pump and of the cost of repair



Rys. 1.3. Zależność liczby awarii od liczby uruchomień pomp  
Fig. 1.3. Dependence of the number of failures on the number of operating pumps

Istnieje wyraźna zależność między liczbą rozruchów a liczbą awarii. Na wykresie (rys.1.3) przedstawiono zależność względnej liczby „n” awarii pomp od względnej liczby „u” ich uruchomień [18]. Jako odniesienie przyjęto  $n_m=0,8$ awarii/10000godz. pracy oraz  $u_m=255$  uruchomień/10000godz.pracy. Najbardziej narażone na przyspieszone zużycie przy rozruchach oraz losowych zanikach ciągłości przepływu są tarcze odciążające.



Rys. 1.4. Pierścienie tarczy odciążającej po awarii spowodowanej błędem rozruchowym [42]  
Fig. 1.4. Balance disk rings after a failure due to incorrect starting [42]

Na zdjęciu (rys.1.4) pokazano pierścienie tarczy odciążającej zniszczone w ciągu 90 sekund od rozruchu pompy przy pustym rurociągu tłocznym. Popełniono podstawowy błąd opisany w cytowanym artykule [42]. Drobniejsze nieprawidłowości w rozruchach pompy nie muszą powodować takich awarii lecz częściowe efekty, systematycznie pogarszające jej stan techniczny [47].

Również obserwacje eksploatacji pomp OW-250/10 głównego odwadniania kopalń wykazały istotny wpływ liczby i sposobów rozruchu na zużycie pierścieni tarcz odciążających. Zespół odciążenia siły osiowej jest najbardziej wrażliwy na [18], [47]:

- niedokładności w wykonaniu i montażu jego elementów,
- niedokładne odpowietrzenie przy rozruchach,
- obciążenia dynamiczne związane z rozruchem i i zbyt szybką zmianą wydajności,
- przekraczanie minimalnej i maksymalnej wydajności pompy,
- zanieczyszczenia mechaniczne w pompowanej wodzie,
- niedokładności w odgazowaniu pompowanej wody lub napowietrzenie jej przez źle pracujące dławnice.
- zbyt niskie ciśnienie na wylocie z odciążenia.

Zalecenia towarzystw ubezpieczeniowych [18], dotyczące nadzoru nad parametrami pracy pomp, w dużej mierze dotyczą ochrony zespołu odciążenia.

Osobnym tematem jest dobór tworzyw konstrukcyjnych na elementy tworzące szczeliny wzdłużne i poprzeczne. Podstawowa zasada przeciwdziałania zatarciu polega na zróżnicowaniu twardości. Należy wykonywać pierścienie stały z podatniejszego na ścieranie materiału. W typowych konstrukcjach przyjmuje się twardość pierścienia ślizgowego 62-65HRC a oporowego 55-59HRC. Na przykład dobre wyniki dało zastosowanie w pompach zasilających na pierścienia ślizgowej stali 4H13, a na pierścieniach oporowych H18 [9].

Mimo problemów związanych z eksploatacją pomp odśrodkowych z tarczą lub bębniem i tarczą odciążającą konstrukcja taka jest trudna do zastąpienia. Duże fabryki pomp sporadycznie podejmowały produkcję pomp ze ślizgowym łożyskiem osiowym, np. do hydrotransportu, ale wycofywano się z tych rozwiązań, stawiając na symetryczne układy dwustrumieniowe. Łożysko ślizgowe przenoszące siłę kilkudziesięciu kN jest konstrukcją o gabarytach przekraczających 1/4 gabarytów samej pompy. W przypadku dużych szybkoobrotowych pomp wielostopniowych łożyska toczne mają zbyt małą nośność przy prędkościach obrotowych i siłach osiowych występujących w dużych pompach wielostopniowych. Konstrukcja wysokociśnieniowych dławnic też jest trudna mimo dużego, szczególnie w ostatnich latach, jej rozwoju [12].

Autor zajmując się od kilkudziesięciu lat konstrukcją, modernizacjami, pomiarami, eksploatacją i diagnostyką pomp odśrodkowych wielostopniowych, przede wszystkim głównego odwadniania kopalń, również stwierdził, że węzeł konstrukcyjny zespołu odciążenia siły osiowej jest najbardziej niewralgicznym elementem tych maszyn [9], [18], [42], [47]. Dlatego uznano, że uzasadnione są dalsze prace nad tą konstrukcją.

## 1.2. Siła osiowa w stopniu pompy odśrodkowej i sposoby jej równoważenia w pompach odśrodkowych wielostopniowych

Bogata literatura dotyczy metod obliczeń sił osiowych w pompach odśrodkowych:[26], [27], [37], [76], [93], [117], [122]. Tutaj krótko omówiono istotę występowania tej siły. Z cech konstrukcyjnych i parametrów pracy stopnia pompy odśrodkowej (rys.1.5) wynika rozkład ciśnienia wokół wirnika i działająca nań siła osiowa T.

Dla nominalnej wydajności pompy siłę osiową T można obliczyć za pomocą wzoru wynikającego z analizy wymiarowej:

$$T = iX_w H_{st} d_w^2 \rho g \quad (1.1)$$



$X_w$  - współczynnik, którego orientacyjną wartość dla pomp odśrodkowych pompujących zimną wodę można określić np. wzorem [76]:

$$X_w = n_{sN} = 3,65n_q, \quad (1.2)$$

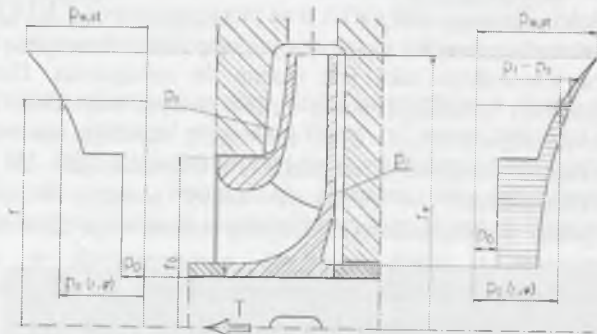
w którym:  $n_q$  - kinematyczny wyróżnik szybkobieżności stopnia pompy:

$$n_q = n \frac{Q^{1/2}}{H_{st}^{3/4}} \quad (1.3)$$

Ponadto praktyczny jest też wzór uwzględniający powierzchnię czołową wlotu wirnika [122], [119]:

$$T = iX_w' \pi (r_0^2 - r_p^2) H_{st} \rho g = iA_0 H_{st} \rho g \quad (1.4)$$

Wartość współczynnika siły osiowej dla pomp wielostopniowych autorzy pracy [119] proponują dla  $n_q < 17$  przyjmować  $X_w' = 0,6$  a dla  $17 < n_q < 55$  odpowiednio  $X_w' = 0,6$ . Natomiast autor pracy [122] podaje dla konkretnych typów pomp do zasilania kotłów parowych wartości współczynnika  $X_w'$  od 0,65 do 0,9 i większe. Współczynnik ten jest zależny od szeregu cech konstrukcyjnych i parametrów pracy stopnia pompy, takich jak: średnica piasty, średnica szczeliny uszczelniającej szyję wirnika, reakcyjność wirnika, przepływ powrotny dośrodkowy przed wirnikiem i odśrodkowy za wirnikiem (z wyjątkiem ostatniego stopnia).



Rys. 1.5. Rozkłady ciśnienia w stopniu pompy odśrodkowej  
Fig. 1.5. Pressure contribution in the centrifugal pump stage

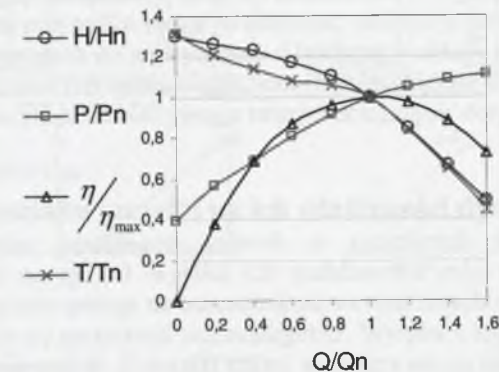
Również sprawność pompy ma wpływ na siłę osiową. Przy tych samych parametrach pracy siła osiowa w pompie o mniejszej sprawności jest większa.

W pracy [96] przedstawiono wyniki pomiarów siły osiowej w małej pompie do zasilania kotłów parowych. Wykonano też obliczenia tej siły ośmioma wzorami zaczerpniętymi z cytowanej literatury. Zmierzona siła była jeszcze o 60% większa od największej obliczonej. Przyczyny takiej rozbieżności autorzy upatrują w niewspółosiowości wirników i kierownic.

Autor niniejszej monografii wykonał ekspertyzę dotyczącą awarii łożysk wzdłużnych pompy OWB-250/10, pracującej w układzie głównego odwadniania KWK Zabrze [36]. Mimo symetrycznego układu przepływowego przenoszące siłę resztkową skośne łożyska wzdłużne o nośności 120kN uległy zniszczeniu po kilkudziesięciu minutach pracy. Autor dokonał pomiaru temperatury tych łożysk. Od momentu rozruchu do stanu pracy ustalonej po kilkunastu minutach temperatura łożysk ustaliła się i miała wartość ok. 220°C. Jedno z łożysk

miało temperaturę o około kilkanaście stopni niższą (czyli nagrzewało się od drugiego). Zamykanie zasuw przed wyłączeniem pompy spowodowało dalszy wzrost temperatury łożysk. Wskazało to na związek obciążenia łożysk z resztkową siłą od ciśnienia, działającą na wirniki pompy. Prawdopodobnie brak rzeczywistej symetrii w układzie przepływowym, a szczególnie niewspółosiowość wylotów wirników z wlotami kierownic odśrodkowych był przyczyną problemu. Dopiero wymiana kierownic odśrodkowych na mające zaokrąglone krawędzie wlotowe tarcz spowodowała jego wyeliminowanie.

Przykład zależności zmierzonego przebiegu siły osiowej od wydajności pompy wielostopniowej pokazano obok pozostałych jej charakterystyk na wykresie (rys.1.6). Pomiary były przeprowadzone w Laboratorium Maszyn Hydraulicznych WSI w Pecu na Węgrzech [34]. Widać, że siła osiowa T ma podobny przebieg do wysokości podnoszenia H, a więc przyjmowanie w dalszych analizach stałej proporcji między tymi wielkościami jest uzasadnione.



Rys. 1.6. Bezwymiarowe charakterystyki pompy odśrodkowej trójstopniowej i względny napór osiowy [34]  
Fig. 1.6. Dimensionless characteristics of a three-stage centrifugal pump and the relative axial thrust [34]

W pompach głównego odwadniania kopalń siły osiowe w jednym stopniu osiągają 10-30kN. W stopniach średniej wielkości pomp do zasilania kotłów parowych siła osiowa ma 25-80kN. W największych wyprodukowanych na świecie wielostopniowych pompach odśrodkowych siła osiowa osiąga do 500kN/stopień [27].

### 1.3. Konstrukcje tarcz i bębnow-tarcz równoważących siły osiowe w pompach odśrodkowych wielostopniowych

W pompach wielostopniowych można siłę osiową zrównoważyć [1], [48]: za pomocą tarczy (rys.1.7.a), bębna (rys.1.7.b) lub bębna-tarczy ze szczeliną wzdłużną przed tarczą (rys.1.7.c) i ze szczeliną wzdłużną za tarczą (rys. 1.7.d).

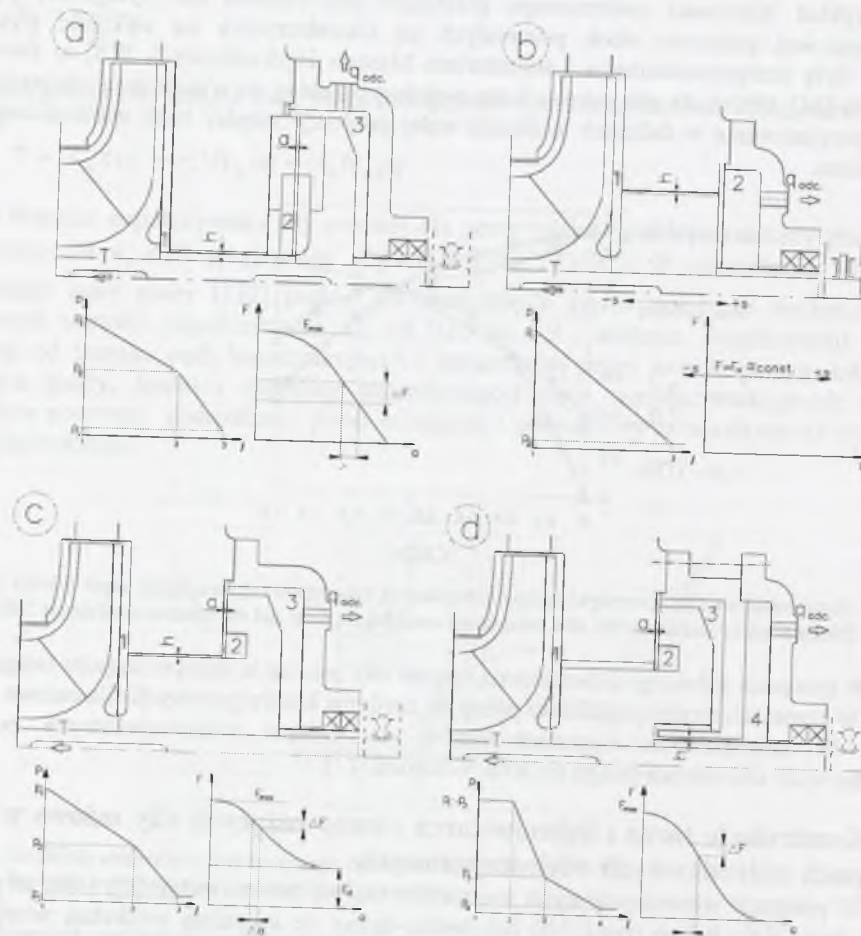
Na rysunkach 1.7.a,b,c,d przedstawiono też dla pokazanych węzłów konstrukcyjnych przebiegi ciśnienia wzdłuż długości  $l$  szczelin oraz zależności między przesunięciem zespołu wirującego a siłą osiową. W zespole odciążenia całkowite ciśnienie z za ostatniego wirnika jest zredukowane do poziomu ciśnienia wlotowego do pompy. Dławnica tłoczna pracuje przy tym zredukowanym ciśnieniu. Jest to jedna z podstawowych zalet tych rozwiązań.

W tarczy odciążającej siła  $F$  równoważąca siłę osiową  $T$ , działającą na wirniki pompy, jest wynikiem różnicy ciśnień działających na przednią i tylną powierzchnię tarczy lub zespołu bębna i tarczy. W stanie pracy ustalonej siła równoważąca  $F$  działająca na tarczę równa się sile osiowej  $T$  i samoczynnie zmienia się wraz z jej zmianą.

Wzrost siły osiowej powoduje zmniejszenie szczeliny poprzecznej i wzrost ciśnienia przed tarczą. Zmniejszenie siły osiowej powoduje zwiększenie szczeliny i obniżenie ciśnienia



przed tarczą. Efekty dynamiczne związane ze stanami przejściowymi mogą powodować wystąpienie tarcia suchego w szczelinie poprzecznej. W wysokociśnieniowych pompach, przeznaczonych do pracy ze zmienną wydajnością, obok tarczy odciążającej stosuje się podatnie osadzone łożysko wzdłużne. Jego zadaniem jest ograniczenie przemieszczeń osiowych zespołu wirującego w stanach przejściowych, szczególnie w czasie rozruchu. Dynamikę zespołu wirującego pomp wielostopniowych opisano między innymi w pracach: [17], [23], [69], [115].



Rys. 1.7. Konstrukcje zespołu odciążenia pomp wielostopniowych i charakterystyczne dla nich rozkłady ciśnienia wzdłuż długości  $l$  szczelin oraz zależności siły odciążającej od przesunięcia zespołu: a) tarcza odciążająca, b) bęben odciążający, c) bęben – tarcza ze szczeliną wzdłużną przed tarczą, d) bęben – tarcza ze szczeliną wzdłużną za tarczą

Fig. 1.7. Constructions of the counterbalance unit of multistage pumps and their characteristic pressure distribution along the length  $l$  of the clearance and the dependence of the balance force on the shift of the unit: a) balance disk, b) balancing drum, c) drum - disk with a longitudinal clearance ahead of the disk, d) drum - disk with a longitudinal clearance behind the disk

Bęben odciążający (rys.1.7.b) zawsze musi współpracować z łożyskiem wzdłużnym. Siła ciśnienia działająca na bęben przenosi całkowitą siłę osiową przy wydajności pompy zbliżonej do nominalnej. Jednakże prawie zawsze istnieje siła resztkowa, którą trzeba zrównoważyć, a labilny zespół osiowy wymaga ustalenia położenia przez łożysko osiowe.

Pompy z bębnem odciążającym wykonuje się jako średnociśnieniowe, np. jako pompy sieciowe. Wówczas ich własności eksploatacyjne są dobrze wykorzystane.

Konstrukcja bębna – tarczy pozwala na połączenie własności ruchowych obu rozwiązań. Ponieważ bęben przenosi istotną część siły, więc średnica tarczy może być mniejsza. Zmniejszenie przenoszonej siły przez samą tarczę powoduje możliwość zwiększenia szerokości szczeliny poprzecznej. Szczelina wzdłużna może być usytuowana przed lub za szczeliną poprzeczną. To drugie rozwiązanie może nieznacznie wydłużyć konstrukcję pompy. Jego zaletą jest wyższe ciśnienie na wylocie ze szczeliny poprzecznej i ograniczenie możliwości wystąpienia w niej kawitacji. Jednakże precyzja wykonania szczeliny wzdłużnej w tym węźle konstrukcyjnym istotnie wpływa na strumień wypływu z zespołu odciążenia i parametry pracy tych pomp [9].

Ponadto siły osiowe w pompach odśrodkowych wielostopniowych można równoważyć przez zastosowanie symetrycznych układów hydraulicznych; równoległych i posobnych. Układy te wymagają znacznie większej dokładności w wykonaniu elementów i w montażu pompy. W innym przypadku mogą powodować problemy, których przykład wyżej opisano. W rezultacie w pompach do najwyższych ciśnień takie układy są wypierane przez różne typy konstrukcji z tarczami lub bębnami-tarczami równoważącymi napór osiowy.

Obliczeń węzła konstrukcyjnego tarczy odciążającej dotyczą też liczne publikacje, np. [25], [37], [122].

#### 1.4. Wpływ kształtu szczelin na ich właściwości dynamiczne

Z wykresów przebiegów ciśnień w szczelinach wzdłużnych i poprzecznych przedstawionych na rys.1.7 wynika ich podstawowa rola w pracy zespołu odciążenia. Ogólniej rola szczelin polega na uszczelnieniu wewnętrznych elementów wirujących pompy, od którego zależy jej sprawność wolumetryczna. Wynika z tego, że szczeliny powinny mieć jak najmniejszą szerokość. Z drugiej strony szczeliny nie są osiowoosymetryczne i minimalna ich szerokość jest ograniczona niedokładnościami wykonania elementów pompy oraz dynamiką zespołu wirującego. W pompach wirowych są stosowane szczeliny wzdłużne, poprzeczne i skośne. Szczeliny skośne nie występują w zespołach odciążających siły osiowe i w niniejszej pracy zostały pominięte.

Na skutek ugięcia wału zarówno statycznego jak i dynamicznego występuje błąd równoległości i mimośrodkowość szczelin wzdłużnych oraz bicie czołowe powierzchni szczelin poprzecznych. Odskształcenie tarcz odciążających pod wpływem sił ciśnienia powoduje dyfuzorowość szczeliny. Szybkie zmiany wydajności pompy powodują dynamiczne zmiany siły osiowej i przemieszczenia zespołu wirującego.

W poprawnie pracujących szczelinach wzdłużnych i poprzecznych powinno występować tarcie płynne. Wystąpienie w szczelinie przepływu mieszanego wiąże się z tarciami suchymi. Konsekwencją jest dotarcie lub zatarcie. Gdy tarcie spowoduje korektę wymiaru i powstanie luzu, to zagrożenie awarią jest zażegnane. Gdy element wirujący mimo wycierania ścianek napiera i tarcie nie zmniejsza się, to ilość ciepła wytwarzanego może być większa od ciepła odprowadzanego. Wzrost temperatury może nadtopić i sczeplić współpracujące elementy pompy.

##### 1.4.1. Szczeliny wzdłużne

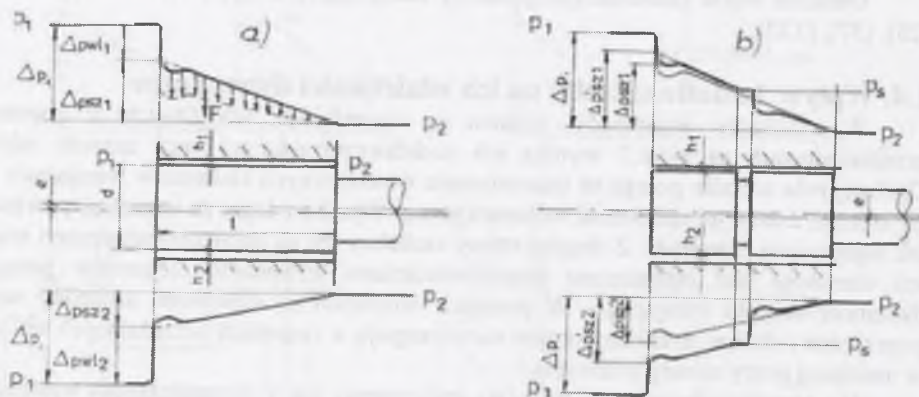
Szczeliny wzdłużne w przeciętnych pompach wielostopniowych wykonuje się o szerokościach do 0,3 mm. W pompach dobrej klasy wykonuje się je w granicach 0,2 mm. Pompy o najwyższych parametrach wymagają dużej precyzji wykonania i szerokość szczelin powinna być  $< 0,2\text{mm}$ . W pompach zasilających kotły parowe szczeliny uszczelniające szyje wirników wykonuje się 0,15-0,17 mm. Dla ułatwienia stosuje się wówczas indywidualny dobór elementów (pierścieni uszczelniających do wirników).



W praktyce szczeliny zawsze mają pewną mimośrodowość i nierównoległość powierzchni ścianek. Powoduje to asymetryczny rozkład ciśnienia w szczelinie.

Na rysunku 1.8a pokazano szczelinę wzdłużną o mimośrodowości  $e$ . Asymetria szczeliny powoduje zmienność ciśnienia wzdłuż jej obwodu. Efektem tego jest promieniowa siła  $F_R$  zwana siłą Łomakina. Siła ta w szczelinie o równoległych ściankach i w szczelinie konfuzorowej działa centrująco. W szczelinie dyfuzorowej może mieć kierunek przeciwny.

Obok siły spowodowanej różnymi przebiegami spadku ciśnienia wzdłuż szczeliny w szczelinie mimośrodowej występuje efekt klina smarnego jak w łożysku ślizgowym, który zależy od lepkości pompowanej cieczy i gradientu prędkości. W pompach wysokociśnieniowych dla wody i kondensatu, przy dużych spadkach w szczelinie wzdłużnej, dominuje siła Łomakina. W rezultacie szczelina wzdłużna może się zachowywać jak quasi-łożysko. Wartość promieniowej siły centrującej w szczelinie wzdłużnej zależy od geometrii szczeliny i od spadku ciśnienia. Siły poprzeczne w szczelinach wzdłużnych przeciwdziałają ugięciu zespołu wirującego oraz zwiększają jego krytyczną prędkość obrotową [112]. Bogata literatura mają obliczenia teoretyczne przez szczeliny wzdłużne, np: [21], [30], [56], [92], jak i analiza wpływu ich geometrii na własności dynamiczne pomp wirowych odśrodkowych, np: [56], [73], [81], [112].



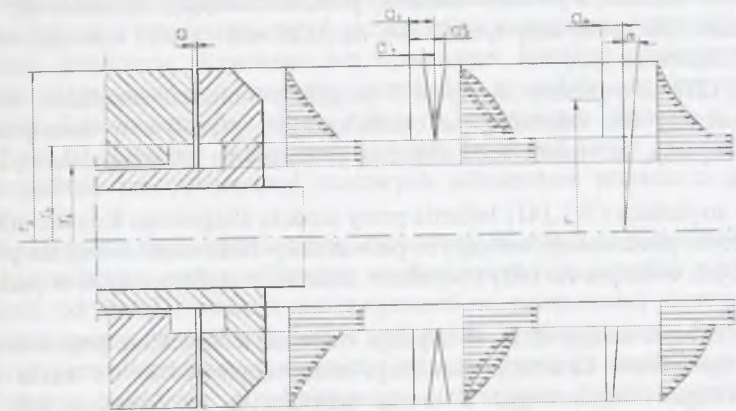
Rys. 1.8. Szczeliny wzdłużne; a) gładka, b) z labiryntem  
Fig. 1.8. Longitudinal clearances: a) smooth, b) with a labyrinth

#### 1.4.2. Szczeliny poprzeczne

Szczelina poprzeczna stanowi istotny element układów przepływowych maszyn hydraulicznych, szczególnie tarcz odciążających (rys.1.9), uszczelnień szyj wirników pomp jednostopniowych, szczególnie do cieczy zanieczyszczonych, jak również uszczelnień czołowych. Podobnie jak w przypadku szczelin wzdłużnych, w rzeczywistych maszynach szerokość szczelin poprzecznych jest zmienna wzdłuż obwodu. Wynika to z tolerancji wykonania zespołu odciążenia jak i całej pompy oraz efektów dynamicznych występujących w czasie jej pracy. O ile w tarczach odciążających i uszczelnieniach szyj wirników w większości przypadków występują przepływy turbulenty lub przejściowe, to w ślizgowych uszczelnieniach czołowych mamy z reguły do czynienia z przepływem granicznym, mieszanym lub laminarnym [64].

Pomiar rozkładu ciśnienia w szczelinie poprzecznej z założonym biciem czołowym może być dokonany w ograniczonym zakresie jej wymiarów i parametrów. Szczególnie trudno uzyskać w czasie wirowania pierścienia ślizgowego kontrolowaną szerokość szczeliny w zakresie  $<0,1\text{mm}$ . Również wielkość spadków ciśnienia jest ograniczona sztywnością tarczy. Z tego wynika zakres parametrów, a szczególnie średnich szerokości szczelin i

spadków ciśnień przyjętych np. w pracach [33], [62], [98]. W tarczach odciążających pomp odśrodkowych wielostopniowych, np. do zasilania kotłów parowych, spadek ciśnienia w szczelinie poprzecznej może być rzędu 10MP przy szerokości szczeliny  $a < 0,2\text{mm}$ .



Rys. 1.9. Rozkłady ciśnienia w szczelinie poprzecznej  
Fig. 1.9. Pressure contribution in the face clearance

W zasadzie aktualny poziom technologii umożliwia wykonanie powierzchni czołowych pierścieni ślizgowego i oporowego z pomijalnym błędem płaskości i gładkości. Badania eksploatacyjne wykazały, że erozja ścianek szczeliny nawet o kilka mm, przy odpowiednim różnicowaniu twardości materiałów pierścieni, nie pogarsza tych cech geometrycznych. Również pomijalny jest nawet znaczny błąd współosiowości, czyli mimośrodowości pierścieni, którą należy odnosić do długości szczeliny. Znaczącym dla przepływu, a szczególnie rozkładu ciśnienia w szczelinie poprzecznej, błędem jej geometrii jest zbieżność wynikająca z bicia czołowego obydwu powierzchni. Wynika on z tolerancji łańcuchów wymiarowych pierścienia ślizgowego względem osi wału, pierścienia oporowego względem osi kadłuba jak też współosiowości wału i kadłuba pompy.

Wpływ na to mają też strzałka ugięcia i precesja zespołu wirującego. Praktycznie błąd równoległości ścianek szczeliny poprzecznej zespołu odciążenia jest nieunikniony. Doświadczenia eksploatacyjne wykazują, że minimalna szerokość szczeliny np. w zespole tarczy odciążającej pompy zasilającej kotła powinna się mieścić w zakresie [48], [122]:

$$a_{\min} = (0,8 + 1,2)10^{-3} r_3, \quad [\text{mm}] \quad (1.5)$$

Podstawowe obliczenia konstrukcyjne zespołu tarczy lub bębna - tarczy odciążającej polegają na określeniu takich jego wymiarów, przy których przejmie on założoną siłę  $T=F$  z najmniejszymi łącznymi stratami objętościowymi i tarcia, przy zachowaniu założonej minimalnej szerokości  $a \geq a_{\min}$  szczeliny poprzecznej. Wiąże się z tym konieczny przepływ przez tę szczelinę, stanowiący zarazem element straty objętościowej pompy, który w przypadku zastosowania sztywno mocowanych pierścieni wynosi od 2 do 5% jej wydajności nominalnej.

Zatarciom pierścieni, spowodowanym ich losowym kontaktem, przeciwdziała się przez zastosowanie par materiałów, które nie mają tendencji do zacierania. Pierścień oporowy wykonuje się z bardziej miękkiego tworzywa konstrukcyjnego, gdyż jego dotarcie powoduje pożądaną korektę wymiarów szczeliny. Szczelinę poprzeczna i przebiegi ciśnienia wzdłuż niej pokazano schematycznie na rys. 1.9.

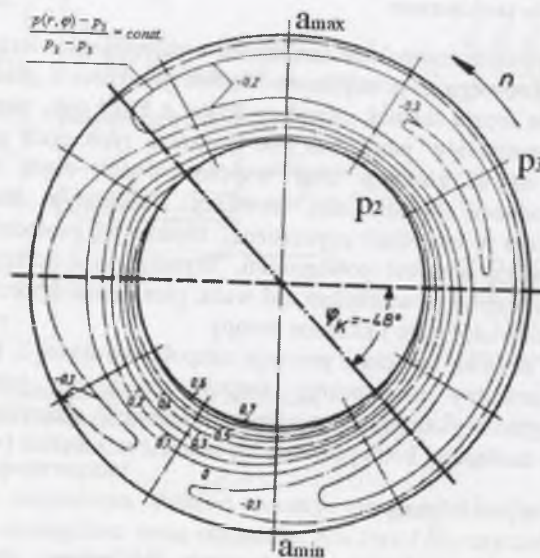


Na rysunku 1.10 przytoczono zmierzony przez G. Kosynę [62] rozkład ciśnienia w szczelinie poprzecznej przy przepływie odśrodkowym. Z pomiarów rozkładu ciśnienia w szczelinie poprzecznej, mającej płaskie nierównoległe ścianki, wynika, iż występujące w niej asymetryczne pole ciśnień wywołuje moment przeciwdziałający stykaniu się ścianek. Pomiarów dokonano dla:  $r_2=80\text{ mm}$ ,  $r_3=140\text{ mm}$ ,  $a_m=0,25\text{ mm}$ ,  $\Delta a=0,1\text{ mm}$ ,  $\Delta p_2=0,46\text{ bar}$ ,  $q=0,87\text{ l/s}$ ,  $n=2820\text{ obr/min}$  [62].

W pracy [122] przytoczono algorytm i przykłady obliczeń rozkładów ciśnień w szczelinie poprzecznej dla odśrodkowych turbulentnych przepływów samopodobnych. Również z nich wynika, że moment od ciśnienia w szczelinie przeciwdziała stykaniu się ścianek szczeliny.

Opisane w artykułach [39], [41] badania pracy modelu ślizgowego łożyska osiowego z wahliwie podpartym pierścieniem wirującym potwierdziły efekt oczekiwany na podstawie pomiarów opisanych w rozprawie [62] i wyników obliczeń przedstawionych w podręczniku [122].

Należy też zwrócić uwagę na to, iż depresja ciśnienia w szczelinie poprzecznej może być powodem wystąpienia kawitacji. Kawitacja może doprowadzić do tarcia suchego pierścieni ślizgowego i oporowego, a erozja kawitacyjna przyspieszać ich zużycie eksploatacyjne.



Rys. 1.10. Zmierzony rozkład ciśnienia w szczelinie poprzecznej [62]  
Fig. 1.10. Measured pressure contribution in the face clearance [62]

### 1.5. Cele i tezy pracy

Duże lub bardzo duże spadki ciśnienia w szczelinach tarczy i bębna-tarczy odciążającej są przyczyną przekonania wśród konstruktorów pomp, że przepływy występujące w tych szczelinach są turbulentne. Rzeczywiście często tak jest, jednakże analizy ilościowe wykazują, że liczby Reynoldsa w tych przepływach w pompach do cieczy o lepkości zbliżonej do lepkości wody zimnej nie przekraczają w sposób istotny wartości dla strefy przejściowej.

Przejście w strefę laminarną jest możliwe przez zmniejszenie średnicy tarczy odciążającej, lecz jest ograniczone koniecznością zachowania odpowiedniej szerokości szczeliny poprzecznej. Zmniejszenie średnicy tarczy powoduje przed nią wzrost ciśnienia.

Wzrasta wysokość spadku ciśnienia w szczelinie poprzecznej i maleje spadek ciśnienia w szczelinie wzdłużnej. Bariere stanowi dyspozycyjna wysokość ciśnienia na wlocie do szczeliny wzdłużnej. Przejściu w strefę przepływów laminarnych sprzyja związany z tym istotny wzrost współczynnika oporu przepływu przez szczelinę poprzeczną.

Zmniejszenie bezpiecznej szerokości szczeliny poprzecznej jest możliwe przez podatne mocowanie pierścienia ślizgowego lub oporowego. Rozkład ciśnienia w płaskociennej szczelinie poprzecznej o zmiennej szerokości wywołuje moment przeciwdziałający kontaktowi ścianek szczeliny. Przy podatnym mocowaniu jednego z pierścieni tarczy odciążającej w szczelinie poprzecznej powinno wystąpić tarcie płynne, mimo iż łączna nieprostopadłość ich powierzchni czołowych kilkakrotnie przekracza średnią szerokość szczeliny.

W przypadku zastosowania cieczy zaporowej, tłoczonej do szczeliny poprzecznej przez zamek hydrauliczny, można całkowicie wyeliminować rolę szczeliny wzdłużnej. Wówczas niezależnie od ilości i rodzaju zanieczyszczeń w pompowanej cieczy erozja szczeliny poprzecznej tarczy odciążającej będzie całkowicie wyeliminowana. Podatność pierścienia ślizgowego pozwoli zredukować strumień cieczy zaporowej do niezbędnego minimum.

Efektom wdrożenia przedmiotowego rozwiązania konstrukcyjnego powinno być obniżenie strat objętościowych w zespole odciążenia do <1% wydajności pompy oraz strat tarcia tak, by łączne straty mieściły się w zakresie 1 do 1,5% mocy pobieranej przez pompę. Ponadto mniejszy strumień przepływu przez szczeliny zmniejsza ich erozję. Zmniejszenie spadku ciśnienia w szczelinie wzdłużnej powoduje ograniczenie wpływu wzrostu jej szerokości na wzrost strumienia przepływu przez zespół odciążenia, a więc ograniczenie spadku sprawności pompy na skutek jej eksploatacji.

Tarcze odciążające z podatnym pierścieniem ślizgowym lub oporowym powinny umożliwić większe tolerancje wykonania pomp odśrodkowych wielostopniowych, w których są zabudowywane, co obniżyłoby koszty produkcji tych maszyn.

Aktualność tematu niniejszych badań potwierdza też artykuł [2] przedstawiony na konferencji Pump Users International Forum w Karlsruhe we wrześniu 2004r. Zawarto w nim wyniki badań wdrożeniowych konstrukcji tarczy odciążającej z samostawnym pierścieniem oporowym, opracowanej w oparciu o patenty EP 0 750 720 B1, Dez. 09.12.98 i US Patent Nr.: 5.713.721. Feb. 3. 1998. Zasadę działania tego węzła konstrukcyjnego opisano we wstępie do rozdziału 7 niniejszej monografii, a przykład konstrukcji i wyniki pomiarów pompy z taką tarczą odciążającą przytoczono we wstępie do rozdziału 9.

Na podstawie powyższych założeń przyjęto w niniejszej pracy następujące cele:

- Rozwiązania równań przepływu w poprzecznych płaskociennych szczelinach pierścieniowych pozwolą na określenie pól ciśnienia i wynikających z nich sił i momentów. Obliczenia dla przepływów laminarnego i turbulentnego o małych liczbach Re potwierdzą występowanie momentu przeciwdziałającego stykaniu się ścianek szczeliny.

- Analiza geometrii szczeliny poprzecznej i opis dynamiki podatnie mocowanych pierścieni ślizgowego i oporowego umożliwią sformułowanie warunków bezstykowej współpracy podatnego pierścienia z drugim sztywno mocowanym, mimo iż szerokość średnia szczeliny poprzecznej może być znacznie mniejsza od bicia czołowego tworzących ją pierścieni.

- Badania laboratoryjne pozwolą na wykazanie słuszności założeń i wyników badań teoretycznych. Modele tarcz odciążających skonstruowane w oparciu o własne zgłoszenia patentowe i zbudowane stanowisko badawcze umożliwią przeprowadzenie pomiarów przepływów przez szczelinę poprzeczną. Pomiaru takie pozwolą potwierdzić oczekiwany efekt działania pola ciśnienia w szczelinie poprzecznej, zapobiegający stykaniu się jej ścianek oraz umożliwią określenie współczynników oporu tarcia w szczelinie dla przyjętego zakresu liczb Re.



Konstruowanie zespołu tarcz odciążających wymaga stosowania algorytmów opartych na równaniu równowagi sił od pól ciśnień w pompie i równaniu ciągłości przepływu przez szczeliny wzdłużne i poprzeczne. Znane są z literatury takie algorytmy dla założonych przepływów turbulentnych przez szczeliny. Przyjęcie laminarnego charakteru przepływu przez szczeliny zespołu odciążenia powoduje potrzebę opracowania odpowiednich algorytmów obliczeniowych, na podstawie których można opracowywać charakterystyki statyczne tego węzła konstrukcyjnego. Charakterystyki statyczne umożliwią przeprowadzenie analiz wpływu poszczególnych założonych cech konstrukcyjnych i parametrów pracy na wartości parametrów wyjściowych.

Projektowanie zespołu równoważącego napór osiowy w pompach odśrodkowych wielostopniowych wymaga też oceny charakterystyk dynamicznych całego zespołu wirującego. Zespół wirujący pompy można traktować jak zamknięty układ sterowania, zwany też układem regulacji, który ma właściwości inercyjne i ujemne sprzężenie zwrotne. Dla oceny dynamiki całego zespołu wirującego można założyć małe wartości odchyłek od stanu równowagi, co pozwala na szereg założeń upraszczających i na linearyzację równań opisujących zjawisko.

Wdrożenie efektu fenomenu zjawiska przepływu przez szczelinę poprzeczną do układów tarcz odciążających siły osiowe w odśrodkowych maszynach wirnikowych oraz hydrostatycznych łożysk wzdłużnych pozwala na dalszy rozwój tych konstrukcji. Podstawowym ich założeniem jest zmniejszenie średnich szerokości szczelin poprzecznych a w rezultacie strat objętościowych i strat tarcia oraz zwiększenie trwałości. Uzyskuje się to dzięki konstrukcyjnemu upodatkowaniu jednej ze ścianek szczeliny poprzecznej.

Dla celów praktyki inżynierskiej należy przedstawić uproszczony tok postępowania przy konstruowaniu takiego układu równoważenia sił osiowych w pompach odśrodkowych wielostopniowych. Następnie w razie potrzeby należy zwiększać szczegółowość analizy relacji między cechami konstrukcyjnymi i parametrami pracy takiego układu. Obliczenia należy konfrontować pomiarami i doświadczeniami eksploatacyjnymi.

Dla kompletności opracowania ważne jest wykonanie wybranego z opisanych rozwiązań jako prototypowe i przedstawienie wyników jego wdrożenia i eksploatacji w warunkach ruchowych.

## 2. PRZEPLYWY PRZEZ SZCELINY POPRZECZNE

Realizowana w niniejszej pracy koncepcja polega na podatnym mocowaniu pierścienia ślizgowego lub oporowego tarczy odciążającej i zmniejszeniu jej średnicy, co powoduje zwiększenie ciśnienia przed tarczą i zmniejszenie strumienia przepływu przez zespół odciążenia. Przy takich założeniach spadek ciśnienia w szczelinie poprzecznej może przekraczać 80% wysokości podnoszenia pompy. Dominującym elementem układu przepływowego tarczy odciążającej staje się szczelina poprzeczna. Dlatego analiza laminarnych i turbulentnych przepływów przez nią stanowi istotny element niniejszej monografii. Analiza przepływów przez szczeliny poprzeczne, zarówno laminarnych jak i turbulentnych, była tematem wielu publikacji: [22], [24], [63], [64], [72], [87], [88], [105], [107], [120]. Poniższy rozdział ma na celu opis tych zjawisk z uwzględnieniem geometrii szczeliny poprzecznej występującej w tarczach odciążających lub w hydrostatyczno-hydrodynamicznych łożyskach wzdłużnych.

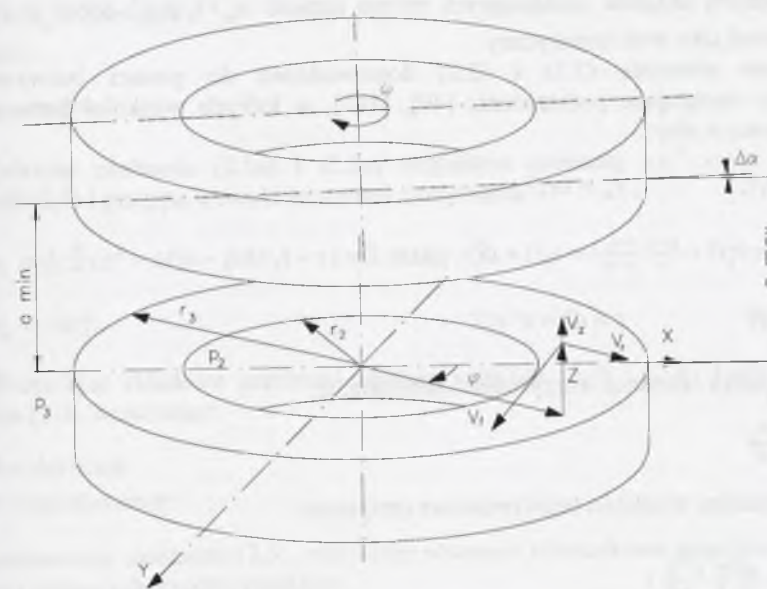
### 2.1. Przepływ laminarny przez szczelinę poprzeczną

Przeanalizowano przepływ laminarny przez płaskościenną szczelinę poprzeczną o zmiennej szerokości między pierścieniem stałym a wirującym z uwzględnieniem ich geometrii, charakterystycznych dla rzeczywistych wymiarów tych szczelin w tarczach odciążających [49].

Dla analizy dynamiki przepływu przez płaskościenną pierścieniową szczelinę poprzeczną o zmiennej szerokości można opis jej geometrii uprościć do przedstawionego na rys.2.1. W rzeczywistości możliwy brak prostokątowości do osi obrotu tarczy obu ścianek szczeliny spowoduje okresową zmienność jej szerokości.

#### 2.1.1. Równania ruchu

Schemat szczeliny poprzecznej i jej charakterystyczne wymiary przedstawiono na rys.2.1.



Rys. 2.1. Szkic szczeliny poprzecznej, płaskościenną, o zmiennej szerokości  
Fig. 2.1. Diagram of a flat-walled face clearance with varying widths



W opisie założono przepływ ustalony. Pominięto wpływ sił masowych. Ponadto przyjęto, że ciśnienie w poprzek szczeliny jest stałe, gdyż przepływ laminarny w wąskiej szczelinie sprowadza się do dwóch połączonych warstw przyściennych, w których gradient ciśnienia w kierunku poprzecznym względem przepływu jest o rząd mniejszy od gradientu w kierunku wzdłużnym, jak i poprzeczne np. w pracach [24], [30], [62], [98], [107]. Wówczas ruch cieczy w szczelinie opisują równania N-S oraz równanie ciągłości. W cylindrycznym układzie współrzędnych równania te mają postać:

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} - \frac{v_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{v_r}{r^2} \right) \quad (2.1)$$

$$v_r \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{v_r v_\varphi}{r} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} - \frac{v_\varphi}{r^2} \right) \quad (2.2)$$

$$0 = \frac{\partial p}{\partial z} \quad (2.3)$$

oraz:

$$\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} + \frac{\partial v_\varphi}{r \partial \varphi} = 0 \quad (2.4)$$

Szczelina poprzeczna między pierścieniem ślizgowym a oporowym tarczy odciążającej ma zwykle następujące proporcje wymiarowe:  $a_m = 0,12$  do  $0,06$  mm. Długość promienia wlotowego szczeliny poprzecznej tarczy mieści się w zakresie  $r_2 = 75$  do  $150$  mm. Stosunek długości szczeliny do promienia  $r_2$ , czyli:  $\varepsilon = (r_3 - r_2)/r_2 = 0,14$  do  $0,36$ .

Z przyjętych zakresów wymiarów wynikają następujące proporcje:

$a_m/r_2 = 0,0004$  do  $0,0016$  oraz  $\varepsilon^4 = 0,000386$  do  $0,00168$ . Na podstawie wielu przeanalizowanych układów odciążających można napisać  $a_m/r_2 \cong \varepsilon^4$ , która to zależność należy traktować jako wzór empiryczny.

Następnie równania (2.1) i (2.2) doprowadzono do postaci bezwymiarowej, wprowadzając następujące podstawienia [49], [107], w których wielkości bezwymiarowe opatrzone kreską u góry:

$$v_r = \omega r_2 \bar{v}_r, \quad v_\varphi = \omega r_2 \bar{v}_\varphi$$

$$r = r_2 \bar{r} = r_2 \left( 1 + \frac{r_3 - r_2}{r_2} \bar{r} \right) = r_2 (1 + \varepsilon \bar{x}), \quad \text{gdzie } \bar{x} = (r - r_2)/(r_3 - r_2)$$

$$r \varphi = r_2 \bar{\varphi}, \quad z = a \bar{z} = \varepsilon^4 r_2 \bar{z}$$

W przypadku ciśnienia skorzystano z założenia, iż:

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2}$$

Wprowadzając wielkości bezwymiarowe otrzymano:

$$\frac{\partial \bar{p}}{\varepsilon^8 \bar{r}^2 \partial \bar{x}} = \frac{\mu \omega r_1}{\varepsilon^8 r_2^2} \frac{\partial^2 \bar{v}_r}{\partial \bar{x}^2},$$

skąd:  $p = \frac{\mu \omega}{\varepsilon} \bar{p}$

Ponadto wprowadzono liczbę:  $Re = \omega r_2 a / \nu = \varepsilon^4 \omega r_2^2 / \nu$

Po podstawieniu wielkości bezwymiarowych do równań (2.1) i (2.2) otrzymano:

$$Re \varepsilon^3 \left( \bar{v}_r \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{x}} + \varepsilon \frac{\bar{v}_\varphi}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{\varphi}} - \varepsilon \frac{\bar{v}_\varphi^2}{\bar{r}} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + \left( \varepsilon^6 \frac{\partial^2 \bar{v}_r}{\partial \bar{x}^2} + \varepsilon^8 \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial^2 \bar{v}_r}{\partial \bar{\varphi}^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}_r}{\partial \bar{z}^2} + \varepsilon^7 \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{x}} - \varepsilon^8 \frac{2}{\bar{r}^2} \frac{\partial \bar{v}_\varphi}{\partial \bar{\varphi}} - \varepsilon^8 \frac{\bar{v}_r}{\bar{r}^2} \right)$$

$$Re \varepsilon^3 \left( \bar{v}_r \frac{\partial \bar{v}_\varphi}{\partial \bar{x}} + \varepsilon \frac{\bar{v}_\varphi}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{v}_\varphi}{\partial \bar{\varphi}} + \varepsilon \frac{\bar{v}_r \bar{v}_\varphi}{\bar{r}} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{1 + \varepsilon \bar{x}} + \left( \varepsilon^6 \frac{\partial^2 \bar{v}_\varphi}{\partial \bar{x}^2} + \varepsilon^8 \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial^2 \bar{v}_\varphi}{\partial \bar{\varphi}^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}_\varphi}{\partial \bar{z}^2} + \varepsilon^7 \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{v}_\varphi}{\partial \bar{x}} + \varepsilon^8 \frac{2}{\bar{r}^2} \frac{\partial \bar{v}_r}{\partial \bar{\varphi}} - \varepsilon^8 \frac{\bar{v}_\varphi}{\bar{r}^2} \right)$$

W rezultacie znając przybliżoną wartość liczby  $\varepsilon$  można ocenić rząd wartości poszczególnych członów równań (2.1) i (2.2).

### 2.1.1.1. Przebiegi ciśnienia w szczelinie poprzecznej obliczone równaniami ruchu, uproszczonymi do wyrażen rzędu $> \varepsilon/(1 + \bar{x} \varepsilon)$

Jeżeli w równaniach (2.1) i (2.2) opuści się wyrażenia odpowiadające wyrażeniom w równaniach bezwymiarowych rzędu  $\varepsilon/(1 + \bar{x} \varepsilon)$  i mniejszym, to z takiego założenia wynika, że sprowadzi się je do postaci:

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} - \mu \frac{\partial^2 \bar{v}_r}{\partial \bar{x}^2} = 0 \quad (2.1a)$$

$$\mu \frac{\partial^2 \bar{v}_\varphi}{\partial \bar{x}^2} = 0 \quad (2.2a)$$

Dla szczeliny poprzecznej przyjęto następujące warunki brzegowe:

dla  $z = 0$ :  $v_r = 0$  oraz  $v_\varphi = 0$ , dla  $z = a$ :  $v_r = 0$  oraz  $v_\varphi = \omega r$ ,

dla  $r = r_2$ :  $p = p_2$ , dla  $r = r_3$ :  $p = p_3$

Z przyjętej geometrii szczeliny wynika następujący wzór na jej szerokość:

$$a = a_m + \Delta \alpha \cos \varphi, \quad (2.5)$$

w którym:

$$a = \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2} \quad (2.6)$$

Całkując równania (2.1a) i (2.2a) względem zmiennej „z” oraz uwzględniając zależność (2.3) i przyjęte warunki brzegowe, otrzymano:

$$v_r = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} (z^2 - az) \quad (2.7)$$

$$v_\varphi = r \omega \frac{z}{a} \quad (2.8)$$

Wstawiając składowe prędkości opisane wzorami (2.7) i (2.8) i ich pochodne do równania (2.4), oznaczając:

$$b = \Delta \alpha \cos \varphi \quad (2.9)$$

$$c = 6\mu\omega\Delta\alpha \sin \varphi \quad (2.10)$$

oraz podstawiając zależność (2.5), otrzymano równanie różniczkowe niejednorodne drugiego stopnia o zmiennych współczynnikach:

$$r(a_m + br)^3 \frac{\partial^2 \bar{p}}{\partial \bar{x}^2} + (4b^3 r^3 + 9a_m b^2 r^2 + 6a_m^2 br + a_m^3) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} + cr^2 = 0 \quad (2.11)$$



Scałkowanie równania (2.11) pozwala na obliczenie ciśnienia w dowolnym punkcie szczeliny poprzecznej. Równanie (2.11) można rozwiązać zarówno analitycznie, jak i numerycznie po sprowadzeniu go do postaci różnicowej.

### Rozwiązanie analityczne

Stosując metodę podstawienia otrzymano równanie różniczkowe stopnia pierwszego [86]. Rozwiązuje się je znajdując najpierw całkę ogólną odpowiadającą mu równania jednorodnego, a następnie stosując metodę wariacji stałych. W wyniku całkowania otrzymano przebieg ciśnienia w szczelinie wzdłuż promienia  $r$  dla założonego kąta  $\varphi$ :

$$p(r, \varphi) = \frac{-2a_m^3 c + 3b^3 C_1}{3a_m^2 b^3 (a_m + br)} + \frac{a_m^3 c + 3b^3 C_1}{6a_m b^3 (a_m + br)^2} + C_2 + \frac{C_1}{a_m^3} \ln r + \frac{-a_m^3 c - 3b^3 C_1}{3a_m^3 b^3} \ln(a_m + br) \quad (2.12)$$

Po podstawieniu zależności (2.9) i (2.10) okazuje się, że równanie (2.12) ma nieciągłości dla  $\varphi = \pm\pi/2$ . Z tego powodu należy je rozwiązywać, podstawiając kąt  $\varphi$  w przedziałach:  $-\pi/2 < \varphi < \pi/2$  i  $\pi/2 < \varphi < 3\pi/2$ . Wynik uzyskuje się po „sklejeniu” rozwiązań z obu przedziałów.

Stałe całkowania  $C_1$  i  $C_2$  można określić na podstawie warunków brzegowych, które są określone przez wartości ciśnień po obu stronach szczeliny: dla przepływu odśrodkowego  $p_1 > p_2$ , a dla przepływu dośrodkowego  $p_1 < p_2$ .

### Rozwiązanie numeryczne

Rozwiązanie numeryczne równania (2.11) nieco upraszcza dalsze obliczenia sił i momentów, które przy zastosowaniu rozwiązania analitycznego tego równania też wymagają dyskretyzacji. Dla określonego kąta  $\varphi_i$  należy podzielić promień między wlotem i wylotem ze szczeliny na  $N$  odcinków o długości  $\Delta r$ . Wówczas ciśnienie w punkcie określonym przez kąt  $\varphi_i$  oraz promień  $r_j$  można obliczyć równaniem (2.11) w postaci różnicowej:

$$p_j = \frac{p_{j+1} + p_{j-1}}{2} + \frac{4b^3 r^3 + 9a_m b^2 r^2 + 6a_m^2 b r + a_m^3}{(a_m + br)^3} \frac{\Delta r}{r} \frac{p_{j+1} - p_{j-1}}{4} + \frac{cr \Delta r^2}{2(a_m + br)^3}, \quad (2.11a)$$

w którym:

- ciśnienie na promieniu  $r_2$  wynosi:  $p_{j=1}$ ,
- ciśnienie na promieniu  $r_3$  jest:  $p_{j=N+1}$ ,
- dla kąta  $\varphi_i$ , równania (2.9) i (2.10) określają parametry  $b$  i  $c$ .

#### 2.1.1.2. Przebiegi ciśnienia w szczelinie poprzecznej, obliczone równaniami ruchu uproszczonymi do wyrażen rzędu $\varepsilon^3$ (uwzględnienie naprężeń w kierunku obwodowym)

Przepływ będący przedmiotem rozważań może być dokładniej opisany po opuszczeniu w równaniach (2.1) i (2.2) wyrazów rzędu  $\varepsilon^3$  i mniejszych. Wówczas obok równań (2.1a), (2.3), (2.4), wystąpi równanie (2.2) w postaci:

$$-\frac{\partial p}{r \partial \varphi} + \mu \frac{\partial^2 v_\varphi}{\partial z^2} = 0 \quad (2.2b)$$

Ponadto przyjęto takie jak poprzednio warunki brzegowe oraz geometrię szczeliny.

Całkując równanie (2.2b) względem zmiennej  $z$  oraz uwzględniając zależność (2.3) i przyjęte warunki brzegowe, otrzymano:

$$v_\varphi = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{r \partial \varphi} (z^2 - az) + r \omega \frac{z}{a} \quad (2.8a)$$

Wstawiając składowe prędkości opisane wzorami (2.7) i (2.8a) i ich pochodne do równania (2.4) oraz oznaczając jako jego parametry:

$$B_1 = a_m / \Delta \alpha, \quad B_2 = 6\mu\omega / \Delta \alpha^2,$$

otrzymano równanie różniczkowe drugiego stopnia, niejednorodne, o pochodnych cząstkowych i o zmiennych współczynnikach:

$$(B_1 + r \cos \varphi)^3 \frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + [(B_1 + r \cos \varphi)^3 \frac{1}{r} + 3(B_1 + r \cos \varphi)^2 \cos \varphi] \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2} (B_1 + r \cos \varphi)^3 \frac{\partial^2 p}{\partial \varphi^2} - \frac{3}{r} (B_1 + r \cos \varphi)^2 \sin \varphi \frac{\partial p}{\partial \varphi} + B_2 r \sin \varphi = 0 \quad (2.13)$$

Powyższe równanie można rozwiązać sposobami przybliżonymi: analitycznie, przez rozwinięcia w szereg lub numerycznie.

Ze względu na nieciągłości równania (2.12), będącego całką równania (2.11), należy się spodziewać trudności związanych z brakiem dowodów na zbieżności rozwinięć w szeregi również równania (2.13).

Rozwiązanie numeryczne przeprowadzono przez wprowadzenie siatki punktów, dzieląc obwód na  $K$  oraz promień na  $N$  odcinków. Dla punktów nie leżących na granicy obszaru (punktów wewnętrznych) utworzono równania różnicowe, zastępując pochodne w równaniu (2.11a) ilorazami różnicowymi. Dla kąta i promienia przyjęto centralne różnice ciśnienia. W wyniku otrzymano równania dla  $1 \leq j \leq K$  oraz  $2 \leq j \leq N-1$ :

$$(B_1 + r_j \cos \varphi_i)^3 \frac{p_{j,i+1} - 2p_{j,i} + p_{j,i-1}}{\Delta r_j^2} + [(B_1 + r_j \cos \varphi_i)^3 \frac{1}{r_j} + 3(B_1 + r_j \cos \varphi_i)^2 \cos \varphi_i] \frac{p_{j,i+1} - p_{j,i-1}}{2\Delta r_j} + \frac{1}{r_j^2} (B_1 + r_j \cos \varphi_i)^3 \frac{p_{j,i+1} - 2p_{j,i} + p_{j,i-1}}{\Delta \varphi_i^2} - \frac{3}{r_j} (B_1 + r_j \cos \varphi_i)^2 \sin \varphi_i \frac{p_{j,i+1} - p_{j,i-1}}{2\Delta \varphi_i} + B_2 r_j \sin \varphi_i = 0, \quad (2.13a)$$

przy czym  $K\Delta\varphi_i = 2\pi$ .

Daje to  $K(N-2)$  równań o liczbie równej iloczynowi  $KN$  niewiadomych. Jednakże  $2K$  brakujących pierwiastków równań określają warunki brzegowe, występujące na wlocie i wylocie szczeliny:

$$p_{j=1,i} = p_2, \quad p_{j=N+1,i} = p_3$$

Z równania (2.13a) obliczamy kolejno wartości ciśnienia w kolejnych punktach siatki, wyrażone po przekształceniu wzorem:

$$p_{j,i} = \frac{1}{2} \frac{\Delta r_j^2 r_j^2 \Delta \varphi_i^2}{r_j^2 \Delta \varphi_i^2 + \Delta r_j^2} \left[ \frac{p_{j,i+1} + p_{j,i-1}}{\Delta r_j^2} + \frac{p_{j,i+1} + p_{j,i-1}}{r_j^2 \Delta \varphi_i^2} + \left( \frac{1}{r_j} + \frac{3 \cos \varphi_i}{B_1 + r_j \cos \varphi_i} \right) \frac{p_{j,i+1} - p_{j,i-1}}{2\Delta r_j} - \frac{3 \sin \varphi_i}{B_1 + r_j \cos \varphi_i} \frac{p_{j,i+1} - p_{j,i-1}}{2r_j \Delta \varphi_i} + \frac{B_2 r_j \sin \varphi_i}{(B_1 + r_j \cos \varphi_i)^3} \right] \quad (2.13.b)$$

#### 2.1.1.3. Prędkości przepływu w szczelinie

Prędkości przepływu cieczy w szczelinie promieniową  $v_r$  i obwodową  $v_\varphi$  można obliczyć, pozostawiając w równaniach (2.1) do (2.4) człony większe od wyrażen rzędu  $\varepsilon/(1 + \bar{x}\varepsilon)$  lub wykonując dokładniejsze obliczenia, przez pozostawienie członów większych od wyrażen rzędu  $\varepsilon^3$ .

Prędkość promieniową można obliczyć ze wzoru (2.7). Po obliczeniu pochodnej ciśnienia z równania (2.12) i wstawieniu jej do równania (2.7) otrzymano:

$$v_r = \frac{1}{2\mu} \left[ \frac{C_1}{a_m^3 r} - \frac{a_m^3 c + 3b^3 C_1}{3a_m^2 b^3 (a_m + br)^3} - \frac{-2a_m^3 c + 3b^3 C_1}{3a_m^2 b^2 (a_m + br)^2} + \frac{-a_m^3 c - 3b^3 C_1}{3a_m^2 b^2 (a_m + br)} \right] [z^2 - (a_m + br)z] \quad (2.14)$$

Następnie po uwzględnieniu równań parametrycznych (2.9) i (2.10) otrzymuje się prędkość  $v_r$  w dowolnym punkcie szczeliny.



Prędkość  $v_r$  można też obliczyć wstawiając do równania (2.7) gradient ciśnienia obliczony iteracyjnie równaniem (2.11a). W przypadku dokładniejszych obliczeń do równania (2.7) należy wstawić gradient ciśnienia obliczony iteracyjnie z równania (2.13b).

### 2.1.2. Natężenie przepływu przez szczelinę

Natężenie przepływu  $q = q_{odc}$  przez szczelinę można obliczyć, np. dla promienia  $r_2$ , jako:

$$q_{odc} = \int_0^a \int_0^{2\pi} v_r r_2 dz d\varphi = \frac{r_2}{12\mu} \int_0^{2\pi} (a_m + \alpha r_2 \cos \varphi)^3 \frac{dp(r_2, \varphi)}{dr} d\varphi, \quad (2.15)$$

gdzie pochodną  $\frac{dp(r_2, \varphi)}{dr}$  podstawiamy jak w równaniu (2.14). Tu również ze względu na konieczność pominięcia miejsc nieciągłości pochodnej, określonych kątami  $\varphi = \pm\pi/2$ , konieczny jest podział obszaru na dwa zakresy całkowania. Trudności związane z rozwiązaniem analitycznym równania (2.14) powodują, że praktycznie uzasadnione jest rozwiązywanie przybliżone równania (2.15). Prędkość w kolejnych punktach szczeliny można obliczyć ze wzoru (2.14) lub korzystając z obliczeń iteracyjnych.

Z zadowalającą dokładnością można przyjąć, że strumień przepływu przez szczelinę jak na rys.2.1 jest równy przepływowi przez szczelinę o stałej szerokości  $a_m$  przy tych samych pozostałych jej wymiarach i różnicy ciśnień  $p_2 - p_3$ . Wykazały to analiza zawarta w pracy [107] i badania eksperymentalne, przeprowadzone w ramach pracy [62]. Przy powyższym założeniu natężenie przepływu można obliczyć z przekształconego wzoru, przytoczonego przez Huhna [19]:

$$q_{odc} = [p_2 - p_3 + \frac{3\rho\omega^2}{20}(r_3^2 - r_2^2)] \frac{\pi a_m^3}{6\mu \ln(r_3/r_2)} \quad (2.16)$$

Pomijając wpływ wirowania jednej ze ścianek, po scałkowaniu równania (2.1a) i wykorzystaniu równania ciągłości w postaci  $\frac{d}{dr}(rv_r) = 0$  otrzymuje się znane z hydrauliki uproszczone równanie:

$$q_{odc} = 2\pi r_m a_m v_m = -\frac{\pi r a_m^3}{6\mu} \frac{dp}{dr} \quad (2.16a)$$

Do obliczenia promieniowej prędkości średniej i strumienia przepływu przez szczelinę konieczna jest znajomość gradientu ciśnienia w szczelinie.

### 2.1.3. Siła osiowa i moment spowodowane ciśnieniem w szczelinie

Całkowita siła osiowa, działająca na pierścień oporowy lub ślizgowy, jest wynikiem działania ciśnienia w szczelinie. Jest ona równa:

$$F_z = \int_{r_2}^{r_3} \int_0^{2\pi} p(r, \varphi) r d\varphi dr = \int_{r_2}^{r_3} \int_{\varphi > -\pi/2}^{\varphi < \pi/2} p(r, \varphi) r dr d\varphi + \int_{r_2}^{r_3} \int_{\varphi > \pi/2}^{\varphi < 3\pi/2} p(r, \varphi) r dr d\varphi \quad (2.17)$$

Asymetryczny rozkład ciśnienia w szczelinie powoduje wystąpienie momentu, którego rzuty na osie  $x$  i  $y$  współrzędnych przyjętego układu można obliczyć ze wzorów:

$$M_x = \int_0^{2\pi} \int_{r_2}^{r_3} p(r, \varphi) r^2 \sin \varphi dr d\varphi = \int_{r_2}^{r_3} \int_{\varphi > -\pi/2}^{\varphi < \pi/2} p(r, \varphi) r^2 \sin \varphi dr d\varphi + \int_{r_2}^{r_3} \int_{\varphi > \pi/2}^{\varphi < 3\pi/2} p(r, \varphi) r^2 \sin \varphi dr d\varphi \quad (2.18)$$

$$M_y = \int_0^{2\pi} \int_{r_2}^{r_3} p(r, \varphi) r^2 \cos \varphi dr d\varphi = - \int_{r_2}^{r_3} \int_{\varphi > -\pi/2}^{\varphi < \pi/2} p(r, \varphi) r^2 \cos \varphi dr d\varphi - \int_{r_2}^{r_3} \int_{\varphi > \pi/2}^{\varphi < 3\pi/2} p(r, \varphi) r^2 \cos \varphi dr d\varphi \quad (2.19)$$

Moment  $M$ , działający na pierścień ślizgowy, jest równy:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (2.20)$$

Kąt między kierunkiem działania wektora momentu  $M$  a osią  $x$  oblicza się ze wzoru:

$$\varphi_M = \arctg(M_y/M_x) \quad (2.21)$$

W przypadku, gdy  $0 < \varphi_M < \pi$ , moment  $M$  będzie przeciwdziałał stykaniu się pierścienia ślizgowego z oporowym, a w przypadku  $\pi < \varphi_M < 2\pi$  wektor momentu ma zwrot przeciwny.

Mimo podziału na obszary, w których pominięto miejsca nieciągłości ( $\varphi = \pm\pi/2$ ), obliczenia wg wzorów (2.17), (2.18), (2.19), podobnie jak wzorem (2.15), stwarzają komplikacje, które decydują o konieczności całkowania iteracyjnego. Można je przeprowadzić dla konkretnych danych.

Powierzchnię pierścienia podzielono na  $K$  wycinków, odpowiadających kątowi  $\Delta\varphi$ , który w niniejszych obliczeniach przyjęto jako  $\Delta\varphi = 1^\circ$ . Każdy wycinek podzielono na  $N$  elementarnych pól o jednakowej szerokości  $\Delta r$ . W przytoczonym przykładzie przyjęto  $N = 100$ . Dla oceny przyjętego podziału kąta i promienia powtórzono obliczenia dla zwiokrotnionego podziału. Różnice wyników były mniejsze od 1%.

Obliczono sumy iloczynów przedstawiające siły od ciśnienia działające na elementarne pola:

$$F_j = \sum_{i=1}^N p(r_i, \varphi_j) r_i \Delta\varphi \Delta r,$$

gdzie:  $\varphi_j = j\Delta\varphi + \Delta\varphi/2$ ,  $r_i = r_2 + i\Delta r$ ,  $N\Delta r = r_3 - r_2$ ,

które następnie zsumowano dla całej powierzchni czołowej pierścienia. W rezultacie siła ta wynosi:

$$F_0 = \sum_{j=0}^K F_j, \quad (2.17a)$$

gdzie  $K\Delta\varphi = 360^\circ = 2\pi$ .

Współczynnik siły osiowej, wynikający z nadwyżki ciśnienia w szczelinie ponad ciśnienie  $p_3$ , można obliczyć ze wzoru:

$$X_0 = [F_0 - p_3 \pi (r_3^2 - r_2^2)] / (\pi (r_3^2 - r_2^2)) \quad (2.22)$$

W celu obliczenia momentu od ciśnienia działającego na pierścień, obliczano kolejno sumy iloczynów:

$$M_j = \sum_{i=1}^N p(r_i, \varphi_j) r_i^2 \Delta r \Delta \varphi$$

Rzuty wektora momentu na osie współrzędnych obliczano jako:

$$M_x = \sum_{j=1}^K M_j \sin(\varphi_j) \quad (2.18a)$$



$$M_y = -\sum_{j=1}^K M_j \cos(\varphi_j) \quad (2.19a)$$

Moment  $M$  obliczono ze wzoru (2.20). Kąt  $\varphi_M$  między osią  $0x$  a wektorem momentu obliczano wzorem (2.21). Zarówno do obliczenia siły osiowej jak i momentu można wykorzystać wartości ciśnień obliczone wzorem (2.12) albo iteracyjnie wzorem (2.12a) lub (2.13b).

#### 2.1.4. Charakter przepływu przez szczelinę

Równanie (2.1a) opisuje przepływ Poiseuille'a przez szczelinę. Równania (2.2a) i (2.2b) opisują przepływy Couette'a; z pominięciem i z uwzględnieniem gradientu ciśnienia. Ze względu na zmianę szerokości szczeliny o płaskich ściankach można w opisywanym zjawisku dostrzec elementy przepływu Jeffery–Hamela [85].

Charakter przepływu przez szczelinę można określić na podstawie liczb Reynoldsa, które określają wzory:

dla przepływu Poiseuille'a:

$$Re_p = \frac{2a_m v_m}{\nu} \quad (2.23)$$

dla przepływu Couette'a:

$$Re_c = \frac{2a_m v_m}{\nu} \quad (2.24)$$

gdzie:  $v_m$  - średnia prędkość promieniowa,  $v_{\varphi,m}$  - średnia prędkość obwodowa (przyjmuje się, że prędkość średnia w przepływie Couette'a bez gradientu ciśnienia jest równa połowie średniej prędkości obwodowej ścianki  $v_{\varphi,m} = u_m / 2$ ).

Przepływy laminarne w szczelinie poprzecznej są ograniczone krytycznymi liczbami  $Re$ . Dla przepływu Poiseuille'a  $Re_{p,kr} = 3000$  a dla przepływu Couette'a  $Re_{c,kr} = 1300$  [85].

Opisywane zjawisko przepływu jest superpozycją tych dwóch przepływów, a warunki graniczne dla przepływu laminarnego określają dwie liczby  $Re$ . Na skutek turbulizacji przepływu Couette'a następuje wzrost współczynnika oporu przepływu przez szczelinę, natomiast wzrost liczby  $Re$  w przepływie Poiseuille'a wiąże się ze zmniejszaniem współczynnika oporu [15], [98].

W obszarze przed wlotem do szczeliny, tak jak dla przepływu wokół wirującej tarczy, jego charakter określa liczba Reynoldsa, zdefiniowana wzorem:

$$Re_M = \frac{\omega r^2}{\nu} \quad (2.25)$$

Z badań cytowanych przez Schlichtinga [85] wynika, że przy braku wymuszonego napływu przepływ wokół wirującej tarczy przechodzi z laminarnego w turbulentny dla  $Re = 3 \times 10^5$ . Z badań Wagnera [98] wynika, że mimo burzliwego przepływu w obszarze przed szczeliną, w szczelinie występuje przepływ laminarny. Na przykład przed szczeliną  $Re_M = 4,47 \times 10^5$ , a w szczelinie przepływ jest laminarny:  $Re_p = 2300$ ,  $Re_c = 1300$ . Ciecz przepływa z obszaru przed szczeliną, między wirującą tarczą a kadłubem, o stosunkowo znacznej szerokości do bardzo wąskiej szczeliny, między pierścieniem ślizgowym a oporowym. Taka zmiana warunków przepływu wiąże się z jakościowym wzrostem sił lepkości względem sił bezwładności i jego laminaryzacją. Dopiero przy  $Re_c = 1500$  przepływ w szczelinie zauważalnie zmienia charakter.

W celu obliczenia  $Re_p$  prędkość promieniową w szczelinie można obliczyć np. ze wzoru (2.13). Wstawiając  $z = a/2$  oblicza się maksymalną prędkość promieniową, a

prędkość średnią dla przepływu laminarnego można określić jako 2/3 prędkości maksymalnej. W omawianym przepływie prędkość średnia w szczelinie będzie się zmieniać zarówno wzdłuż promienia, jak i wzdłuż obwodu.

Przy zmiennej szerokości szczeliny, zgodnie z przyjętym modelem, również będzie się zmieniać wokół wartości średniej liczba  $Re$  wzdłuż wlotu do szczeliny jak i w samej szczelinie. Wpływ tych zmian na różnicę między przepływem opisanym jako uśredniony osiowosymetryczny a rzeczywistym można zbadać empirycznie.

#### 2.1.5. Przykład liczbowy

Wartości liczbowe zostały tak dobrane, ażeby w całej szczelinie był przepływ laminarny, czyli liczby  $Re_p < Re_{p,kr}$  oraz  $Re_c < Re_{c,kr}$ .

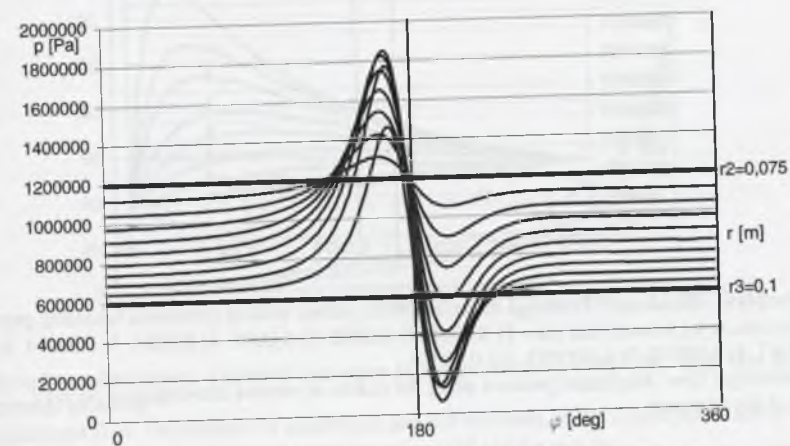
Przyjęto następujące wartości:  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ,  $\mu = 0,0011404 \text{ kg/ms}$  (jak dla wody o temperaturze  $15^\circ\text{C}$ ),  $\omega = 150 \text{ s}^{-1}$ ,  $r_2 = 0,075 \text{ m}$ ,  $r_3 = 0,1 \text{ m}$ ,  $a_m = 0,00005 \text{ m}$ .

Podstawowe obliczenia przeprowadzono dla kąta zbieżności szczeliny  $\Delta\alpha = 0,00046$ . Maksymalna możliwa zbieżność szczeliny wystąpi, gdy dla kąta  $\varphi = \pi$ , będzie  $a = a_{\min} = 0$  i wyniesie  $\Delta\alpha = 0,0005 \text{ rad}$ .

#### Przepływ odśrodkowy

Ciśnienie we wlocie do szczeliny na promieniu  $r_2$  wynosi:  $p_2 = 1200000 \text{ N/m}^2$ , a ciśnienie przekroju wylotowym szczeliny na promieniu  $r_3$  wynosi:  $p_3 = 600000 \text{ N/m}^2$ .

Przy przyjętych wartościach dla kolejnych promieni  $r$  określono przebiegi ciśnienia  $p$  wzdłuż obwodu szczeliny i w rozwinięciu przedstawiono je na wykresach.



Rys. 2.2. Przepływ odśrodkowy. Przebiegi ciśnienia w szczelinie obliczone równaniem (2.12)  
Fig. 2.2. Centrifugal flow. Pressure field in the face clearance with a rotating slip-ring. Calculated by means of Eq. (2.12)

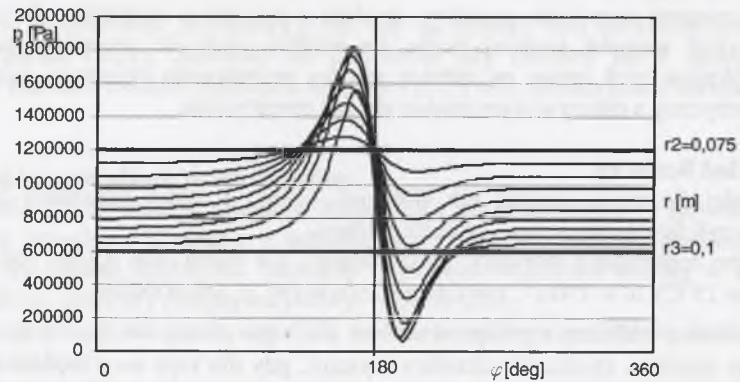
Na rysunku 2.2 przedstawiono przebiegi ciśnienia obliczone wg równania (2.12), a na rys. 2.3 równaniem (2.13b). Z porównania rysunków 2.2 i 2.3 wynika, że rozwiązania są podobne. Różnią się ilościowo. W celu oceny różnic obliczono dla obu przypadków: siłę  $F_\theta$ , momenty  $M_x$ ,  $M_y$ ,  $M$  oraz kąty  $\varphi_K$ :

Obliczenia: z zastosowaniem równania (2.12):	z zastosowaniem równania (2.13b):
$F_\theta = 12394,4 \text{ N}$	$= 12074,7 \text{ N}$
$X_\theta = 0,5029$	$= 0,4641$
$M_x = 57,185 \text{ Nm}$	$= 48,504 \text{ Nm}$
$M_y = 46,1 \text{ Nm}$	$= 37,07 \text{ Nm}$

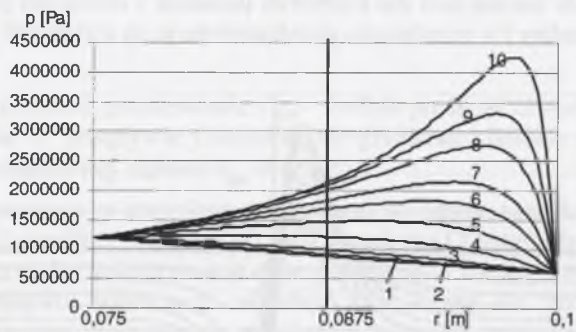


$$M = 73,455 \text{ Nm} = 61,05 \text{ Nm}$$

$$\varphi_M = 0,6785 \text{ rad} = 38,9^\circ = 0,6526 \text{ rad} = 37,4^\circ$$



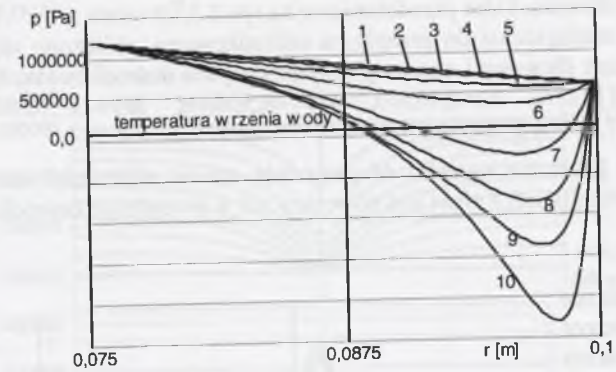
Rys. 2.3. Przepływ odśrodkowy. Przebiegi ciśnienia obliczone równaniem (2.13b)  
Fig. 2.3. Centrifugal flow. Pressure field in the face clearance with a rotating slip-ring. Calculated by means of Eq. (2.13b)



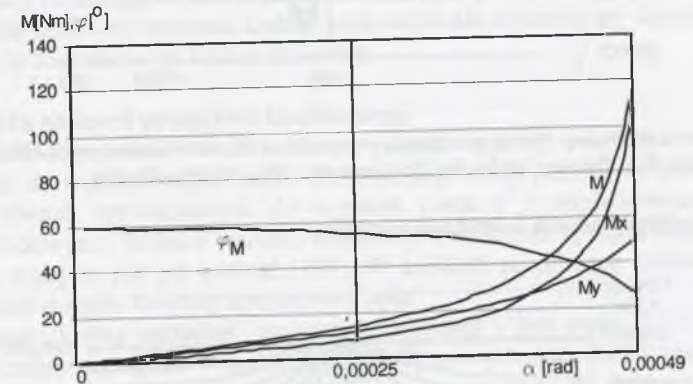
Rys. 2.4. Przepływ odśrodkowy. Przebiegi maksymalnych ciśnień wzdłuż promienia szczeliny przy zmiennych pochyleniach jej ścianek dla:  $\Delta\alpha =$  1) 0,0001, 2) 0,0002, 3) 0,0003, 4) 0,0004, 5) 0,00044 6) 0,00046, 7) 0,00047, 8) 0,00048, 9) 0,000485, 10) 0,00049  
Fig. 2.4. Centrifugal flow. Maximum pressure along the radius, at various convergences  $\Delta\alpha =$  (.....) of the wall of the clearance

Pominięcie w równaniach ruchu wielkości  $< \varepsilon / (1 + \bar{x} \varepsilon) = 0,333$  do  $0,25$  powoduje, że różnice między obliczonymi składowymi  $M_x, M_y$  momentu  $M$  są też tego rzędu. Natomiast rozbieżności wartości obliczonych sił  $F_0$  i kątów  $\varphi_M$  są znacznie mniejsze. Przy wartości kąta  $0 < \varphi_M < \pi$  moment działający na pierścień ślizgowy przeciwdziała jego stykaniu się z pierścieniem oporowym. Dalsze wyniki przytoczono dla rozwiązań uzyskanych przy zastosowaniu równania (2.13b).

Rysunek 2.4 ilustruje wpływ zbieżności  $\Delta\alpha$  ścianek szczeliny na przebiegi wzdłuż promienia ciśnień maksymalnych, a rys.2.5 minimalnych. Z wykresów rys.2.4 i 2.5 wynika, że w miarę powiększania zbieżności szczeliny następuje progresywny wzrost ciśnienia w rejonie szczeliny przed jej największym zwężeniem i spadek ciśnienia za przewężeniem. W rzeczywistości maksymalne ciśnienia mogą ulec redukcji na skutek spadku lepkości cieczy w wyniku wzrostu temperatury spowodowanego tarcem. Również minimalne ciśnienia będą ograniczane do ciśnienia wrzenia przepływającej przez szczelinę cieczy.



Rys. 2.5. Przepływ odśrodkowy. Przebiegi minimalnych ciśnień wzdłuż promienia szczeliny przy zmiennych pochyleniach jej ścianek dla:  $\Delta\alpha =$  1) 0,0001, 2) 0,0002, 3) 0,0003, 4) 0,0004, 5) 0,00044 6) 0,00046, 7) 0,00047, 8) 0,00048, 9) 0,000485, 10) 0,00049  
Fig. 2.5. Centrifugal flow. Minimum pressure along the radius, at various convergences  $\Delta\alpha =$  (.....) of the wall of the clearance



Rys. 2.6. Przepływ odśrodkowy. Zależność momentu  $M$  i jego składowych  $M_x, M_y$  oraz kąta  $\varphi_M$  od kąta  $\Delta\alpha$  zbieżności szczeliny  
Fig. 2.6. Centrifugal flow. Dependence of constituent and full moments on the convergence  $\Delta\alpha$  of the clearance and the angle  $\varphi_M$  between the vector of the momentum  $M$  and the axis  $Ox$

Na rysunku 2.6 przedstawiono zależności momentu i jego składowych od zbieżności  $\alpha$  szczeliny.

Natężenie przepływu odśrodkowego obliczone wzorem (2.16) wynosi:  $q = q_{odc} = 0,1226$  l/s.

W całej szczelinie liczby  $Re_P$  i  $Re_C$  są mniejsze od krytycznych. Przy takim kącie  $\varphi_M$  moment  $M$  będzie przeciwdziałał zbieżności szczeliny.

#### Przepływ dośrodkowy

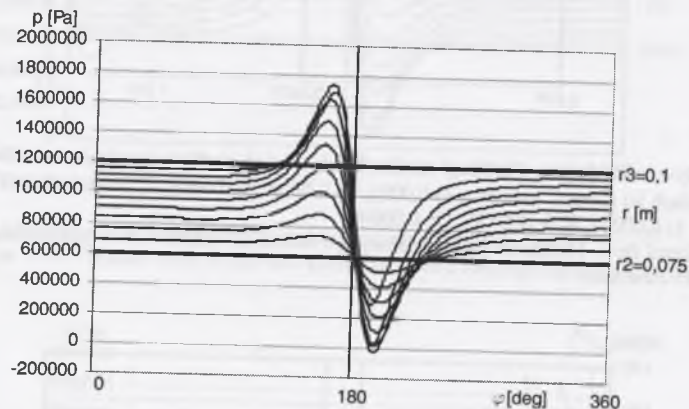
Ciśnienie na zewnątrz szczeliny przyjęto  $p_3 = 1200000 \text{ N/m}^2$ , a po jej stronie wewnętrznej  $p_2 = 600000 \text{ N/m}^2$ .



Podobnie jak dla przepływu odśrodkowego przeprowadzono obliczenia przebiegów ciśnienia wzdłuż obwodu, które przedstawiono na rys.2.7.

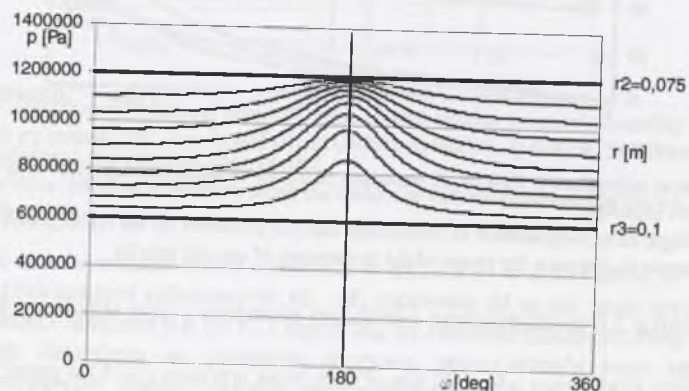
Następnie, analogicznie do przepływu odśrodkowego, obliczono siłę i moment, które działają na pierścień ślizgowy i oporowy przy przepływie dośrodkowym. W wyniku obliczeń określono:  $F_a=11727N$ ,  $X_0=0,42203$ ,  $M_x=48,504Nm$ ,  $M_y=-37,103Nm$ ,  $M=61,07Nm$ ,  $\varphi_M=0,653rad=-37,41^\circ$ ,  $q_{odc} = 0,1167 l/s$ .

Przy takim kącie  $\varphi_M$  moment  $M$  powoduje wzrost zbieżności szczeliny (w ramach podatności konstrukcji), czyli efekt jest odwrotny niż w przepływie dośrodkowym.



Rys. 2.7. Przepływ dośrodkowy. Przebiegi ciśnienia w szczelinie obliczone równaniem (2.13b)  
Fig. 2.7. Centripetal flow. Pressure field in the face clearance with a rotating slip ring

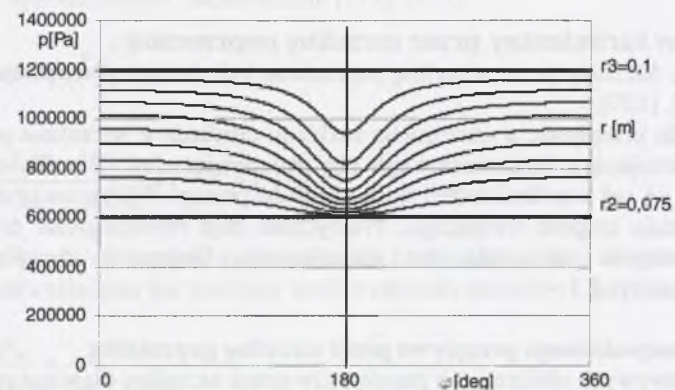
### Przepływ przy nieruchomych ściankach szczeliny



Rys. 2.8. Przepływ odśrodkowy. Przebiegi ciśnienia w szczelinie o nieruchomych ściankach  
Fig. 2.8. Centrifugal flow. Pressure field in the face clearance with a rotating slip ring

Przy nieruchomych ściankach szczeliny, zjawisko sprowadza się do przepływu Poiseuille'a przez płaskościenną szczelinę poprzeczną o zmiennej szerokości. Wówczas przy przepływie odśrodkowym wystąpi rozkład ciśnienia w szczelinie jak na rys. 2.8, a przy przepływie dośrodkowym jak na rys.2.9. Przy przepływie odśrodkowym obliczone wartości wynoszą:  $F_a= 12074N$ ,  $X_0=0,4641$ ,  $M_x= 0 Nm$ ,  $M_y= M = 37,09Nm$ ,  $\varphi_M= \pi/2$ . Natomiast przy

przepływie dośrodkowym obliczone wartości wynoszą:  $F_a = 11726N$ ,  $X_0=0,42203$ ,  $M_x= 0 Nm$ ,  $M_y= M = -37,09Nm$ ,  $\varphi_M= -\pi/2$ .



Rys. 2.9. Przepływ dośrodkowy. Przebiegi ciśnienia w szczelinie o nieruchomych ściankach  
Fig. 2.9. Centripetal flow. Pressure field in the face clearance with a rotating slip ring

Z ilustracji przebiegów ciśnień jak i z wartości obliczonych wielkości wynika, że przy przepływie odśrodkowym moment będzie przeciwdziałał stykaniu się ścianek szczeliny, a przy przepływie dośrodkowym będzie odwrotnie.

### 2.1.6. Wnioski z obliczeń przepływu laminarnego

Z przedstawionej analizy wynika, że opis przepływu przez szczelinę równaniami ruchu uproszczonymi do wyrażen rzędu  $>\varepsilon/(1+\bar{x}\varepsilon)$  daje jego obraz jakościowo podobny do opisu za pomocą równań uproszczonych do wyrażen rzędu  $\varepsilon^3$  (uwzględnienie naprężenia w kierunku obwodowym). Różnice wartości obliczonych wielkości są rzędu liczby  $\varepsilon$  i będą tym mniejsze, im mniejsza jest jej wartość [107]. W krótkich szczelinach zadowalające wyniki można otrzymać stosując bardziej uproszczony opis.

Określenie „krótka szczelina” oznacza, że stosunek  $\varepsilon$  jest rzędu 0,1 i mniejszy. Taka geometria szczeliny występuje w uszczelnieniach ślizgowych, gdy docisk pierścieni jest niesymetryczny i następuje przejście z przepływu granicznego w laminarny [107]. Przy dłuższych szczelinach zjawisko ma jakościowo podobny charakter, lecz wartości obliczane równaniem (3.12) mogą się istotnie różnić od obliczonych dokładniej.

Z analizy przepływu laminarnego przez szczelinę poprzeczną wynika, że rozkład ciśnienia w szczelinie istotnie zależy od jej zbieżności. Przy przepływie odśrodkowym moment spowodowany siłami ciśnienia w poprzecznej szczelinie o zbieżności  $\alpha$  przeciwdziała stykaniu się pierścieni pod warunkiem odpowiedniej podatności ich podparcia. Ten efekt potwierdzono badaniami opisanymi w pracy [41] i cytowanymi w rozdziale 4 oraz stanowił on podstawę do opracowania nowej konstrukcji tarczy odciążającej, opisanej w zgłoszeniu patentowym [39]. W przypadku przepływu dośrodkowego zwrot wektora momentu jest przeciwny.

Depresja ciśnienia za zwężeniem szczeliny może być przyczyną kawitacji i erozji przez nią powodowanej.

Obliczona przy zerowej prędkości obrotowej składowa momentu  $M_y$  jest taka sama jak przy przyjętej w przykładzie liczbowym prędkości obrotowej pierścienia ślizgowego. Można stąd wnosić, że w całym zakresie prędkości obrotowych, przy założonej geometrii szczeliny i spadku ciśnienia, składowa momentu  $M_y$  jest stała. Również wartość siły osiowej  $F_0$ , a więc nośność pierścienia ślizgowego tarczy, nie zależy od jej prędkości obrotowej.



Obliczenia mogą mieć zastosowanie zarówno w proponowanym zakresie parametrów pracy tarczy odciążającej, jak i zasilanych olejem pod odpowiednim ciśnieniem łożysk ślizgowych.

## 2.2. Przepływ turbulentny przez szczelinę poprzeczną

Przepływ burzliwy przez szczelinę poprzeczną był również przedmiotem wielu analiz, np. [22], [105], [120].

Istotna dla przepływu, a szczególnie rozkładu ciśnienia w szczelinie poprzecznej, jest zbieżność wynikająca z bicia czołowego obydwu powierzchni. Wynika ona z tolerancji wymiarowych jak też współosiowości wału i kadłuba pompy. Wpływ na to mają też strzałka ugięcia i precesja zespołu wirującego. Praktycznie błąd równoległości ścianek szczeliny poprzecznej zespołu odciążenia jest nieunikniony. Geometrię szczeliny poprzecznej przedstawiono na rys.2.1.

### 2.2.1. Opis samopodobnego przepływu przez szczelinę poprzeczną

W podstawowych obliczeniach przepływów przez szczeliny dławiące przyjmuje się, że współczynnik oporu nie zależy od liczby  $Re_p$  i że mamy do czynienia z przepływem samopodobnym, który w szczelinie poprzecznej może być opisany równaniem [118], [122]:

$$\frac{d(pa)}{2dr} = -\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \int_0^{a/2} \rho v_r^2 dy \right) - \tau_r \quad (2.26)$$

Przy dużych gradientach ciśnienia i pominięciu energii kinetycznej w szczelinie poprzecznej pierwszy człon prawej strony równania pominięto jako mały w porównaniu z drugim. Przy takim założeniu otrzymuje się:

$$\frac{d(pa)}{2dr} = -\tau_r$$

Po uwzględnieniu zależności  $\tau_r \equiv \rho v_r^2 \frac{a}{8} = \rho v_{r2}^2 \left(\frac{r_2}{r}\right)^2 \frac{a}{8} = \frac{B_3}{r^2}$  wynikającej ze wzoru Darcy-Weisbacha dla szczeliny i z uśrednionego warunku ciągłości przepływu otrzymuje się [122]:

$$d(pa) = -B_3 \frac{dr}{r^2} \quad (2.27)$$

Po scałkowaniu równania (2.27) i obliczeniu współczynnika  $B_3$  oraz stałej całkowania na podstawie geometrii szczeliny oraz warunków brzegowych otrzymano wartość ciśnienia w dowolnym punkcie szczeliny:

$$p(r, \varphi) = (1 - \xi) \Delta p_2 \frac{a_2 r_2 r_3 - r}{a r r_3 - r_2} \quad (2.28)$$

Szerokość szczeliny poprzecznej w dowolnym jej punkcie określa wzór:

$$a(r, \varphi) = a_m + r \alpha \cos \varphi$$

Przyjęto warunki brzegowe dla przepływu osiowego przez szczelinę poprzeczną:  $p(r_2) = p_2$  oraz  $p(r_3) = p_3$ , z których wynika całkowity spadek ciśnienia w szczelinie poprzecznej:  $\Delta p_2 = p_2 - p_3$ . Ponadto można napisać, że:

$p(r_2) = p_2 - \Delta p_{wl} = (1 - \zeta) \Delta p_2$  - ciśnienie we wlocie szczeliny poprzecznej,  
 $p(r_3) = p_3$  - ciśnienie wylotowe ze szczeliny.

Spadki ciśnienia na wlocie  $\Delta p_{wl}$  i na długości szczeliny  $\Delta p_{sz}$  dla uśrednionego po szerokości szczeliny przepływu promieniowego ( $\partial v_r / \partial z = 0$ ) oraz stałych wartości  $\zeta$  i  $\lambda_2$  można wyrazić uproszczonymi zależnościami [113], [122]:

$$\Delta p_{wl} = \rho(1 + \zeta) \frac{v_{r2}^2}{2} \quad (2.29a)$$

oraz:

$$\Delta p_2 = \rho \left[ \frac{\lambda_2 (r_3 - r_2) r_2}{2a(r_2, \varphi) r_3} + \left(\frac{r_2}{r_3}\right)^2 + \zeta \right] \frac{v_{r2}^2}{2} \quad (2.29b)$$

Ponieważ prędkość  $v_{r2}$  jest zmienna wzdłuż obwodu, więc i współczynnik udziału wlotowego spadku ciśnienia jest zmienny wzdłuż obwodu szczeliny i jest określony wzorem:

$$\xi(\varphi) = \frac{\Delta p_{wl}}{\Delta p_2} = \frac{\Delta p_{wl}}{\Delta p_{sz} + \Delta p_{wl}} = \frac{1 + \zeta}{\frac{\lambda_2 (r_3 - r_2) r_2}{2a(r_2, \varphi) r_3} + \left(\frac{r_2}{r_3}\right)^2 + \zeta} \quad (2.30)$$

Powyższy model nie uwzględnia wpływu wirowania pierścienia ślizgowego na rozkład ciśnienia w szczelinie poprzecznej i kąt wektora momentu. Jest to uzasadnione dużym spadkiem ciśnienia w szczelinie, na ogół o rząd większym od gradientów ciśnienia spowodowanych wirowaniem jednej ścianki szczeliny.

Wypadkową siłę osiową  $F_0$  określa wzór (2.17), a współczynnik siły osiowej  $X_0$  definiuje wzór (2.22). Brak osiowej symetrii rozkładu ciśnienia w szczelinie jest powodem wystąpienia momentu którego składowe  $M_x$  i  $M_y$  określają wzory (2.18) i (2.19). Moduł wektora momentu obliczamy wzorem (2.20), a kąt między płaszczyzną działania wektora momentu a płaszczyzną  $Oxz$  określa wzór (2.21).

Wyniki obliczeń wykonane wg powyższego algorytmu przytoczono w punkcie 2.2.3.

### 2.2.2. Model obliczeniowy $k-\varepsilon$ z zastosowaniem programu Tasc Flow

Do wyznaczenia struktury przepływu trójwymiarowego wykorzystano komercyjny program CFX-TascFlow firmy AEA Technology Engineering Software [5].

#### 2.2.2.1. Równania podstawowe

Rozwiązywane są równania Reynoldsa i równanie ciągłości. W przyjętym układzie współrzędnych kartezjańskich równania te mają następującą postać:

$$\text{- równanie ciągłości } \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0, \quad (2.31)$$

gdzie  $U_j$  reprezentuje kartezjańskie składowe trójwymiarowego wektora prędkości ( $j, i=1,2,3$ );

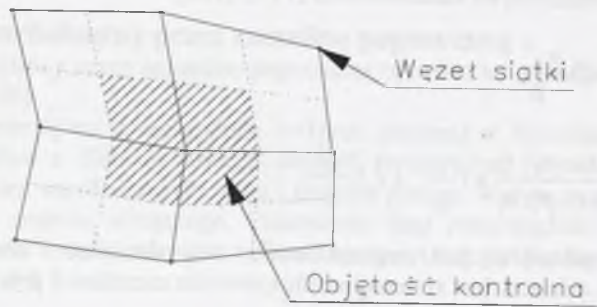
- równanie zachowania ilości ruchu (pędu):

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{U}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_i \bar{U}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu_{eff} \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) \right\} + f_i, \quad (2.32)$$

gdzie człon  $f_i = -\rho(2\bar{\omega} \times \bar{U} + \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{r}))$  reprezentuje w układzie obracającym się z prędkością kątową  $\bar{\omega}$  siłę Coriolisa i siłę odśrodkową, natomiast  $\mu_{eff} = \mu + \mu_T$ , gdzie



$\mu = \rho\nu$  oznacza lepkość wiskotyczną a  $\mu_T$  lepkość turbulentną wyznaczaną z wybranego modelu turbulencji.



Rys. 2.10. Usytuowanie elementarnej objętości kontrolnej na siatce obliczeniowej dla całkowania równań podstawowych

Fig. 2.10. Arrangement of the elementary control volume in the calculation net for the integration of basic equations

Zauważono, iż obliczenia przepływu w tego typu szczelinach z dyskretyzacją pierwszego rzędu dawały rezultaty znacznie odbiegające od rezultatów otrzymanych eksperymentalnie oraz w wyniku obliczeń innymi metodami. Spowodowane to jest pojawieniem się tzw. lepkości numerycznej w schematach pierwszego rzędu [29].

#### 2.2.2.2. Model turbulencji

Wartość naprężeń poza prostymi przypadkami jest nieznaną. Wartość tych naprężeń wiąże się z uśrednionym rozkładem pól prędkości. Związki pomiędzy polem prędkości a naprężeniami są równaniami zamykającymi. Są one nazywane modelami turbulencji. W niniejszej pracy do wyznaczenia lepkości turbulentnej  $\mu_T$  wykorzystano model turbulencji  $k-\epsilon$  oraz dwuwarstwowy model  $k-\epsilon$ .

Przyjęto, że lepkość turbulentna jest proporcjonalna do iloczynu turbulentnej skali prędkości  $v_t$  i zdefiniowanej przez Prandtla drogi mieszania  $l_t$ , czyli:

$$\mu_T = \rho \cdot c_\mu \cdot v_t \cdot l_t \quad (2.33)$$

W modelu  $k-\epsilon$  wartość  $v_t$  wyznacza się jako pierwiastek z kinetycznej energii turbulencji  $v_t = \sqrt{k}$ , natomiast droga mieszania  $l_t$  związana jest równaniem  $\epsilon = \frac{k^{3/2}}{l_t}$ , gdzie  $\epsilon$  jest współczynnikiem dyssypacji energii. Po podstawieniu otrzymuje się zależność na dynamiczną lepkość turbulentną  $\mu_T = \rho \cdot c_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$ , natomiast  $k$  i  $\epsilon$  wyznacza się z następujących równań różniczkowych:

$$\text{- równanie dla } k: \quad \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial x_j} = P_k - \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_T}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) \quad (2.34)$$

$$\text{- równanie dla } \epsilon: \quad \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j \epsilon)}{\partial x_j} = \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) \quad (2.35)$$

$$\text{gdzie } P_k = \mu_T \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \text{ jest produkcją energii turbulencji.} \quad (2.36)$$

Stałe modelu przepływu są następujące:

$$C_\mu = 0.09 \quad C_{\epsilon 1} = 1.44 \quad C_{\epsilon 2} = 1.92 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

Przyjęto je na podstawie wstępnej analizy wyników obliczeń przepływu przez szczeliną poprzeczną, wykonanych wzorami dla przepływu automodelującego [118], [122] i porównanych z wynikami pomiarów [98].

Opisany, często stosowany, model turbulencji w przypadku obliczeń maszyn wirnikowych wymaga stosowania tzw. prawa ścianki, w którym to zakładany jest logarymiczny rozkład prędkości pomiędzy pierwszym węzłem siatki obliczeniowej leżącym w obszarze przepływu a węzłem na ściance kanału [7], [74].

W rozpatrywanym przez nas modelu przepływu w szczelinie poprzecznej wartość liczby Reynoldsa może być w zakresie przepływu laminarnego, przejściowego i turbulentnego. W obszarze przepływu laminarnego logarymiczny rozkład prędkości nie ma zastosowania. W związku z tym zastosowano dwuwarstwowy model  $k-\epsilon$ , rozgraniczając

obszar przepływu na węzły, w których  $\frac{\mu_T}{\mu} \geq 36$  i węzły, w których  $\frac{\mu_T}{\mu} < 36$ . To rozgraniczające kryterium zaproponował Rodi [82].

W warstwie zewnętrznej lepkość turbulentną wyznaczono z dwurównaniowego standardowego modelu  $k-\epsilon$ . A w węzłach, w których  $\frac{\mu_T}{\mu} < 36$  lepkość wyznaczana jest za pomocą jednorównaniowego modelu, w którym rozwiązuje się równanie (2.34). Wartość energii dyssypacji  $\epsilon$  wyznaczana jest z równania:

$$\epsilon = \frac{k^{3/2}}{\ell_t f_\epsilon}$$

$$\text{a lepkość turbulentna} \quad \mu_T = \rho \cdot C_\mu \sqrt{k} \ell_t f_\mu,$$

$$\text{gdzie droga mieszania:} \quad \ell_t = \frac{\kappa \cdot y}{C_\mu^{3/4}} \quad \kappa = 0.4 - \text{stała von Karmana,}$$

$y$  - odległość węzła od ścianki

$$\text{oraz funkcje wpływu } f_\epsilon = 1 - \exp\left(-\frac{y^+}{3.8 \cdot C_\mu^{1/4}}\right), \quad f_\mu = 1 - \exp\left(-\frac{y^+}{63 \cdot C_\mu^{1/4}}\right),$$

w których  $y^+$  jest bezwymiarową odległością węzła od ścianki.

Bardzo istotna jest kontrola wartości  $y^+$  w trakcie obliczeń. W przypadku obliczeń ze standardowym modelem  $k-\epsilon$  wartość  $y^+$  powinna zawierać się w przedziale 20-100, natomiast dla przypadku modelu dwuwarstwowego  $y^+ < 2$ . W razie niespełnienia tych warunków należy odpowiednio zmodyfikować siatkę obliczeniową [7].

#### 2.2.2.3. Warunki brzegowe obliczeń programem tasc flow

W obliczeniach postawiono następujące warunki brzegowe:



- wartość ciśnienia całkowitego przed szczeliną,
- wartość ciśnienia statycznego za szczeliną,
- zerowanie się prędkości na ściankach nieruchomych szczeliny i obu komór,
- wartości prędkości obwodowych na ściankach ruchomych szczeliny i komór,
- intensywność turbulencji i droga mieszania dla modelu turbulencji  $k-\varepsilon$  w komorze wlotowej szczeliny.

Przyjęto identyczne wartości liczbowe jak dla opisu przepływu automodelującego.

### 2.2.3. Przykład obliczeniowy

W niniejszym przykładzie porównano wyniki obliczeń rozkładu ciśnienia  $p(r,\varphi)$ , w szczelinie poprzecznej, siły osiowej  $F_0$ , współczynnika nośności  $X_0$  momentu  $M$  i jego składowych  $M_x$  i  $M_y$ , kąta położenia wektora momentu  $\varphi_M$ , przeprowadzonych przy założeniu przepływów samopodobnych oraz opisu modelem  $k-\varepsilon$ . Ponadto przedstawiono obliczone modelem  $k-\varepsilon$  pole prędkości promieniowych i pole prędkości obwodowych wzdłuż promienia dla wybranego kąta obwodowego. Obliczenia przeprowadzono przy tej samej zadanej geometrii szczeliny poprzecznej oraz wartości ciśnienia na wlocie i wylocie.

Do obliczeń założono:

- promień wlotowy szczeliny:  $r_2=127,5\text{mm}$ ,
- promień wylotowy szczeliny  $r_3=170\text{mm}$ ,
- średnią szerokość szczeliny  $a_m=0,12\text{mm}$ ,
- kąt przechylenia pierścienia ślizgowego (wirującego)  $\Delta\alpha=\alpha_5=0,00047\text{ rad}=0,027^\circ$ ,
- kąt przechylenia pierścienia oporowego (stałego)  $\alpha_0=0$ ,
- prędkość kątowna pierścienia ślizgowego  $\omega=151,8\text{ s}^{-1}$

Parametry przepływu wody:

- ciśnienia: wlotowe  $p_2=5,5\text{MPa}$  i wylotowe  $p_3=0,1\text{MPa}$ , czyli  $\Delta p_2=5,4\text{MPa}$
- temperatura wody  $t=15^\circ\text{C}$ ,
- lepkość kinematyczna  $\nu=1,1414\text{ m}^2/\text{s}$ ,
- strumień przepływu przez szczelinę  $q_{odc}=4,23\text{ l/s}$ , z którego wynika prędkość średnia  $v_{rm}=37,71\text{ m/s}$ ,

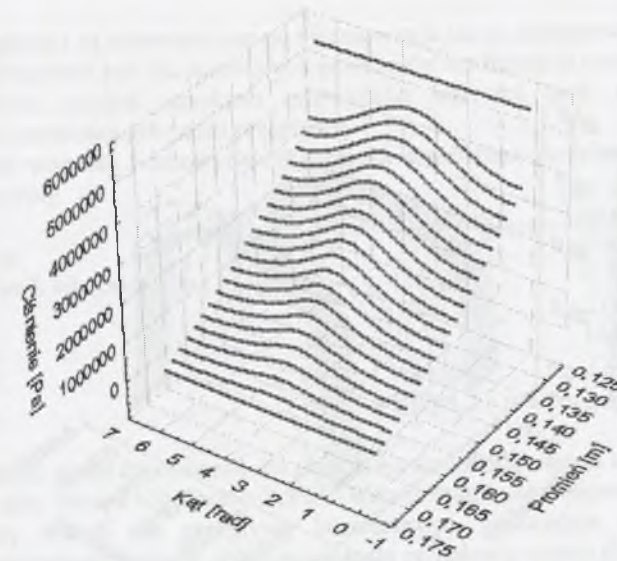
średnie liczby kryterialne Reynoldsa: w przepływie Poiseuille'a  $Re_p = \frac{2a_m v_{rm}}{\nu} = 7930$

oraz w przepływie Couette'a  $Re_c = \frac{2\omega r_m a_m}{\nu} = 4750$ .

Do wzorów (2.28) do (2.30) podstawiono stałe wartości współczynnika straty wlotowej szczeliny  $\zeta=0,5$  oraz współczynnika strat na długości szczeliny  $\lambda_2=0,04$ . Takie wartości są zwykle przyjmowane w uproszczonych obliczeniach przepływów turbulentnych przez szczelinę [76] [114], [122]. Taka wartość współczynnika  $\lambda_2$  jest zbliżona do średniej ze zmierzonych w strefie przepływów turbulentnych [98], [24].

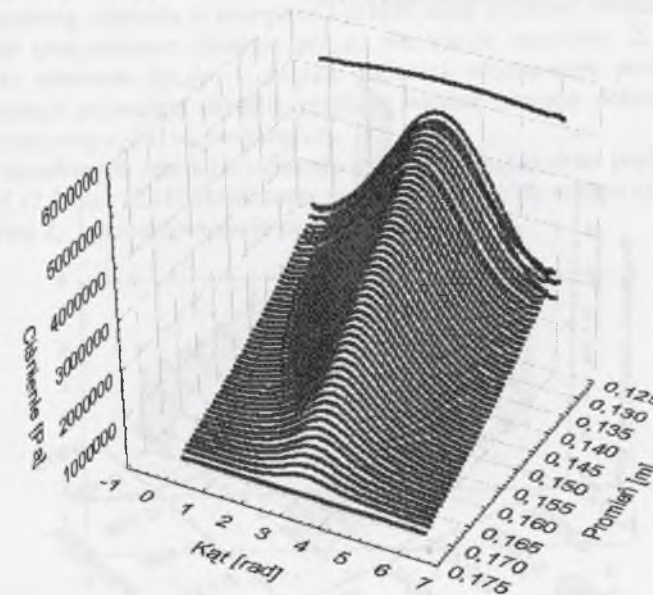
#### 2.2.3.1. Wyniki obliczeń

Podstawowymi wynikami obliczeń przeprowadzonych wg obydwu opisów są pola ciśnienia dla zmiennych kątów obwodowych i promienia szczeliny na jej całej powierzchni, które przedstawiono na rys. 2.11 i rys.2.12.



Rys. 2.11. Rozkład ciśnień obliczonych wg przybliżonego wzoru (2.30)  
Fig. 2.11. Distribution of pressure calculated similarly by means of Eq. (2.30)

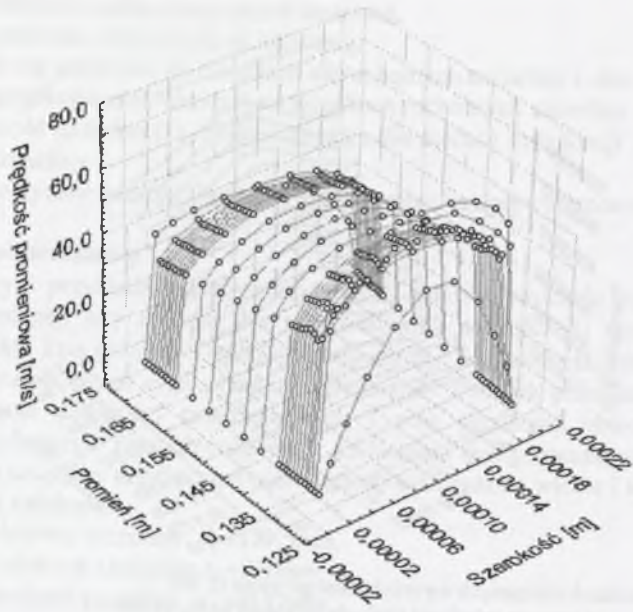
Uproszczenia przyjęte w opisie jak dla samopodobnych przepływów powodują, że przebiegi ciśnień są symetryczne względem osi symetrii szczeliny, czyli osi  $Ox$ .



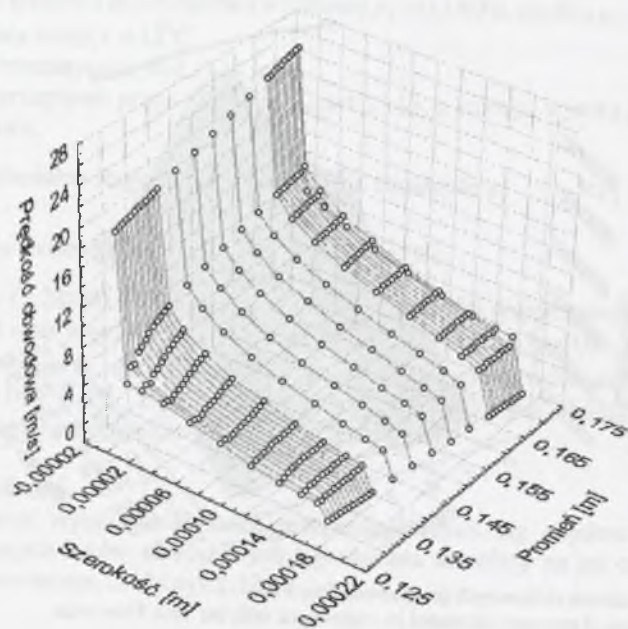
Rys. 2.12. Rozkład ciśnień obliczonych programem Tasc Flow  
Fig. 2.12. Distribution of pressure calculated in compliance with the Tasc Flow code

Obliczenia wykonane programem Tasc Flow dały ponadto przebiegi prędkości promieniowej i obwodowej w szczelinie, przedstawione na rys.2.13 i 2.14 dla wybranego przekroju wzdłużnego. Maksymalna wartość prędkości promieniowej w szczelinie wynosiła  $v_{rmax}=59,4\text{m/s}$ .





Rys. 2.13. Rozkład prędkości promieniowej w szczelinie, obliczony programem Tasc Flow, dla stałego kąta obwodowego  $\varphi=183^\circ$   
 Fig. 2.13. Distribution of the radial velocity in the clearance, calculated in compliance with the Tasc Flow code, concerning a constant circumferential angle  $\varphi=183^\circ$



Rys. 2.14. Rozkład prędkości obwodowej w szczelinie, obliczony programem Tasc Flow, dla stałego kąta obwodowego  $\varphi=183^\circ$   
 Fig. 2.14. Distribution of the peripheral velocity in the clearance, calculated in compliance with the Tasc Flow code, concerning a constant circumferential angle  $\varphi=183^\circ$

Profile prędkości są monotoniczne po uformowaniu się za zaburzeniem spowodowanym stratą wlotową. Podobnie jest dla pozostałych przekrojów wzdłużnych szczeliny.

Dla prostych modeli uzyskano empiryczne wartości tych związków poprzez eksperyment dla określonej geometrii przepływu.

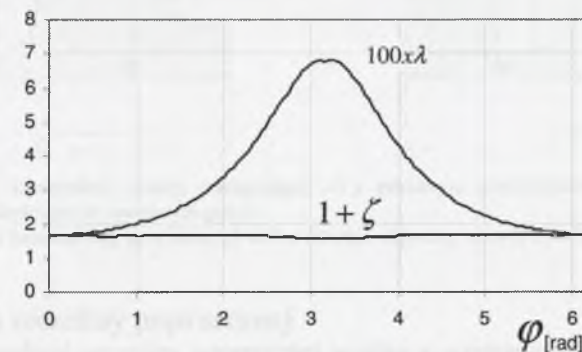
Porównanie wartości liczbowych obliczonych obydwooma modelami przepływu przez szczelinę poprzeczną:

	model uproszczony	model $k-\varepsilon$
Siła osiowa:	$F_0= 77730 \text{ N}$	$70850 \text{ N}$
Współczynnik siły osiowej:	$X_0= 0,3626$	$0,3305$
Moment	$M= 1543 \text{ Nm}$	$2270 \text{ Nm}$
Składowa	$M_x= 0$	$166 \text{ Nm}$
Składowa	$M_y= 1543 \text{ Nm}$	$2260 \text{ Nm}$
Kąt	$\varphi_0= \pi/2=1,57 \text{ rad}$	$1,49 \text{ rad}$

Z porównania wyników obliczeń dla przepływu samopodobnego i korzystając z modelu  $k-\varepsilon$  wynika, że siła osiowa różni się o 8,8%. (Współczynnik siły osiowej  $X_0$  jest w sposób istotny mniejszy aniżeli dla przepływu laminarnego). Istotniejsze są różnice między obliczonymi momentami; moment obliczony jak dla przepływu samopodobnego jest o 31,7% mniejszy niż obliczony z zastosowaniem modelu  $k-\varepsilon$ . Kierunek działania wektora momentu różni się nieznacznie.

Obliczone modelem  $k-\varepsilon$  rozkłady ciśnień i prędkości pozwalają na obliczenie współczynników straty wlotowej  $\zeta$  i strat tarcia  $\lambda_2$ , po wprowadzeniu których do wzorów (2.28a) i (2.28b) otrzyma się przebiegi ciśnienia w szczelinie. Linearyzując otrzymany z opisu modelem  $k-\varepsilon$  przebieg ciśnienia w szczelinie i przedłużając go przez obszar kontrakcji aż do wlotu określono obliczeniowe ciśnienie  $p(r_2, \varphi)$  we wlocie szczeliny. Z ciśnienia  $p(r_2, \varphi)$  wynikają spadki ciśnienia  $\Delta p_{wl}(\varphi)$  i  $\Delta p_{sz}(\varphi)$ . Również uformowane profile prędkości za obszarem kontrakcji pozwalają określić przebieg wzdłuż obwodu obliczeniowej średniej prędkości promieniowej  $v_{r2}(\varphi)$  na promieniu  $r_2$ .

Dla tak określonych spadków ciśnienia  $\Delta p_{wl}(\varphi)$  i  $\Delta p_{sz}(\varphi)$  oraz prędkości wlotowych  $v_{r2}(\varphi)$  wzorami (2.28a) i (2.28b) obliczono współczynniki straty wlotowej  $\zeta$  i strat tarcia na długości szczeliny  $\lambda_2$  i przedstawiono je na wykresie rys.2.15.



Rys. 2.15. Przebiegi współczynników wlotowego spadku ciśnienia  $1+\zeta(\varphi)$  oraz strat tarcia na długości szczeliny  $\lambda_2(\varphi)$ , obliczonych wzorami (2.28a) i (2.28b), do których wstawiono  $\Delta p_{wl}(\varphi)$ ,  $\Delta p_{sz}(\varphi)$  i  $v_{r2}(\varphi)$  otrzymane z opisu modelem  $k-\varepsilon$

Fig. 2.15. Curves of the coefficients of the inlet resistance  $1+\zeta(\varphi)$  and the continuous resistance  $\lambda(\varphi)$ , in the clearance, calculated by means of the equations (2.28a) and (2.28b), after substituting in them the quantities  $\Delta p_{wl}(\varphi)$ ,  $\Delta p_{sz}(\varphi)$  and  $v_{r2}(\varphi)$ , taken from the description of the  $k-\varepsilon$  model



Z wykresu na rys.2.15 widać, że tak obliczony współczynnik straty wlotowej nie odbiega znacznie od zwykle przyjmowanej wartości  $1+\zeta(\varphi)=1,5$  i nieznacznie zmienia się wzdłuż obwodu. Natomiast średni współczynnik strat tarcia  $\lambda_2(\varphi)$  zmienia się wzdłuż obwodu w znacznym zakresie. Powoduje to większą asymetrię pola ciśnień w szczelinie aniżeli wynikająca z obliczeń uproszczonych.

#### 2.2.4. Wnioski z obliczeń przepływu turbulentnego

Mimo znacznego uproszczenia opis dla przepływu samopodobnego jest jakościowo podobny do opisu uzyskanego w wyniku obliczeń za pomocą modelu  $k-\varepsilon$ .

Model  $k-\varepsilon$  wymaga założenia wartości kilku stałych empirycznych, które mają wpływ na wynik obliczeń. Wyznaczenie strumienia przepływu przez szczelinę za pomocą pierwszego algorytmu z zastosowaniem znanych z literatury współczynników określonych poprzez pomiary pozwala na weryfikację założeń do obliczeń modelem  $k-\varepsilon$ .

Obliczenia modelem  $k-\varepsilon$  wykazały, że siła osiowa jest nieznacznie mniejsza od obliczonej dla przepływu samopodobnego, natomiast moment jest wyraźnie większy. Wyniki obliczeń T-F wskazują na zmienność współczynnika oporu ciągłego wzdłuż obwodu szczeliny poprzecznej o przyjętej geometrii. Uzmiennienie tego współczynnika wzdłuż obwodu szczeliny może pozwolić na zbliżenie obliczonych dla przepływu samopodobnego rozkładów ciśnień i wartości momentów do otrzymanych z obliczeń z zastosowaniem modelu  $k-\varepsilon$ . Jednakże potwierdzenie zgodności opisu modelem  $k-\varepsilon$  z rzeczywistym zjawiskiem przepływu wymaga badań empirycznych. Na przykład podane w literaturze [33], [98] wyniki obliczeń na podstawie pomiarów współczynnika straty wlotowej do szczeliny poprzecznej wskazują, że przyjmuje on wartości 0,1 do 0,2, a więc mniejsze niż uzyskane w niniejszej analizie.

Zastosowanie współczynników otrzymanych w przytoczonym przykładzie liczbowym do szczeliny o innych wymiarach i innych parametrach pracy może pozwolić na jakościową ocenę wyników otrzymanych jak dla samopodobnego przepływu.

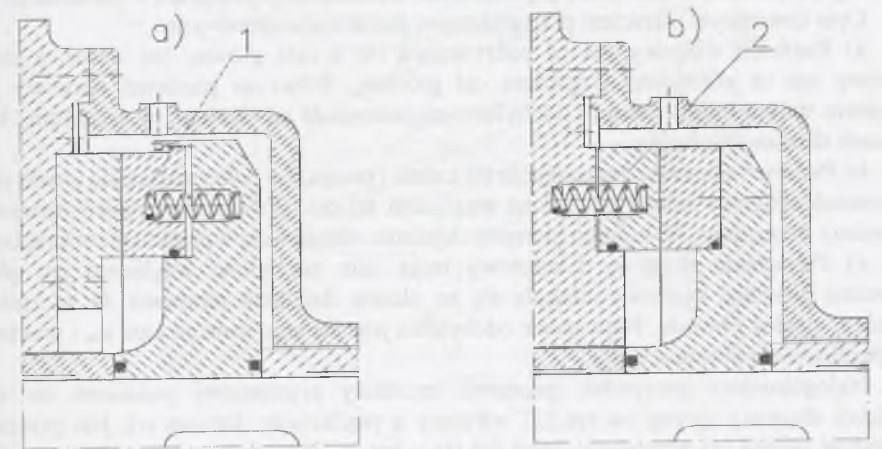
Ponieważ większość opisanych w literaturze przedmiotu wyników badań przepływu przez szczelinę jest opracowana przy założeniu samopodobnego przepływu, więc opis ten może być pomocny w ocenie strumienia i turbulencji przepływu, co z kolei pozwala na uściślenie założeń do obliczeń modelem  $k-\varepsilon$ .

### 3. GEOMETRIA SZCZELIN POPRZECZNYCH I DYNAMIKA PODATNYCH PIERŚCIENI TARCZ ODCIĄŻAJĄCYCH

W rozdziale przedstawiono geometrię płaskościenną szczeliny poprzecznej o nierównoległych ściankach i zdefiniowano warunek bezkontaktowej współpracy pierścienia ślizgowego z oporowym. Przytoczono równania ruchu opisujące drgania kątowne podatnie mocowanego pierścienia oporowego oraz podatnie mocowanego pierścienia ślizgowego [64]. Przeprowadzono analizę częstotliwościową tych równań. Przedstawiono przykład liczbowy, w którym dla tarczy o przyjętych cechach konstrukcyjnych i parametrach pracy określono częstotliwościowe charakterystyki amplitudowe i fazowe. Przeprowadzono analizę geometrii szczeliny poprzecznej, pozwalającą na określenie warunku bezkontaktowej współpracy pierścienia ślizgowego z oporowym [60].

#### 3.1. Konstrukcje tarcz odciażających z podatnym pierścieniem ślizgowym lub oporowym

Uzyskanie bezstykowej współpracy pierścienia ślizgowego z oporowym jest możliwe przy odchyłaniu się jednego z nich o niewielki kąt wynikający z ich bicia czołowego. Na rys.3.1a i b pokazano pierścienie podparte za pomocą sprężyn i uszczelniony: względem tarczy pierścień ślizgowy 1 lub względem kadłuba pierścień oporowy 2. Takie rozwiązania konstrukcyjne mają na celu umożliwienie pracy przy tarceniu płynnym w szczelinie poprzecznej mimo zmniejszenia średnicy tarczy i w konsekwencji strumienia przepływu  $q_{odc}$ . Efektem jest zmniejszenie strat objętościowych i strat tarcia w zespole odciażenia przez [40], [50], [53]. Jednakże wprowadzenie podatności elementu maszyny wymaga opisu jego charakterystyk dynamicznych i oceny ich wpływu na pracę całej konstrukcji.



Rys. 3.1. Przykłady konstrukcji tarczy odciażającej; a) z podatnym pierścieniem ślizgowym poz.1, b) z podatnym pierścieniem oporowym poz.2

Fig. 3.1. Examples of balance disk structures; a) with a flexible slip-ring, item 1, b) with a flexible thrust ring, item 2

#### 3.2. Geometria szczeliny poprzecznej

Średnia szerokość szczeliny poprzecznej wynika z wymiarów konstrukcyjnych tarczy odciażającej i parametrów pracy pompy. Przy ustalonej sile osiowej największy wpływ na średnią szerokość szczeliny poprzecznej ma średnica tarczy odciażającej oraz szerokość  $h$  szczeliny wzdłużnej przed tarczą. Wzrost szerokości szczeliny wzdłużnej na skutek eksploatacji pompy powoduje powiększenie szerokości szczeliny poprzecznej i zwiększenie przepływu przez zespół odciażenia. Im większy udział spadku ciśnienia w szczelinie



poprzecznej, tym mniejszy wpływ zużycia eksploatacyjnego na wzrost strumienia  $q_{odc}$  [57], [101].

Warunkiem tarcia płynnego na całej powierzchni szczeliny poprzecznej między typowym, sztywno osadzonym na tarczy pierścieniem ślizgowym a również sztywno osadzonym w kadłubie tłocznym pompy pierścieniem oporowym jest ustalenie się takiej jej minimalnej szerokości, która spełnia następującą nierówność [40]:

$$a_{2-3,min} \geq \Delta a_f + \Delta a_d + \Delta a_p + \Delta a_l, \quad (3.1)$$

gdzie:

$\Delta a_f = a - a'$  - zmniejszenie szerokości szczeliny na skutek możliwego wzrostu siły osiowej w pompie (np. na skutek dławienia pompy),

$\Delta a_d$  - zmniejszenie szerokości szczeliny na skutek odkształceń zespołu wirującego i kadłuba pompy, spowodowanych zmianami rozkładów ciśnień, w tym reakcji hydrodynamicznych w szczelinach uszczelniających, zmianami pól temperatur w kadłubach pompy, w czasie jej pracy,

$\Delta a_p$  - zmniejszenie szerokości szczeliny na skutek ugięcia tarczy odciążającej spowodowanego siłami ciśnienia,

$\Delta a_l$  - łączny błąd wykonania pierścieni ślizgowych i oporowych, w tym efekt niewyważenia elementów zespołu wirującego, a także ruchu precesyjnego tarczy [66].

Zastosowanie podatności jednego z pierścieni umożliwia bezkontaktową pracę szczeliny przy znacznie mniejszej jej szerokości średniej niż wynikająca z warunku (3.1).

Opis kinematyki pierścieni przy podatnym pierścieniu oporowym:

a) Pierścień ślizgowy ma oś pokrywającą się z osią główną (oś wału), a pierścień oporowy ma oś pochyloną względem osi głównej. Wówczas pierścień oporowy jest w położeniu stałym (nieruchomy) i odchyłany momentem  $M$  sił ciśnienia w szczelinie, którego kierunek działania jest stały.

b) Pierścień oporowy ma wstępnie (w czasie postoju) oś pokrywającą się z osią główną, a pierścień ślizgowy ma oś pochyloną względem tej osi. Wówczas pierścień oporowy jest odchylany momentem  $M$ , którego kierunek działania wiruje wraz z pierścieniem ślizgowym.

c) Pierścienie ślizgowy i oporowy mają osie pochylone względem osi głównej. Wówczas pierścień oporowy odchyła się na skutek działania momentu  $M$  ze zmiennym ugięciem wzdłuż obwodu. Największe odchylenie jest dla tego samego kąta  $\varphi_m$  i powtarza się z częstotliwością obrotów wału.

Najogólniejszy przypadek geometrii szczeliny poprzecznej pokazano na rys.3.2. Pierścień ślizgowy (górny na rys.3.2, wirujący z prędkością kątową  $\omega$ ), jest przechylony względem swojej osi wirowania, czyli osi  $Oz$  o kąt  $\alpha_s$ . Pierścień oporowy jest przechylony względem osi  $Oz$  o kąt  $\alpha_0$ . Między osiami przechyłów pierścieni występuje kąt  $\varphi_0$ .

Odległości punktów o tych samych współrzędnych  $r, \varphi$  na pierścieniach ślizgowym i oporowym od płaszczyzny  $Oxy$  prostopadłej do osi głównej wynoszą:

$$z_1 = z_s + \alpha_s r \cos \varphi \quad \text{oraz} \quad z_2 = z_0 + \alpha_0 r \cos(\varphi + \varphi_0),$$

natomiast odległość między tymi punktami jest różnicą:

$$a = z_1 - z_2 = z_s - z_0 + \alpha_s r \cos \varphi - \alpha_0 r \cos(\varphi + \varphi_0)$$

Podstawiając  $a_m = z_s - z_0$  oraz  $\cos(\varphi + \varphi_0) = \cos \varphi \cos \varphi_0 - \sin \varphi \sin \varphi_0$ , otrzymamy:

$$a = a_m + r[\alpha_s \cos \varphi - \alpha_0 (\cos \varphi \cos \varphi_0 - \sin \varphi \sin \varphi_0)]$$

Szerokość szczeliny będzie ekstremalna dla kąta  $\varphi_m$ , dla którego  $\frac{da}{d\varphi} = 0$ , skąd dla:

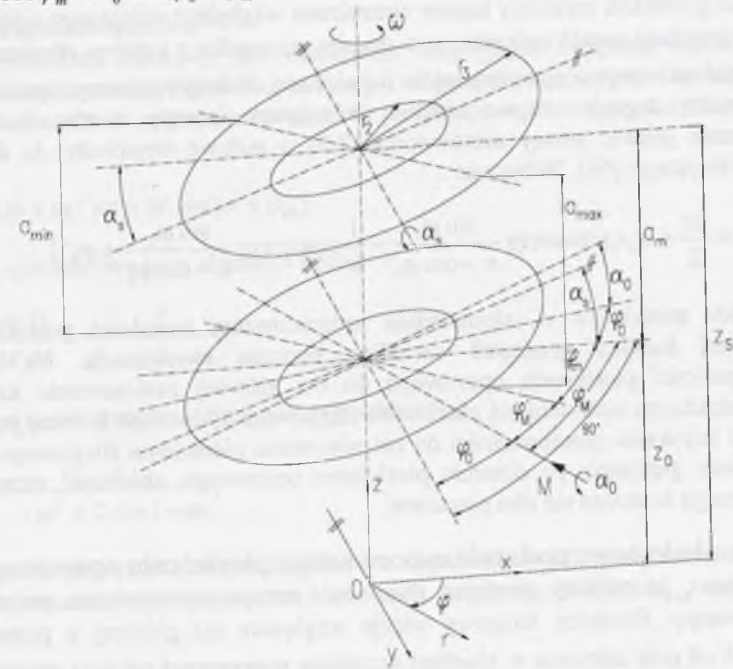
$$\varphi = \varphi_m = \arctg \frac{\alpha_s \sin \varphi_0}{\alpha_s - \alpha_0 \cos \varphi_0}, \quad \text{będzie } a_{max}, \quad \text{a dla } \varphi = \varphi_m + \pi \quad \text{będzie } a_{min} \quad (3.2)$$

Ponieważ  $\varphi_0 + \varphi_M + \varphi_m = \frac{\pi}{2}$ , więc znajomość kąta  $\varphi_M$  między płaszczyzną symetrii szczeliny a płaszczyzną działania wektora momentu  $M$  pozwala, metodą prób, na określenie kąta  $\varphi_0$  ze wzoru:

$$\varphi_M = \frac{\pi}{2} - (\varphi_0 + \arctg \frac{\alpha_s \sin \varphi_0}{\alpha_s - \alpha_0 \cos \varphi_0}) \quad (3.3)$$

Zbieżność szczeliny  $\Delta \alpha$  należy obliczać w płaszczyźnie obróconej o kąt  $\varphi_m$  względem płaszczyzny  $Oxz$  ze wzoru:

$$\Delta \alpha = \alpha_s \cos \varphi_m - \alpha_0 \cos(\varphi_0 + \varphi_m) \quad (3.4)$$



Rys. 3.2. Geometria szczeliny poprzecznej  
Fig. 3.2. Geometry of the face clearance

Warunkiem braku styku ścianek szczeliny, czyli pracy przy tarcia płynnym, jest  $a_{min} > 0$  lub  $a_{max} < 2a_m$ , z czego wynika dopuszczalna zbieżność szczeliny  $\Delta \alpha < 2a_m / 2r_3 = a_m / r_3$ . Po podstawieniu będzie:

$$a_{max} = a_m + (\alpha_s - \alpha_0 \cos \varphi_0) r \cos \varphi_m + \alpha_0 \sin \varphi_0 r \sin \varphi_m \leq 2a_m,$$

czyli:

$$\frac{a_m}{\alpha_s r_3} > \cos \arctg \frac{\sin \varphi_0}{\kappa - \cos \varphi_0} - \frac{1}{\kappa} \cos(\arctg \frac{\sin \varphi_0}{\kappa - \cos \varphi_0} + \varphi_0) \quad (3.5)$$



Ze wzoru (3.5) wynika relacja między średnią szerokością szczeliny  $a_m$ , nachyleniem  $\alpha_s$  pierścienia ślizgowego o promieniu  $r_3$  a stosunkiem pochyłeń pierścieni  $\kappa = \alpha_s / \alpha_0$  i kątem  $\varphi_0$ , przy której pierścienie nie stykają się. Warunek (3.5) może dotyczyć geometrii szczeliny przy statycznym położeniu obu pierścieni. Może też opisywać jej geometrię wynikającą z dynamiki ruchu pierścieni. Wówczas przechylenie katowe  $\alpha_0$  pierścienia oporowego będzie sumą przechylenia statycznego  $\alpha_{0,st}$  i przechylenia katowego spowodowanego momentem od ciśnienia w szczelinie  $\alpha_{0,p}$ , a więc:  $\alpha_0 = \alpha_{0,st} + \alpha_{0,p}$ .

Jeśli przyjąć, że w czasie postoju maszyny czoło pierścienia oporowego jest prostopadłe do osi Oz, to kąt  $\alpha_{0,st} = 0$ . Taka sytuacja może być wynikiem bardzo dokładnego wykonania maszyny lub dotarcia pierścienia oporowego. Wówczas kąt pracy  $\alpha_0 = \alpha_{0,p}$  jest spowodowany momentem  $M$  od pola ciśnienia w szczelinie, którego asymetria jest wynikiem przechylenia pierścienia ślizgowego, określonego kątem  $\alpha_s$ .

Można też rozpatrywać sytuację, gdy  $\alpha_{0,st} > 0$  i dodać oba kąty. O ile w pierwszym przypadku geometria szczeliny będzie niezmienna względem wirującego wraz z pierścieniem ślizgowym układu współrzędnych, to w drugim przypadku z każdym obrotem kąt  $\alpha_0$  będzie się zmieniał od wartości najmniejszej do największej. Należy rozpatrzeć sytuację dla  $\alpha_{0,max}$ .

Ponadto drgania osiowe zespołu wirującego pompy można uwzględnić przez powiększenie prawej strony nierówności (3.5) o połowę amplitudy  $\Delta z$  drgań osiowych zespołu wirującego [68]. Wówczas:

$$a_m > \frac{\Delta z}{2} + \alpha_s r_3 \left[ \cos \arctg \frac{\sin \varphi_0}{\kappa - \cos \varphi_0} - \frac{1}{\kappa} \cos \left( \arctg \frac{\sin \varphi_0}{\kappa - \cos \varphi_0} + \varphi_0 \right) \right] \quad (3.5a)$$

Dobór materiałów o odpowiednio zróżnicowanej twardości powoduje możliwość samoczynnej korekty geometrii szczeliny podczas eksploatacji. Na przykład przy nieprostokątności pierścienia oporowego do osi głównej zastosowanie na ten pierścień bardziej miękkiego materiału niż pierścienia ślizgowego spowoduje korektę jego powierzchni czołowej i uzyskanie prostokątności do osi wirowania pierścienia ślizgowego. W przypadku precesji wału giętkiego, po dotarciu pierścienia oporowego, zbieżność szczeliny ustali się mimo dalszego ścierania się obu pierścieni.

### 3.3. Drgania katowe podatnie mocowanego pierścienia oporowego

Przyjęto, że podatny pierścień oporowy jest po zmontowaniu prostopadły do osi głównej pompy. Pierścień ślizgowy wiruje względem osi głównej z przechyleniem  $\alpha_s$ . Moment  $M$  od pola ciśnienia w zbieżnej szczelinie poprzecznej odchyła pierścień oporowy o kąt  $\alpha_0$  wokół osi przechyłu obróconej względem osi przechyłu pierścienia ślizgowego o kąt  $\varphi_0$  (rys.3.3). Znakąc kąty:  $\alpha_s, \alpha_0, \varphi'_M$ , można obliczyć kąty  $\varphi_m, \varphi_0$  oraz kąt  $\varphi_M$ , który jest warunkiem początkowym opisu drgań katowych pierścienia.

Przy założonej okresowo - osiowej symetrii ruchu pierścienia ślizgowego w celu określenia amplitudy i opóźnienia fazowego drgań katowych pierścienia oporowego należy rozwiązać równanie ruchu [16]:

$$J\ddot{\alpha} + c\dot{\alpha} + k\alpha = M \sin(\alpha + \varphi_M), \quad (3.6)$$

gdzie:  $J$  - moduł bezwładności względem osi poprzecznej,  $\text{kgm}^2$ ,

$c$  - współczynnik tłumienia mocowania i ośrodka pierścienia,  $\text{Nms/rad}$ ,

$k$  - współczynnik sprężystości katowej podatnego podparcia pierścienia oporowego,  $\text{Nm/rad}$ .

Uproszczenie opisu do zależności liniowej wynika z zakresów zmian kątów  $\alpha$ , które nie przekraczają 0,001 rad.

Dalej podstawiono liczbę tłumienia:  $f=c/2J$  oraz częstotliwość drgań własnych równą odwrotności stałej czasowej elementu dynamicznego:  $\omega_0=1/T=(k/J)^{1/2}$ .

Założono, że na oporowy pierścień podatny działa moment  $M$  o sinusoidalnym przebiegu, którego kierunek działania wektora  $M$  jest obrócony o kąt  $\varphi_M$  względem osi Ox. Układ współrzędnych można tak obrócić, by kąt  $\varphi_M$  mógł być w opisie pominięty.

Po odpowiednim czasie wymuszone drgania tłumione ustalają się bez względu na warunki początkowe i ich przebieg można przewidzieć w postaci:

$$\alpha(f, \omega) = \Delta\alpha(f\omega) \sin[\alpha + \beta(f, \omega)] \quad (3.7)$$

Dla oceny dynamiki ruchu pierścienia istotne są jego amplituda i opóźnienie fazowe. Można je określić przez analizę częstotliwościową równania (3.5).

#### 3.3.1. Analiza częstotliwościowa

Podatny pierścień oporowy jest elementem inercyjnym drugiego rzędu, który w zależności od współczynnika tłumienia może mieć własności oscylacyjne. Stosując operator różniczkowy Laplace'a do równania ruchu (3.6) pierścienia oporowego otrzymuje się [11], [99]:

$$J(s^2 + 2fs + \omega_0^2)\alpha = M \sin(\alpha + \varphi_M)$$

Transmitancją operatorową tego elementu będzie:

$$D(s) = \frac{\alpha(s)}{M(s)} = \frac{\frac{1}{J}}{s^2 + 2fs + \omega_0^2}$$

Podstawiając  $s=i\omega$  otrzymuje się transmitancję widmową:

$$D(i\omega) = \frac{\frac{1}{J}}{-\omega^2 + 2f\omega \cdot i + \omega_0^2}$$

Amplitudowa charakterystyka częstotliwościowa drgań katowych pierścienia oporowego, wymuszonych jednostkowym momentem  $M=1$ , czyli amplituda  $\Delta\alpha(f, \omega)_{M=1}$  zmian kąta  $\alpha$  ma postać:

$$\Delta\alpha(f, \omega)_{M=1} = \frac{\frac{1}{J}}{\sqrt{(\omega^2 - \omega_0^2)^2 + (2f\omega)^2}} = \frac{\frac{1}{J}}{\sqrt{(\omega^2 - \omega_0^2)^2 + (\frac{c}{J}\omega)^2}} \quad (3.8)$$

Natomiast częstotliwościową charakterystykę fazową (przesunięcie fazowe) określa wzór:

$$\beta(f, \omega) = -\arctg \frac{2f\omega}{\omega^2 - \omega_0^2} \quad (3.9)$$

Częstotliwość rezonansowa wystąpi przy minimalnej wartości mianownika w r.(3.7), czyli dla:

$$\omega_r = \omega_0 \sqrt{1 - 2\left(\frac{f}{\omega_0}\right)^2} \quad (3.10)$$



Natomiast maksymalny współczynnik uwielokrotnienia amplitud przy częstotliwości rezonansowej wynosi:

$$\delta(f) = \frac{1}{2 \frac{f}{\omega_0} \sqrt{1 - \left(\frac{f}{\omega_0}\right)^2}} \quad (3.11)$$

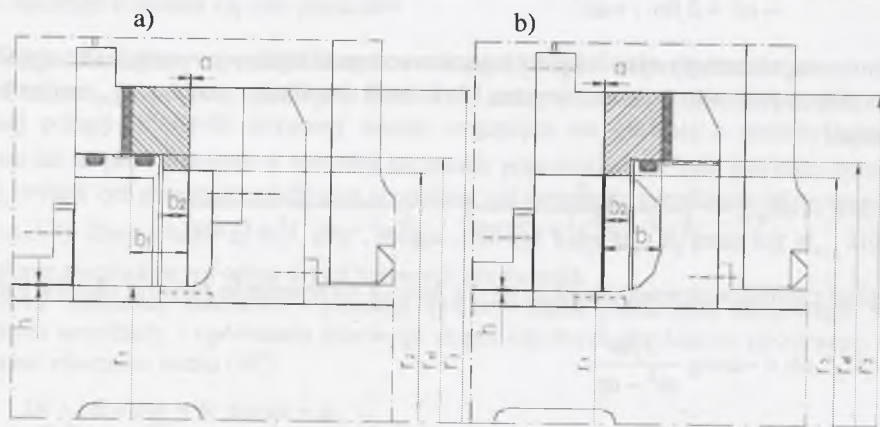
Charakterystyki częstotliwościowe elementów konstrukcyjnych maszyny tak się dobiera, by częstotliwość siły lub momentu wymuszającego była znacznie niższa od częstotliwości rezonansowej. Uwzględnienie drgań osiowych polega na przyjęciu, że maksymalny moment  $M$  wystąpi dla tego samego kąta  $\varphi$  w przypadku równości częstości drgań osiowych i prędkości obrotowej zespołu wirującego pompy.

W przytoczonym niżej przykładzie liczbowym omawianego węzła konstrukcyjnego przyjęto, że drgania pierścienia oporowego są w zakresie, w którym kąt  $\beta(f, \omega)$  opóźnienia fazowego jest równy lub bliski zeru. Wówczas warunek zdefiniowany nierównością (3.4a) będzie zachowany.

### 3.3.2. Przykład liczbowy analizy ruchu podatnie podpartego pierścienia oporowego

Stosowana w pompach OW-250 typowa tarcza z sztywno mocowanymi pierścieniami ma średnicę  $d_3=380 \text{ mm}$ . W badaniach eksploatacyjnych w ramach zrealizowanego projektu badawczego zastosowano tarczę odciążającą z podatnym pierścieniem oporowym, mającą średnicę zewnętrzną  $d_3=2r_3=340 \text{ mm}$  oraz średnicę wewnętrzną  $d_2=2r_2=255 \text{ mm}$ . Spowodowało to trwałe zmniejszenie strumienia wypływającego z zespołu odciążenia poniżej 1% nominalnej wydajności pompy. Na rysunku 3.3a podano podstawowe wymiary konstrukcyjne pierścienia oporowego jak w niżej przytoczonym przykładzie obliczeniowym. Tarcza jak na rys. 3.3.a pracuje od października 2003 r w układzie głównego odwadniania KWK Kazimierz-Juliusz w Sosnowcu [57].

Z obliczeń przytoczonych w rozdziale 2 wynika, że przy zbieżności szczeliny poprzecznej  $\Delta\alpha = 0,00047 \text{ rad}$ , przepływie wody o temperaturze  $20^\circ\text{C}$  ze spadkiem ciśnienia  $\Delta p = p_2 - p_3 = 5,4 \text{ MPa}$  moment od sił ciśnienia w szczelinie wynosi  $M = 1543 \text{ Nm}$  przy kącie  $\varphi_M = 1,47 \text{ rad}$  [58].



Rys. 3.3. Wymiary podatnie mocowanych pierścieni a) oporowego i b) ślizgowego tarczy odciążającej, zastosowanych w pompie OW-250

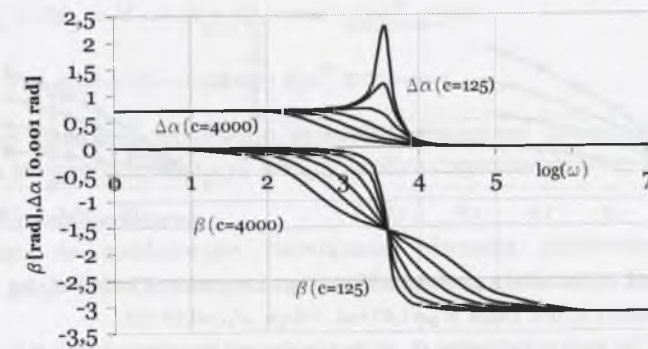
Fig. 3.3. Dimensions of flexibly fixed rings: a) thrust ring, b) slip-ring of the balance disk, applied in OW-250 pumps

Przyjęto, że podatnie osadzony pierścień oporowy zaznaczony na rys.3.3a przy braku obciążenia jest prostopadły do osi głównej. Jego moment bezwładności względem osi poprzecznej wynosi  $J=0,109 \text{ kgm}^2$ . Pomiar wykazał, że współczynnik  $k=1,5 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$ . Średnia szerokość szczeliny  $a_m=0,12 \text{ mm}$ . Analizę przeprowadzono dla zakresu współczynnika tłumienia  $c=125$  do  $4000 \text{ Nms/rad}$ .

### Analiza częstotliwościowa

Częstość drgań własnych podatnie osadzonego pierścienia oporowego wynosi  $\omega_0 = \sqrt{k/J} = 3709 \text{ s}^{-1}$ .

Charakterystyki amplitudowe i fazowe podatnie mocowanego pierścienia oporowego sporządzono w zakresie przyjętych wartości współczynnika  $c = 2Jf$  i przedstawiono na rys.3.4. Z wykresu na rys.3.4 widać, że element ma charakter inercyjny 2 stopnia. Przy wartości współczynnika tłumienia  $c < 500$  element staje się oscylacyjny. Dla  $c=500$  w zakresie do  $\omega=300 \text{ s}^{-1}$  amplituda drgań kątowych wynosi  $\Delta z = 0,00103 \text{ rad}$ , a przesunięcie fazowe jest bliskie zeru. Dla takich parametrów można wprost zastosować warunek bezstykowej współpracy pierścienia zdefiniowany wzorem (3.5.)



Rys. 3.4. Charakterystyki amplitudowe  $\Delta\alpha(c, \omega)$  i charakterystyki fazowe  $\beta(c, \omega)$  podatnego pierścienia oporowego dla współczynników tłumienia  $c=125; 250; 500; 1000; 2000; 4000$

Fig. 3.4. Amplitudinal  $\Delta\alpha(c, \omega)$  and phase characteristics  $\beta(c, \omega)$  of the flexible thrust ring for damping coefficients,  $c=125; 250; 500; 1000; 2000; 4000$

### Geometryczny warunek pracy bezstykowej

Rozpatrzono szczelinę poprzeczną tarczy o przyjętych wymiarach. Obliczony wzorem (3.2) kąt między osiami przechyłów ścianek szczeliny wynosi  $\varphi_m = 0,0688 \text{ rad}$ . Zbieżność szczeliny poprzecznej obliczona wzorem (3.4) wynosi  $\Delta\alpha = 0,0004716 \text{ rad}$ .

Moment  $M=1543 \text{ Nm}$  odchyła pierścień oporowy o kąt  $\alpha_0=0,001031 \text{ rad}$ . Z przyjętej geometrii szczeliny poprzecznej wynika, że wówczas pochylenie pierścienia ślizgowego  $\alpha_s=0,0015 \text{ rad}$ , a stosunek  $\kappa=1,456$ . Przy przyjętej geometrii szczeliny bicie czołowe pierścienia ślizgowego wynosi  $0,51 \text{ mm}$ , co stanowi znaczną wartość, przekraczającą wartości spotykane w pompach o poprawnej konstrukcji.

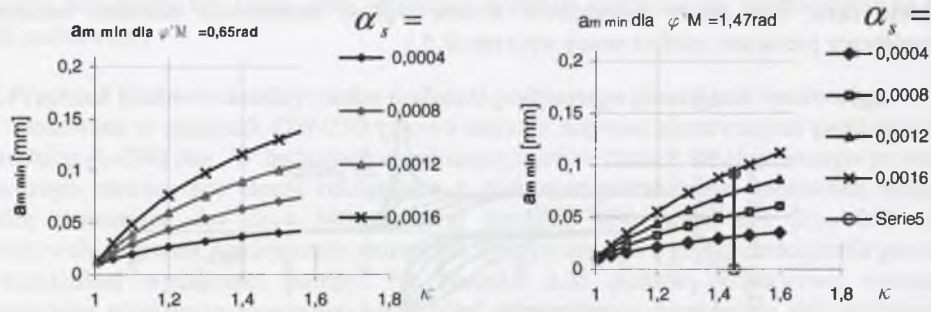
Warunek (3,5a) pozwala na analizę geometrii szczeliny poprzecznej i weryfikację wartości przyjętych wymiarów tarczy. W celu sprawdzenia warunków ruchu bezstykowego, czyli tarcia płynnego w szczelinie poprzecznej, przyjęto zakresy wartości:  $\varphi_M = (0,1$  do  $1,47) \text{ rad}$ ,  $\alpha_s = (4$  do  $16) \cdot 10^{-4} \text{ rad}$ ,  $\kappa = 1$  do  $1,6$ . Ponadto założono amplitudę drgań osiowych zespołu wirującego  $\Delta z = 0,02 \text{ mm}$ .



Wyniki obliczeń przytoczone w pracach [49] i [58] oraz przedstawione na wykresach rys.3.5 i rys.3.6 wykazują, że dla odśrodkowych przepływów laminarnych przez szczelinę poprzeczną kąt  $\varphi'_M$  wynosi ok. 0,68rad, a dla przepływów turbulentnych ma wartość ok. 1,47 rad.

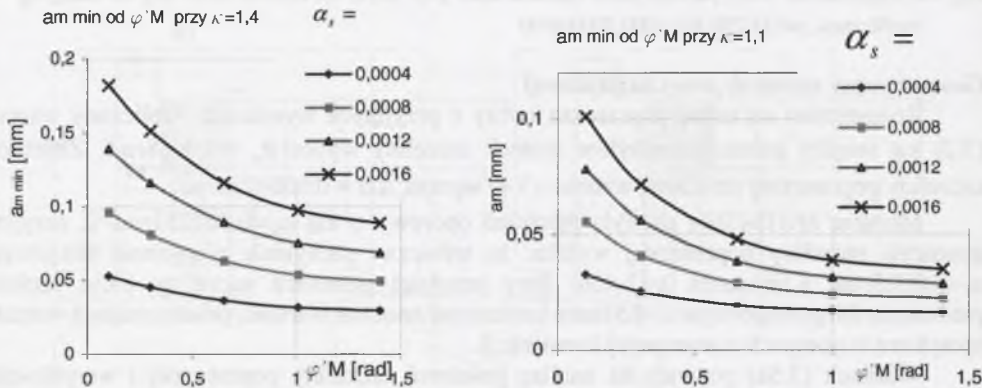
Z wykresu na rys.3.5a wynika, że przy przyjętej znacznej wartości bicia czołowego pierścienia ślizgowego 0,51mm i średniej szerokości szczeliny  $a_m = 0,12mm$  dla  $\varphi'_M = 1,47rad$  już  $a_{m,min} > 0,092mm$  zapewnia bezkontaktową współpracę pierścieni. Z wykresu na rys.3.6b wynika, że dla zmniejszonego kąta aż do  $\varphi'_M = 0,65rad$  średnia minimalna szerokość szczeliny wzrasta o ok. 30%.

Na wykresie rys.3.6 pokazano obliczony dla przyjętej geometrii szczeliny wpływ pochylenia pierścienia ślizgowego  $\alpha_s$  oraz kątów  $\varphi'_M$  na wartość  $a_{m,min}$  dla wybranych stosunków pochylenia pierścieni  $\kappa$ .



Rys. 3.5. Wpływ kąta  $\alpha_s$  pochylenia pierścienia ślizgowego i stosunku  $\kappa = \alpha_s / \alpha_0$  na minimalną średnią szerokość szczeliny  $a_m$  dla: a) kąta  $\varphi'_M = 1,47 rad$ , b) kąta  $\varphi'_M = 0,65 rad$

Fig. 3.5. Influence of the angle of inclination  $\alpha_s$  of the slip-ring and the relation (ratio)  $\kappa = \alpha_s / \alpha_0$  on the minimum average width of the clearance  $a_m$  for the angle: a)  $\varphi'_M = 1,47 rad$ , b)  $\varphi'_M = 0,65 rad$



Rys. 3.6. Zależność minimalnej średniej szerokości szczeliny  $a_{m,min}$  od kierunku działania  $\varphi_M$  wektora momentu  $M$  oraz od kąta pochylenia pierścienia ślizgowego  $\alpha_s$  dla a)  $\kappa = 1,4$  b)  $\kappa = 1,1$

Fig. 3.6. Dependence of the minimum average width of the clearance  $a_{m,min}$  on the direction of activity  $\varphi_M$  of the momentum vector  $M$  and the angle of inclination of the slip-ring  $\alpha_s$  for:  $\kappa = 1,4$ ,  $\kappa = 1,1$

### 3.4. Drgania kątowe podatnie mocowanego pierścienia ślizgowego

W tym przypadku dla uzyskania ugięcia potrzebnego do zachowania tarcia płynnego w szczelinie moment  $M$  musi pokonać moment bezwładności i moment żyroskopowy pierścienia ślizgowego. W celu uproszczenia opisu obrócono układ współrzędnych o kąt  $\varphi_M$ . Różnicując współczynnik tłumienia  $c$  ( $c_1$  dla ruchu wymuszonego reakcją hydrodynamiczną i  $c_2$  dla ruchu wymuszonego momentem żyroskopowym), otrzymuje się [64]:

$$J\ddot{\alpha}_1 + J_0\omega\dot{\alpha}_2 + c_1\dot{\alpha}_1 + c_2\omega\alpha_2 + k\alpha_1 = M_x \quad (3.12)$$

$$J\ddot{\alpha}_2 - J_0\omega\dot{\alpha}_1 + c_1\dot{\alpha}_2 - c_2\omega\alpha_1 + k\alpha_2 = M_y$$

Po podstawieniu:  $\alpha = \alpha_1 + i\alpha_2$

i po dodaniu (1)+i(2) otrzymuje się:

$$J\ddot{\alpha} - J_0\omega\dot{\alpha} + c_1\dot{\alpha} - c_2\omega\alpha + k\alpha = M_y + iM_x, \quad (3.12a)$$

ponieważ:  $M_y + iM_x = M \cos \omega t + iM \sin \omega t = Me^{i\omega t}$ , więc:

$$J\ddot{\alpha} + (c_1 - iJ_0\omega)\dot{\alpha} + (k - ic_2\omega)\alpha = Me^{i\omega t}$$

Do oceny drgań pierścienia ślizgowego istotnymi parametrami są amplituda i przesunięcie fazowe. Można je najprościej obliczyć stosując analizę częstotliwościową.

#### 3.4.1. Analiza częstotliwościowa

Zakładając, że spodziewane rozwiązanie równania jednorodnego ma postać:  $\alpha = \alpha_0 e^{i(\omega t + \beta)}$ , gdzie  $\beta$  jest kątem przesunięcia fazy, po podstawieniu do równania (3.11a) otrzymuje się:

$$[(J_0 - J)\omega^2 + k + (c_1 - c_2)\omega i]\alpha_0 e^{i(\omega t + \beta)} = Me^{i\omega t} \quad (3.13)$$

Po przyjęciu  $(J_0 - J) = \Delta J$  oraz  $(c_1 - c_2) = \Delta c$  będzie:

$$[(\Delta J\omega^2 + k) + \Delta c\omega i]\alpha_0 e^{i\beta} = M$$

Funkcję przejścia (transmitancję widmową) określa zależność:

$$D(i\omega) = \frac{1}{\Delta J\omega^2 + k + \Delta c\omega i}$$

Przypadająca na jednostkę momentu  $M = 1 Nm$  amplituda  $\Delta\alpha$  zmian kąta przechyłu pierścienia ślizgowego wynosi:

$$\Delta\alpha(\Delta c, \omega)_{M=1} = \frac{1}{[(\Delta J\omega^2 + k)^2 + (\Delta c\omega)^2]^{1/2}} \quad (3.14)$$

lub po podstawieniu  $f^* = \frac{\Delta c}{2\Delta J}$  oraz  $\omega_0^2 = \frac{k}{\Delta J}$  otrzymuje się:

$$\Delta\alpha(f^*, \omega)_{M=1} = \frac{1/\Delta J}{[(\omega^2 + \omega_0^2)^2 + (2f^*\omega)^2]^{1/2}}$$



Natomiast przesunięcie fazowe wynosi:

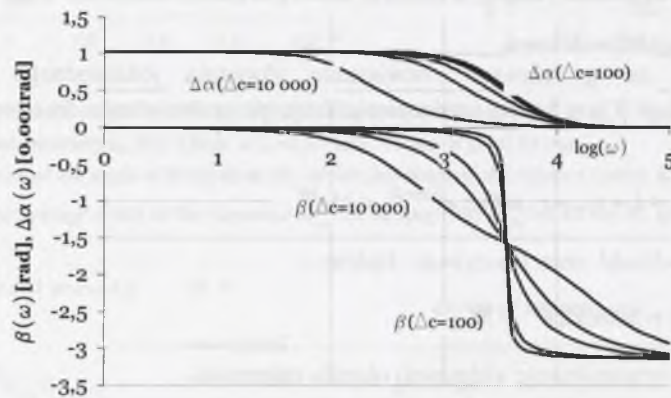
$$\beta(f^*, \omega) = -\arctg \frac{\Delta c \omega}{\Delta J \omega^2 + k} = -\arctg \frac{2f^* \omega}{\omega^2 + \omega_0^2} \quad (3.15)$$

### 3.4.1.1. Przykład liczbowy analizy częstotliwościowej pierścienia ślizgowego

Rozpatrzono właściwości pierścienia ślizgowego, przedstawionego na rys. 3.3b, o takich samych wymiarach jak w przypadku pierścienia oporowego, opisanego w punkcie 3.3.2. Przyjęto szczelinę poprzeczną również o tej samej geometrii. Momenty bezwładności względem osi poprzecznej i osi głównej wynoszą  $J=0,109 \text{ kgm}^2$  oraz  $J_0=0,217 \text{ kgm}^2$ , czyli:  $J_0 - J = \Delta J = 0,108 \text{ kgm}^2$ . Różnicę współczynników tłumienia przyjmowano w zakresie  $c_1 - c_2 = \Delta c = 100$  do  $10000 \text{ Nms/rad}$ .

Podobnie jak w przypadku pierścienia oporowego zbadano przebieg charakterystyk amplitudowo-fazowych. Z charakterystyki amplitudowej (rys.3.7) wynika, że podatnie mocowany pierścień ślizgowy jest elementem inercyjnym drugiego stopnia.

Geometria szczeliny może być analizowana podobnie jak w przypadku podatnie mocowanego pierścienia oporowego. W przyjętym przykładzie liczbowym w zakresie  $\beta \approx 0$  minimalna średnia szerokość szczeliny poprzecznej jest również  $a_{m,\min} = 0,092$  i jest mniejsza od szerokości średniej  $a_m$ . Drgania podatnie mocowanego pierścienia ślizgowego mogą być spowodowane ruchem precesyjnym lub nieprostokątnością pierścienia oporowego do osi głównej. Okazuje się, że siła żyroskopowa eliminuje możliwość wystąpienia oscylacji.



Rys. 3.7. Charakterystyki amplitudowe  $\Delta\alpha(\Delta c, \omega)$  i charakterystyki fazowe  $\beta(\Delta c, \omega)$  podatnego pierścienia ślizgowego dla różnic współczynników tłumienia  $\Delta c = 100; 200; 400; 800; 1500; 10000$

Fig. 3.7. Amplitudinal  $\Delta\alpha(\Delta c, \omega)$  and phase characteristics  $\beta(\Delta c, \omega)$  of the flexible slip-ring concerning varying damping coefficients  $\Delta c = 100; 200; 400; 800; 1500; 10000$

### 3.5. Wnioski z analizy drgań podatnie mocowanych pierścieni ślizgowego lub oporowego

Przy założonym łącznym biciu czołowym obydwu pierścieni warunkiem tarcia płynnego w szczelinie poprzecznej jest odpowiednia podatność jednego z tych pierścieni, który pod wpływem momentu spowodowanego polem ciśnienia w szczelinie odchyli się tak, by był spełniony warunek określony nierównością (3.4a). Z przytoczonego przykładu liczbowego wynika, że pierścienie mogą współpracować bezkontaktowo (czyli przy tarcu

płynnym) mimo wielokrotnie mniejszej szerokości średniej szczeliny poprzecznej od łącznego bicia czołowego obu pierścieni.

Analiza częstotliwościowa równań ruchu podatnie mocowanych pierścieni oporowego i ślizgowego wykazuje, że mają one charakter inercyjny drugiego stopnia. Dla pierścienia oporowego określono graniczne wartości współczynnika tłumienia  $c$ , przy którym ten element staje się też oscylacyjny. W przypadku pierścienia ślizgowego występuje siła żyroskopowa, która eliminuje możliwość wystąpienia oscylacji.

W zakresie zbliżonych do zera wartości przesunięć fazowych  $\beta$  obie konstrukcje są pod względem dynamicznym rozwiązaniem, dla którego geometria szczeliny poprzecznej może być opisana w przytoczony sposób.



#### 4. BADANIA LABORATORYJNE MODELI TARCZ ODCIĄŻAJĄCYCH Z PODATNYM PIERŚCIENIEM ŚLIZGOWYM

Niniejsze badania modelowe miały na celu sprawdzenie działania konkretnych rozwiązań konstrukcyjnych zespołu odciążenia z podatnie albo wahliwie podpartym pierścieniem ślizgowym lub oporowym [40], [46], [50], [52] i weryfikację teoretycznego opisu ich pracy [49], [60]. Zbudowane stanowiska badawcze umożliwiały pomiar: spadku ciśnienia w szczelinie, natężenia przepływu przez szczelinę, prędkości obrotowej zespołu wirującego, siły osiowej wywieranej na zespół wirujący, a w podstawowych badaniach, opisanych w punkcie 4.3, szerokości szczeliny i momentu na wale. Pomiar momentu pozwala na potwierdzenie występowania tarcia płynnego w szczelinie poprzecznej. Pomiar zmian szerokości szczeliny w czasie umożliwia ocenę zjawisk dynamicznych związanych z nierównoległością ścianek szczeliny poprzecznej.

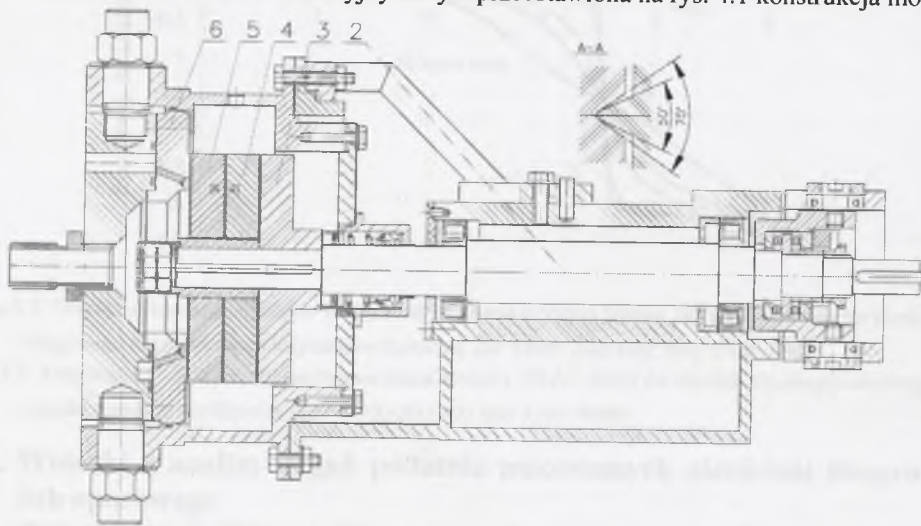
##### 4.1. Modelowe badania laboratoryjne łożyska osiowego z pierścieniem ślizgowym wahliwie podpartym łożyskami pryzmatycznymi [41]

Pierwsze opisane w niniejszym punkcie badania potwierdziły słuszność koncepcji będącej podstawą dalszych prac teoretycznych, doświadczalnych i wdrożeniowych. Zastosowanie pierścienia ślizgowego, którego wahliwość jest ograniczona jedynie jego bezwładnością i znikomym oporem łożysk pryzmatycznych [40], [41], potwierdziło oczekiwany efekt rozkładu ciśnienia w szczelinie poprzecznej i spowodowany nim moment przeciwdziałający kontaktowi jej ścianek [49].

Osiowe hydrostatyczne łożysko ślizgowe stanowi równocześnie model tarczy odciążającej siłę osiową w pompie odśrodkowej wielostopniowej. Dlatego używanie przemienne tych dwóch określeń jest uzasadnione.

##### 4.1.1. Konstrukcja modelu I

Przedmiotem badań laboratoryjnych była przedstawiona na rys. 4.1 konstrukcja modelu.

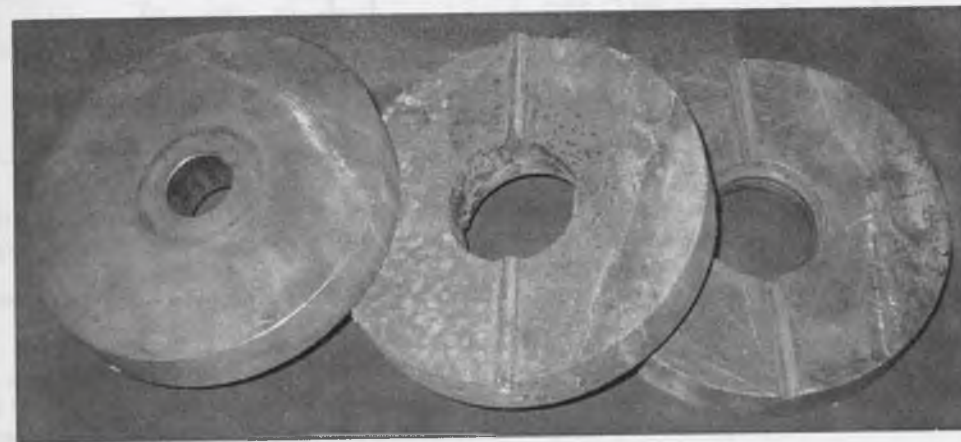


Rys. 4.1. Konstrukcja modelu I tarczy odciążającej z pierścieniem ślizgowym podpartym wahliwie łożyskami pryzmatycznymi; 2- wał, 3- tarcza sztywno osadzona na wale, 4- pierścień pośredni, 5- pierścień ślizgowy, 6- pierścień oporowy z zamkiem hydraulicznym

Fig. 4.1. Construction of the model I of a balance disk with a slip-ring supported by self-aligning prismatic bearings; 2- shaft, 3- disk rigidly mounted on the shaft, 4- intermediate ring, 5- slip-ring, 6- thrust ring with a hydraulic lantern ring

Model stanowi łożysko osiowe z pierścieniem ślizgowym wahliwie podpartym łożyskami pryzmatycznymi. Pierścień ślizgowy 5 uszczelniono względem wału tzw. „0”-ringiem, który miał dodatkowo za zadanie centrować ten pierścień. Pierścień oporowy miał zamek wodny, rozdzielający szczelinę poprzeczną na krótką z przepływem dośrodkowym i długą z przepływem odśrodkowym. Zamek zasilano pompą pomocniczą.

Na rysunku 4.2 pokazano widok tarczy z pierścieniami pośrednim i ślizgowym oraz pokrywą z pierścieniem oporowym. Charakterystyczne wymiary pierścienia ślizgowego 5 i tarczy 6 podano na rys. 4.4. W badanym modelu przyjęto:  $r_1=0$ ,  $r_{w2}=26$  mm,  $r_{w3}=31$  mm,  $r_2=38,5$  mm,  $r_3=75$  mm.



Rys. 4.2. Widok tarczy, pierścienia pośredniego i pierścienia ślizgowego z elementami łożyska pryzmatycznego  
Fig. 4.2. View of the disk, intermediate ring and slip-ring with elements of the prismatic bearing

Zastosowanie znacznie dłuższej szczeliny zewnętrznej względem zamka hydraulicznego aniżeli szczeliny wewnętrznej sprawiło, że dominujący był moment spowodowany rozkładem ciśnienia w przepływie odśrodkowym, który skutecznie zapobiegał kontaktowi pierścieni ślizgowego i oporowego

Pierścień 6 był przytwierdzony do tarczy 7 osadzonej obrotowo na czopach 17 w kadłubie 8. Umożliwiało to ustawienie zamierzonej nieprostokątności pierścienia oporowego względem osi wału. Mierzono ją obracając wałem z przymocowanym czujnikiem mikrometrycznym, wodzącym po tarczy 7 przy ustalonym położeniu wału w łożysku osiowym 22 poprzez zablokowanie dźwigni 24. Następnie w czasie badań łożysko 22 osadzone w dźwigni 24 pozwalało na wywieranie siły osiowej.

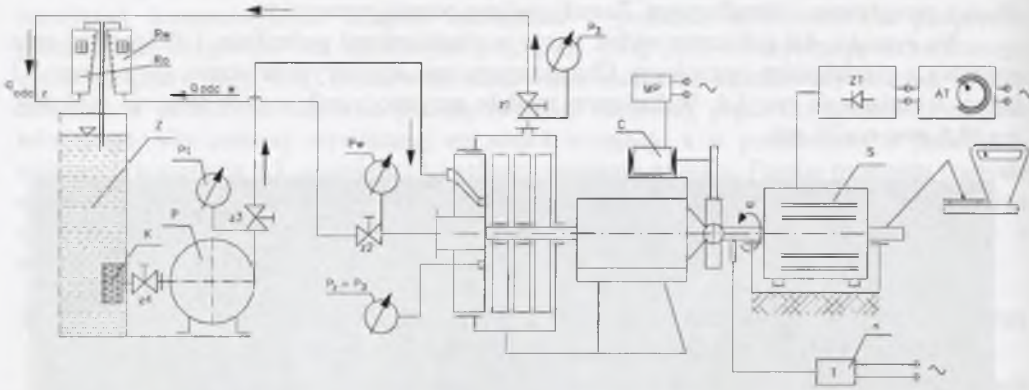
Dynamika ruchu pierścienia ślizgowego nie była osiowosymetryczna. Pokonywana przez moment od ciśnienia w szczelinie bezwładność pierścienia była w jednej płaszczyźnie bezwładnością samego pierścienia ślizgowego, a w drugiej płaszczyźnie dodawała się do niej bezwładność pierścienia pośredniego. W stanach pośrednich pokonywana inercja pierścieni zmieniała się między tymi wartościami sinusoidalnie.

##### 4.1.2. Stanowisko pomiarowe

Na rysunku 4.3 przedstawiono schemat stanowiska badawczego. Składa się ono z modelu M napędzanego silnikiem S prądu stałego, który był zasilany przez prostownik tyrystorowy ZT. Prędkość obrotowa  $n$  była regulowana autotransformatorem AT i mierzona tachometrem T. Silnik był łożyskowany w kołyszce umożliwiającej określenie momentu. Pomiar momentu za pomocą kołyski pozwalał zauważyć ewentualny jego wzrost na skutek przechodzenia z tarcia płynnego w szczelinie poprzecznej w tarcie suche. Zamek



hydrauliczny w pierścieniu oporowym był zasilany pompą pomocniczą P, wodą ze zbiornika Z. Dokonywano pomiarów ciśnień: w zamku hydraulicznym  $p_z$  (ciśnienie zasilania), na wypływie dośrodkowym ze szczeliny  $p_w$  i na zewnątrz tarczy  $p_3$ .



Rys. 4.3. Schemat stanowiska pomiarowego do badań modelowych łożyska osiowego z pierścieniem ślizgowym wahlwie podpartym łożyskami pryzmatycznymi

Fig. 4.3. Diagram of the measuring stand for model investigations of an axial bearing with a slip-ring supported by self-aligning prismatic bearings

Rotametrami  $R_w$  i  $R_0$  mierzono strumień przepływu dośrodkowego  $q_{odc,w}$  i odśrodkowego  $q_{odc,z}$ . Siłę osiową  $F_{zm}$  mierzono przetwornikiem siły C współpracującym ze wzmacniaczem MP. Prędkość obrotową  $n$  mierzono tachometrem, moment na wale określano przez pomiar reakcji ramienia kotłyski. Nie było możliwości pomiaru szerokości szczeliny.

Obserwacja pracy modelu wykazała, że utrzymująca się ciągła warstewka cieczy między pierścieniami ślizgowym i oporowym zapewniała tarcie płynne w całym zakresie zmienianych parametrów. Oględziny powierzchni pierścieni po kilkunastu godzinach pracy nie wykazały śladów przycierania.

#### 4.1.3. Algorytm obliczeń zastosowany do opracowania wyników pomiarów w pracy [41]

Ponieważ w niniejszych pomiarach nie mierzono szerokości szczeliny, więc dla opisu przepływu przez szczelinę poprzeczną konieczne było założenie np. wartości współczynnika oporu tarcia w szczelinie. Zakładano  $\lambda_2(Re_p)$ , natomiast szerokość szczeliny  $a$  była obliczana.

Na rysunku 4.4 przedstawiono schemat badanego układu przepływowego z zaznaczonymi mierzonymi i obliczonymi wielkościami.

Ogólnie całkowity spadek ciśnienia w szczelinie poprzecznej zarówno dla odśrodkowego jak i dla dośrodkowego przepływu jest sumą lokalnego wlotowego i ciągłego spadku ciśnienia w szczelinie:

$$\Delta p = \Delta p_{wl} + \Delta p_{sz} \quad (4.1)$$

Wlotowy spadek ciśnienia:

$$\Delta p_{wl} = \rho \zeta \frac{v_w^2}{2} \quad (4.2)$$

Średnia prędkość promieniowa przepływu na wlocie do szczeliny wewnętrznej  $v_{wl} = v_{w3}$  (przepływ dośrodkowy) i zewnętrznej  $v_{wl} = v_2$  (przepływ odśrodkowy) wynika z wymiarów szczeliny i strumieni w obu kierunkach przepływu:

$$v_{w3} = \frac{q_{odc,w}}{2\pi r_{w3} a}, \quad v_2 = \frac{q_{odc,z}}{2\pi r_2 a} \quad (4.3)$$

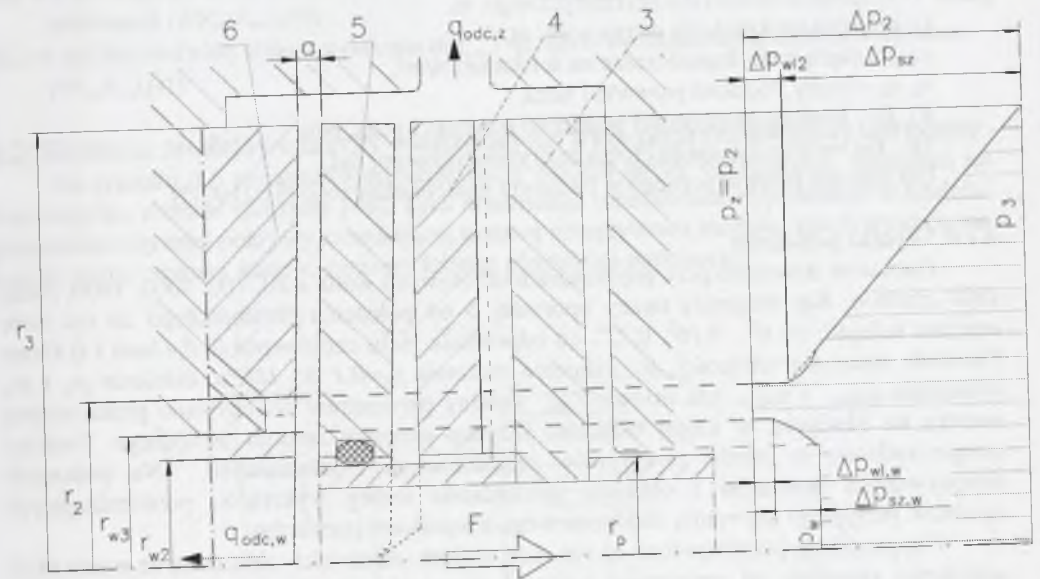
Spadek ciśnienia w przepływie dośrodkowym i odśrodkowym przez szczelinę poprzeczną obliczano przy założeniu przepływu laminarnego. Wówczas współczynnik tarcia określa wzór:  $\lambda_2 = 96/Re_p$ . Obliczone z powyższych zależności spadki ciśnienia spowodowane oporami tarcia w szczelinach poprzecznych zewnętrznej i wewnętrznej wynoszą:

$$\Delta p_{szw} = \frac{6q_{odc,w}\rho v}{\pi a^3} \ln \frac{r_{w3}}{r_{w2}}, \quad \Delta p_{szz} = \frac{6q_{odc,z}\rho v}{\pi a^3} \ln \frac{r_3}{r_2} \quad (4.4)$$

Mając promienie  $r_{w2}, r_{w3}, r_2, r_3$ , zmierzone strumienie  $q_{odc,w}, q_{odc,z}$  oraz ciśnienia  $p_2, p_3, p_w$ , można z powyższych zależności obliczać średnie szerokości szczeliny  $a$ .

Następną charakterystyczną wielkością jest całkowita siła osiowa  $F$  od ciśnienia, działająca na zespół wirujący. Z rysunku 4.4 wynika, że jest ona sumą:

$$F = F_w + F_{2-3} + F_1 + F_2 - F_3, \quad (4.5)$$



Rys. 4.4. Schemat układu przepływowego z charakterystycznymi wymiarami pierścieni i mierzone oraz obliczane wielkości

Fig. 4.4. Diagram of the flow system with characteristic dimensions of the rings; measured and calculated quantities

gdzie:

$$F_w = \int_{r_{w2}}^{r_{w3}} \int_0^{2\pi} p(r, \varphi) r dr d\varphi = \pi [r_{w3}^2 - \frac{(r_{w3}^2 - r_{w2}^2)}{2 \ln(r_{w3}/r_{w2})}] \Delta p_{szw} + \pi (r_{w3}^2 - r_{w2}^2) p_w \quad (4.6a)$$

$$F_{2-3} = \int_{r_2}^{r_3} \int_0^{2\pi} p(r, \varphi) r dr d\varphi = \pi [\frac{(r_3^2 - r_2^2)}{2 \ln(r_3/r_2)} - r_2^2] \Delta p_{szz} + \pi (r_2^2 - r_3^2) p_3 \quad (4.6b)$$



$$F_1 = \pi(r_2^2 - r_w^2)p_z \quad (4.7a)$$

$$F_2 = \pi(r_w^2 - r_1^2)p_w \quad (4.7b)$$

$$F_3 = \pi(r_3^2 - r_p^2)p_3 \quad (4.7c)$$

Mając obliczoną szerokość szczeliny  $a$  i wartości wyżej wymienionych zmierzonych wielkości, można było obliczać straty wlotowe do szczelin poprzecznych zewnętrznej i wewnętrznej, a następnie spadki ciśnienia w szczelinach, spowodowane oporem tarcia. Pozwalało to w rezultacie na obliczenia składowych sił osiowych od ciśnienia i wypadkowej siły  $F$  działającej na zespół wirujący modelu. Z drugiej strony pomiar siły osiowej  $F_{zm}$  pozwalał na porównanie tych sił i ocenę przytoczonego wyżej algorytmu.

Ponadto należało sprawdzić nośność łożyska pryzmatycznego  $F_L$ , która powinna być większa od siły osiowej  $F$  działającej na pierścieniu ślizgowym. Nośność łożyska pryzmatycznego zwanego też nożowym można obliczyć z wzoru Hertza [95]:

$$F_L = 2\pi\sigma_{max}^2 l r [(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2] \sin \beta, \quad (4.8)$$

gdzie:  $l$  - długość noża łożyska pryzmatycznego, m,

$r$  - promień zaokrąglenia ostrza noża, m,

$\sigma_{max}$  - naprężenie dopuszczalne na ściskanie,  $N/m^2$ ,

$\nu_1, \nu_2$  - liczby Poissona panewki i noża,

$E_1, E_2$  - moduły sprężystości podłużnej panewki i noża,  $N/m^2$ ,

$2\beta$  - kąt rozwarcia panewki łożyska pryzmatycznego, rad,

Dla łożyska pryzmatycznego w badanym modelu obliczono  $F_L=21907N$ .

#### 4.1.4. Wyniki pomiarów

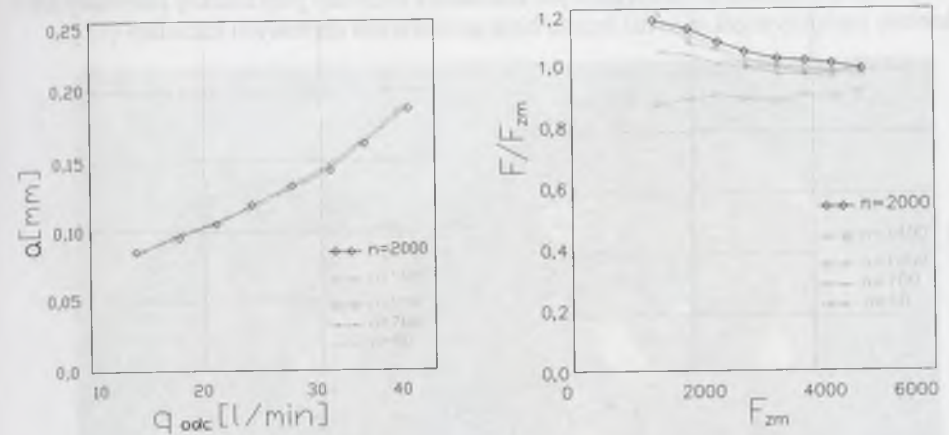
Pomiarów dokonano przy prędkościach obrotowych wału:  $n=0, 700, 1000, 1400, 2000, 2800 \text{ obr/min}$ . Kąt skrzywienia tarczy oporowej  $6$  od położenia prostopadłego do osi wału ustalano kolejno:  $\varepsilon=0^\circ, 0,16^\circ, 0,32^\circ$ , co odpowiada biciu czołowemu  $0, 0,41mm$  i  $0,82mm$ . Pozostałe mierzone wielkości, to: ciśnienie zasilania  $p_z=0,1$  do  $1MPa$ , ciśnienia  $p_w$  i  $p_3$ , strumienie  $q_{odc,w}$  i  $q_{odc,z}$ , siła osiowa  $F_{zm}$ . Zmiany parametrów dokonywano przez zmianę nacisku na dźwignię, w której osadzono łożysko oporowe zespołu wirującego. Pomiar przeprowadzono w strefie przepływów przejściowych i laminarnych. Na podstawie dokonywanych pomiarów i obliczeń sporządzono szereg wykresów, potwierdzających zgodność przyjętego algorytmu obliczeniowego z wynikami pomiarów.

Dla przykładu przedstawiono na rys. 4.5a wykres zależności obliczonej ze wzoru (4.4) szerokości szczeliny od zmierzonej wartości strumienia przepływu odśrodkowego przez szczelinę poprzeczną. Znając wartość strumienia  $q_{odc}$  i wymiary szczeliny można wzorem (4.15) obliczyć liczby  $Re_p$ . Z obliczeń wynika, że  $Re_p=546$  do  $3570$ , czyli mierzone przepływy miały charakter laminarny i przejściowy.

Na wykresie rys. 4.5.b przedstawiono obliczone wartości stosunków sił obliczonych  $F$  do zmierzonych  $F_{zm}$  od wartości sił zmierzonych [41]. Z wykresu widać, że łączny błąd bezpośredniego pomiaru siły osiowej i jej obliczeń na podstawie zmierzonych ciśnień wynosił kilka do kilkunastu % i miał charakter losowy.

Jednakże podstawowym jakościowym wynikiem tych badań było potwierdzenie występowania tarcia płynnego w szczelinie poprzecznej w całym zakresie zmienianych parametrów pracy modelu, a szczególnie dla różnych wartości bicia czołowego pierścienia oporowego. Efektowny fenomen „pływania” labilnie podpartego pierścienia ślizgowego na warstewce cieczy w szczelinie poprzecznej był motywacją do dalszych prac nad

konstrukcjami tarcz odciążających i hydrostatycznych łożysk osiowych z wahlwie albo podatnie mocowanym pierścieniem ślizgowym lub oporowym.

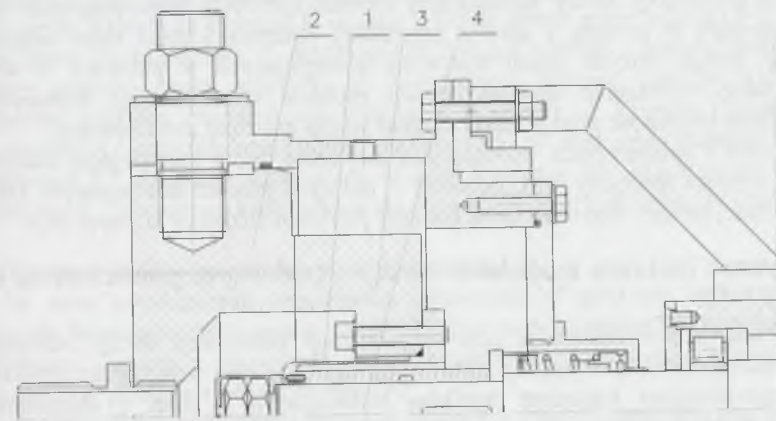


Rys. 4.5. a) Obliczona szerokość szczeliny poprzecznej  $a(q_{odc})$ , b) stosunek obliczonych sił osiowych do zmierzonych:  $F/F_{zm}(F_{zm})$ , [41]

Fig. 4.5. a) Calculated width of the face clearance  $a(q_{odc})$ , b) ratio of the calculated and measured axial forces:  $F/F_{zm}(F_{zm})$ , [41]

#### 4.2. Badania modelowe tarczy osadzonej na wale przez element sprężysty

Na rysunku 4.6 przedstawiono konstrukcję modelu tarczy odciążającej, osadzonej na wale przez element sprężysty [46]. Taka konstrukcja umożliwiała wyposażenie w czujniki pomiarowe sztywnej pokrywy zamykającej komorę przepływową modelu, której wewnętrzna powierzchnia czołowa stanowi zarazem ściankę pierścienia oporowego.



Rys. 4.6. Konstrukcja modelu II, tarczy osadzonej na wale przez element sprężysty; 1-element sprężysty, 2-pokrywa z pierścieniem oporowym, 3-tarcza z pierścieniem ślizgowym, 4-wał

Fig. 4.6. Construction of the model II of a disk mounted on the shaft by means of an elastic element; 1- elastic element, 2- cover with the thrust ring, 3- disk with the slip-ring, 4- shaft

W badaniach modelowych tej konstrukcji tarczy zabudowano w pierścieniu oporowym, będącym monolitem z pokrywą modelu, wstawki osłaniające czujniki wiroprowadowe do pomiaru szerokości szczeliny poprzecznej. Przeprowadzone badania i pomiary wykazały, że w zakresie zmienianych wartości sił, ciśnień, prędkości obrotowych i bicia czołowego



pierścienia oporowego moment od ciśnienia w szczelinie poprzecznej przeciwdziała stykowi jej ścianek.

Zmierzone czujnikami wiropędowym szerokości szczeliny poprzecznej zmieniały się w kilkakrotnie mniejszym zakresie niż łączne bicie powierzchni czołowych szczeliny [75].



Rys. 4.7. Pierścień oporowy 2 z trzema wstawkami do osłony czujników wiropędowych i tarcza 3 stanowiąca monolit z pierścieniem ślizgowym, osadzona na elemencie sprężystym 1  
Fig. 4.7. Thrust ring 2 with three inserts screening the off-position sensors and disk 3 constituting a monolith with a slip-ring, mounted on the elastic element 1

Na zdjęciu rys. 4.7 przedstawiono zasadnicze elementy modelu zastosowane do badań opisanych w tym punkcie rozdziału 4.

W takiej konstrukcji tarczy odciążającej element sprężysty musi przenosić całą siłę osiową występującą w pompie i oprócz potrzebnej podatności musi mieć odpowiednią nośność. Przy bardzo dużych siłach osiowych występujących w pompach o wysokich parametrach takie wymaganie stanowi pewien problem konstrukcyjny. Konieczna jest odpowiednio duża sztywność piasty, której długość jest tu znacznie zredukowana.

W rozdziale 9 opisano prace wdrożeniowe dotyczące tarczy odciążającej osadzonej na wale poprzez element sprężysty [46], jednakże w dalszych pracach zdecydowano się odejść od podatności całej tarczy i stosować tylko podatny pierścień ślizgowy lub oporowy.

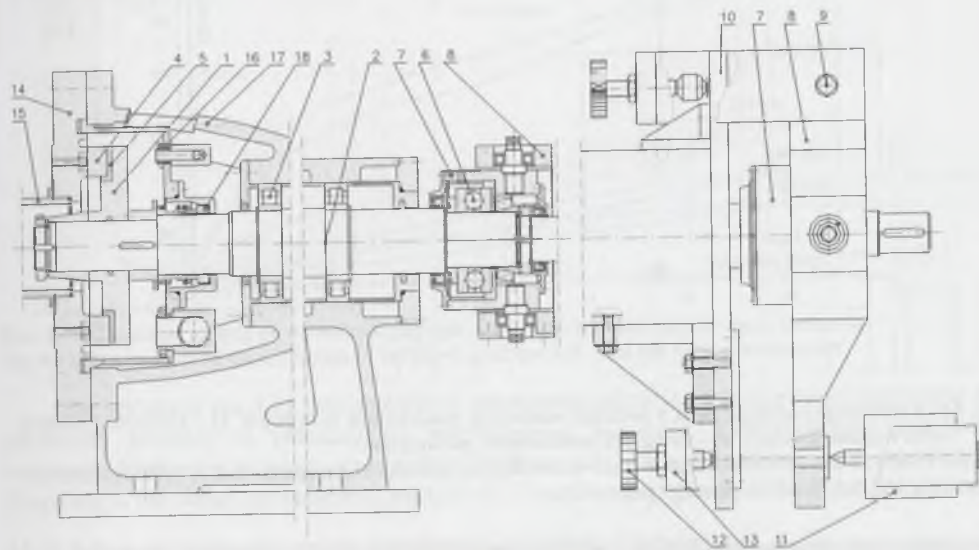
#### 4.3. Metodyczne badania modelowe tarczy z podatnym pierścieniem ślizgowym

Dalsze badania prowadzono w celu racjonalizacji konstrukcji tarczy odciążającej z podatnym pierścieniem ślizgowym lub oporowym, czyli w celu osiągnięcia zamierzonego efektu jak najmniejszym nakładem środków technicznych, a więc i ekonomicznych. Systematyczne badania laboratoryjne pozwoliły też na określenie zależności współczynnika oporu hydraulicznego laminarnego przepływu przez szczelinę poprzeczną od liczb  $Re_p$  i  $Re_c$ . Badano przepływ przez szczelinę, której obie ścianki oscylują z amplitudą w zakresie od bliskiej zeru do kilkakrotnie większej od szerokości średniej szczeliny. Stwierdzono też wpływ specyfiki konstrukcji na badaną zależność.

##### 4.3.1. Konstrukcja modelu III tarczy odciążającej

Model III jest podobny w konstrukcji do modeli I i II, lecz znacznie sztywniejszy. Miało na celu poszerzenie zakresu mierzonych parametrów, a więc ciśnień i sił.

Konstrukcję modelu tarczy odciążającej z podatnie osadzonym pierścieniem ślizgowym, wraz z łożyskowaniem i mechanizmem pomiaru siły osiowej, przedstawia rys.4.9 [51].



Rys. 4.8. Konstrukcja modelu III tarczy odciążającej z łożyskowaniem i mechanizmem pomiaru siły osiowej  
Fig. 4.8. Construction of the model III of a balance disk with its bearing and the mechanism of measuring the axial force

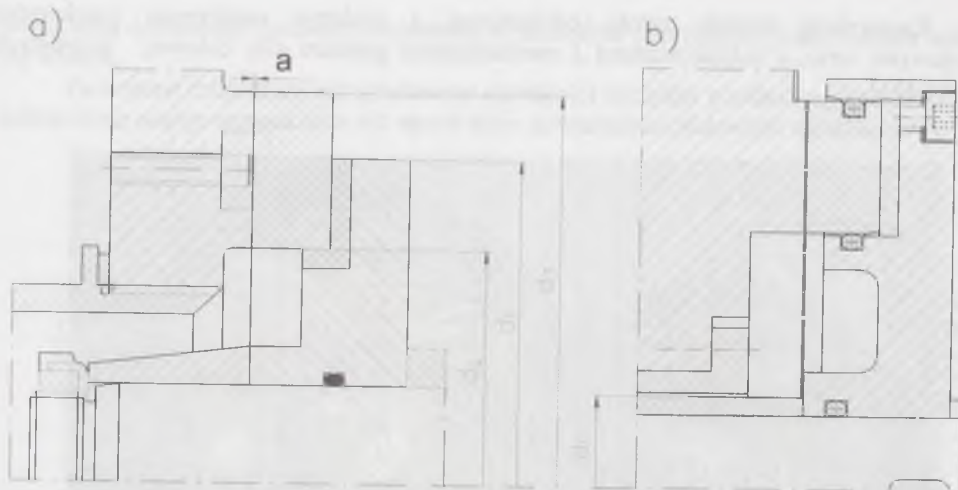
Tarcza odciążająca 1 jest osadzona na wale 2, który jest łożyskowany suwliwie w łożyskach wałeczkowych 3. Pierścień ślizgowy 4 jest osadzony w tarczy 1 poprzez warstwę elastomeru 5 [50]. Wał jest uchwycony łożyskiem poprzecznym 6, osadzonym w gnieździe łożyskowym 7 ramienia dźwigni 8, opartej z jednej strony przez łożysko 10 a z drugiej strony o czujnik siły 11, dociskany do dźwigni 8 śrubą 12 przez jarzmo 13. Pierścień oporowy stanowi czoło pokrywy 14 zamykającej komorę zespołu odciążenia. Otwór wewnętrzny pokrywy jest zamknięty króćcem zasilającym 15. Komora 16 zespołu odciążenia jest dociśnięta i uszczelniona kołnierzem pokrywy 14, skróconej śrubami ze wspornikiem łożyskowym 17. Przejście wału przez ściankę komory jest uszczelnione uszczelnieniem ślizgowym 18. Zewnętrzna końcówka wału jest napędzana przez sprzęgło i momentomierz.

##### 4.3.2. Tarcze z podatnym pierścieniem ślizgowym

W celu upodatkowania mocowania pierścienia ślizgowego wykorzystano w niżej opisanych badaniach rozwiązania konstrukcyjne przedstawione w projektach [50], [52]. Zastosowano tarczę z podatnym pierścieniem ślizgowym o średnicy  $d_3=200mm$  i rozwiązaniach przedstawionych na rys.4.9.

Rysunek 4.9.a przedstawia tarczę A łączoną z pierścieniem ślizgowym przez warstwę elastomeru, rys.4.9.b przedstawia tarczę B z pierścieniem „pływającym”. Ten sam cel osiągnięto stosując konstrukcje o zdecydowanie różnych charakterystykach dynamicznych. W pierwszej pierścień ślizgowy charakteryzuje sprężystość zmieniana przez dobór odpowiedniej twardości elastomeru, grubości jego warstwy i korygowanie jej średnicy zewnętrznej. W drugim przypadku pierścień ślizgowy zajmuje labilnie położenie wynikające z sił od ciśnienia w szczelinie, które muszą pokonywać tylko jego bezwładność. Pewne zniekształcenie takiego opisu jest powodowane uszczelkami, które zamykają pierścieniową komorę olejową.





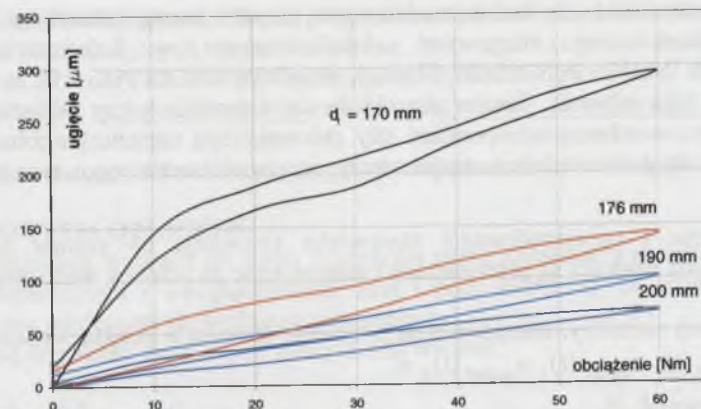
Rys. 4.9. Konstrukcje badanych tarcz z podatnie osadzonym pierścieniem ślizgowym: a) – tarcza A z pierścieniem wulkanizowanym, b) – tarcza B z pierścieniem „pływającym”  
 Fig. 4.9. Constructions of the investigated disks with a flexibly mounted slip-ring: a) - disk A with a vulcanized ring, b) - disk B with a "floating" ring



Rys. 4.10. Widok badanych tarcz B i A: z pierścieniem „pływającym” i z pierścieniem wulkanizowanym  
 Fig. 4.10. View of the investigated discs B and A: with a "floating" and a vulcanized ring

Na rysunku 4.10 przedstawiono widok obu badanych tarcz. Pierwsze, pokazane na zdjęciu pierścienie ślizgowe wykonano ze stali nierdzewnej, lecz we współpracy z żeliwnym pierścieniem oporowym. Każdy ich losowy kontakt powodował skokowy wzrost momentu mierzonego czujnikiem. Zastosowanie pierścieni ślizgowych z brązu zupełnie wyeliminowało ten problem.

W celu uzyskania różnej sprężystości pierścienia ślizgowego łączonego z tarczą przez wulkanizację warstwą elastomeru staczano tarczę wraz z elastomerem ze średnicy  $d_3$  tarczy na średnicę  $d_1$ . W rezultacie uzyskiwano różne zależności ugięcia pierścienia od obciążenia momentem.



Rys. 4.11. Zależność ugięcia pierścienia ślizgowego tarczy A od wartości przyłożonego momentu  
 Fig. 4.11. Dependence of the deflection of the slip-ring of the disk A on the applied momentum

Na wykresie rys.4.11 przedstawiono odchylenie pierścienia ślizgowego zmierzone na promieniu średnim w płaszczyźnie przyłożonego momentu. Odkształcenie elastomeru wykazuje histerezę, mającą niewątpliwie wpływ na własności dynamiczne pierścienia ślizgowego. Do badań opisanych w punkcie 4.2.3 zastosowano tarczę ze średnicą  $d_1 = 170$  mm.

#### 4.3.3. Schemat i opis stanowiska pomiarowego i wielkości mierzone

Dzięki środkom finansowym przyznanych przez KBN w ramach Grantu Nr 8 T07B 006 21 zbudowano stanowisko pomiarowe o podobnym przeznaczeniu jak stanowisko opisane w punkcie 4.1.2, lecz znacznie lepiej wyposażone w przyrządy pomiarowe, pozwalające na poszerzenie zakresów wartości mierzonych parametrów, większą dokładność pomiarów oraz dodatkowo na pomiary szerokości szczeliny poprzecznej.



Rys. 4.12. Widok stanowiska badawczego w Laboratorium Maszyn Hydraulicznych Politechniki Śląskiej  
 Fig. 4.12. View of the test stand in the Laboratory of Hydraulic Machines at the Technical University of Silesia

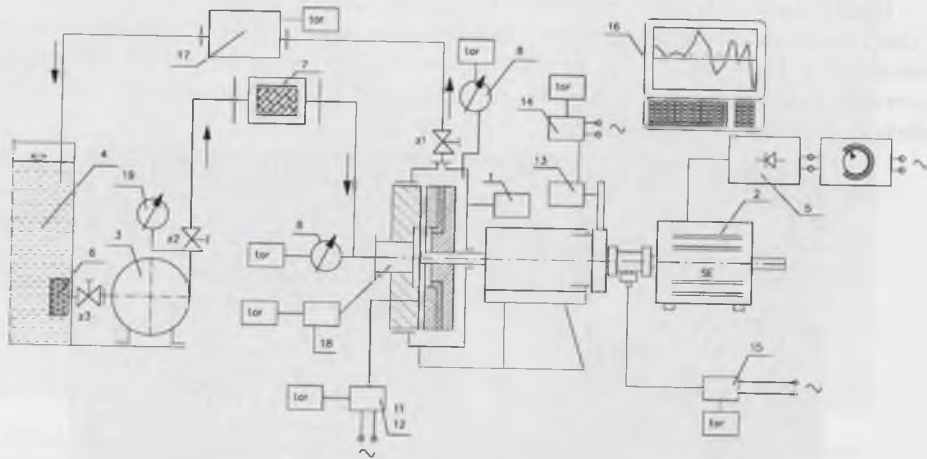
Zastosowanie przetworników do pomiaru wszystkich mierzonych wielkości pozwoliło na ich rejestrację za pomocą toru pomiarowego.



Widok stanowiska do badań modelowych zespołu tarczy odciążającej z podatnie osadzonym pierścieniem ślizgowym, zlokalizowanego w Laboratorium Maszyn Hydraulicznych IMiUE Politechniki Śląskiej, przedstawiono na rys. 4.12, a na rys. 4.13 przedstawiono jego schemat. Stanowisko składa się z modelu tarczy odciążającej wraz z łożyskowaniem i mechanizmem pomiaru siły osiowej, jego napędu, zespołu pompowego zasilającego wodą pod ciśnieniem model tarczy oraz wielokanałowego toru pomiarowego [51].

Konstrukcja i oprzyrządowanie stanowiska pozwalają na pomiar następujących wielkości, których wartości są przetwarzane i rejestrowane za pomocą wielokanałowego toru pomiarowego:

- szerokości szczeliny, mierzonych na promieniu średnim w punktach rozstawionych co  $120^\circ$ :  $a_{\varphi=0}(t)$ ,  $a_{\varphi=120^\circ}(t)$ ,  $a_{\varphi=240^\circ}(t)$ , m,
- siły osiowej  $F$ ,  $N$ ,
- ciśnienia przed wlotem do szczeliny poprzecznej  $p_2$ ,  $Pa$ ,
- ciśnienia za wylotem ze szczeliny poprzecznej  $p_3$ ,  $Pa$ ,
- prędkości obrotowej  $n$ ,  $obr/min$ ,
- strumienia przepływu przez szczelinę  $q_{odc}$ ,  $l/min$ ,
- momentu na wale  $M_w$ ,  $Nm$ ,
- poboru prądu przez silnik  $I$ ,  $A$ ,
- temperatury przepływającego czynnika  $t$ ,  $^\circ C$ .



Rys. 4.13. Schemat stanowiska pomiarowego  
Fig. 4.13. Diagram of the measuring stand

Zakresy zmian parametrów wynikały z założeń i cech konstrukcyjnych modelu, a szczególnie ze sztywności jego konstrukcji. Wielkości regulowane zmieniano w zakresach:

- strumień  $q_{odc} = 2,5$  do  $45 l/min$ ,
- prędkość obrotowa  $n = 25$  do  $2500 obr/min$ ,
- siła osiowa  $F_{zm} = 3750$  do  $18750 N$ ,
- ustalone montażowo bicie czołowe pierścienia oporowego  $\Delta = 0,02 + 0,6 mm$ ,
- ciśnienie wody na wlocie zmieniało się przede wszystkim w zależności od siły osiowej i wynosiło  $0,3$  do  $1 MPa$ .

Szerokość szczeliny poprzecznej oscylowała wokół wartości zależnych od strumienia, z podstawową częstotliwością równą prędkości obrotowej tarczy. Należy zaznaczyć, że w

zasadzie czujniki wiroprowdowe służą do pomiarów zmian odległości od przemieszczającej się powierzchni. Do niniejszych badań konieczne było systematyczne ustalanie wskazania zerowego, co przeprowadzano wg opracowanej uprzednio procedury. Również istotnie zwiększono czułość tych przetworników zmniejszając zakresy ich wskazań.

Pomiar i rejestracja momentu  $M_w$  na wale miały przede wszystkim na celu potwierdzenie występowania tarcia płynnego na całej powierzchni szczeliny.

#### 4.3.4. ALGORYTM OBLICZEŃ

W poniższych wzorach do opisu przepływu przez szczelinę poprzeczną zastosowano równanie Bernoulliego z uwzględnieniem strat i przy założeniu, że współczynnik oporu tarcia  $\lambda = \lambda_m$  jest odniesiony do średniego promienia  $r_m$ .

Średnia szerokość szczeliny w danej chwili wynosi:

$$a_m = \frac{a_{\varphi=0} + a_{\varphi=120^\circ} + a_{\varphi=240^\circ}}{3} \quad (4.10)$$

Całkowity spadek ciśnienia w szczelinie poprzecznej określa wzór:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{wl} + \Delta p_{sz2} - \Delta p_w - \Delta p_{wz} - \Delta p_{wyl}, \quad (4.11)$$

w którym:

$$\Delta p_{wl} = \rho(1 + \zeta) \frac{v_2^2}{2} = \rho(1 + \zeta) \left(\frac{r_m}{r_2}\right)^2 \frac{v_m^2}{2}, \quad (4.12)$$

$$\Delta p_{sz2} = \lambda \frac{l_2}{2a_m} \frac{v_m^2}{2} \rho, \quad (4.13) \quad \Delta p_w = \frac{\rho}{2} \Omega^2 \omega^2 (r_3^2 - r_2^2), \quad (4.14)$$

$$\Delta p_{wz} = \frac{\rho}{2} v_2^2 \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_3}\right)^2\right] = \frac{\rho}{2} v_m^2 \frac{r_m^2}{r_2^2} \left(\frac{1}{r_2^2} - \frac{1}{r_3^2}\right) \quad (4.15)$$

$$\Delta p_{wyl} = \rho(1 - \zeta_{wyl}) \frac{v_3^2}{2} = \rho(1 + \zeta_{wyl}) \left(\frac{r_m}{r_3}\right)^2 \frac{v_m^2}{2} \quad (4.11a)$$

Wzory (2.29a i b) będą takie same jak wzory (4.11) do (4.15) pod warunkiem pominięcia  $\Delta p_w$  i przyjęcia, że promień  $r_m$  jest średnią geometryczną, czyli  $r_m^2 = r_2 r_3$ . Przy występujących w praktyce stosunkach  $r_2/r_m$  różnica wynikająca z przyjęcia  $r_m$  jako średniej arytmetycznej lub geometrycznej nie przekroczy 3%.

Z pomiarów przeprowadzonych np. w pracy [98] wynika, że współczynnik miejscowej straty wylotowej  $\zeta_{wyl}$  jest bliski jedności. W rezultacie  $\Delta p_{wyl} \approx 0$ . Promieniowe prędkości średnie w przekroju wlotu i na promieniu średnim szczeliny poprzecznej określają wzory:

$$v_2 = \frac{q_{odc}}{\pi d_2 a_m}, \quad v_m = \frac{q_{odc}}{\pi d_m a_m} \quad (4.16)$$

Przy takich założeniach współczynnik straty tarcia w szczelinie poprzecznej wynosi:

$$\lambda = \frac{\Delta p_2 - \frac{\rho}{2} \left[ \left( \zeta + \left(\frac{r_2}{r_3}\right)^2 \right) \left(\frac{r_2}{r_3}\right)^2 v_m^2 + \frac{\rho}{2} \Omega^2 \omega^2 (r_3^2 - r_2^2) \right]}{\frac{\rho}{2} \frac{l_2}{2a_m} v_m^2} \quad (4.17)$$



Przepływ przez szczelinę poprzeczną charakteryzują wcześniej zdefiniowane kryterialne liczby Reynoldsa dla przepływu promieniowego (przepływu Poiseuille'a) wzorem:

$$Re = Re_p = \frac{2a_m v_m}{\nu} \quad (2.23)$$

Dla przepływu w kierunku obwodowym charakterystyczna jest średnia prędkość kątowna wirowania cieczy między pierścieniem ślizgowym i oporowym. Stosunek średniej prędkości wirowania cieczy w szczelinie do prędkości kątowej tarczy przyjęto  $\Omega=0,5$ .

W rezultacie liczbę Reynoldsa dla tego przepływu (przepływ Couette'a) określa wzór:

$$Re = Re_c = \frac{a_m \Omega}{\nu}, \quad (2.24a)$$

w którym:

$u_m = \omega r_m$  – średnia prędkość obwodowa ścianki pierścienia ślizgowego, m/s,  
 $\nu$  – lepkość kinematyczna wody, m<sup>2</sup>/s, która zależy od temperatury następująco [94]:

$$\nu = \frac{0,2165756 \cdot 10^{-6}}{1 - 0,0105T + 26,69 \cdot 10^{-6} T^2} \quad (4.18)$$

$T$  – temperatura w Kelwinach,  $T = 273,15 + t$ , deg.

#### 4.3.A. Wyniki pomiarów dla pierścienia ślizgowego mocowanego do tarczy przez warstwę elastomeru

Podstawowym celem pomiarów było stwierdzenie skuteczności działania proponowanych rozwiązań konstrukcyjnych i ich specyfiki. Również istotne było potwierdzenie możliwości pracy szczeliny poprzecznej w zakresie przepływów laminarnych. Celem systematycznych pomiarów, wykonanych w pełnych zakresach charakterystycznych mierzonych wielkości, było określenie współczynnika oporu ciągłego przepływu przez szczelinę poprzeczną mającą drgającą kątowno ściankę pierścienia ślizgowego. Zasadniczą kwestią było wyjaśnienie, czy w szczelinach poprzecznych o szerokościach od 0 do 0,12 mm i z drgającą kątowno ścianką przepływ ma charakter laminarny i czy ewentualnie występują wiry Taylora.

Moment na wale  $M_w$  nieznacznie się zmieniał, wzrastając na skutek wzrostu spowodowanego większym strumieniem  $q$  i przekazywaniem przez tarczę krętu większej masy przepływającej cieczy. Dokładny pomiar momentu  $M_w$  pozwalał potwierdzać występowanie tarcia płynnego w szczelinie.

W stanie ruchu ustalonego mierzone wielkości rejestrowano torem pomiarowym przez 15 sekund. Pozwoliło to na graficzne przedstawienie przebiegów poszczególnych wielkości w czasie.

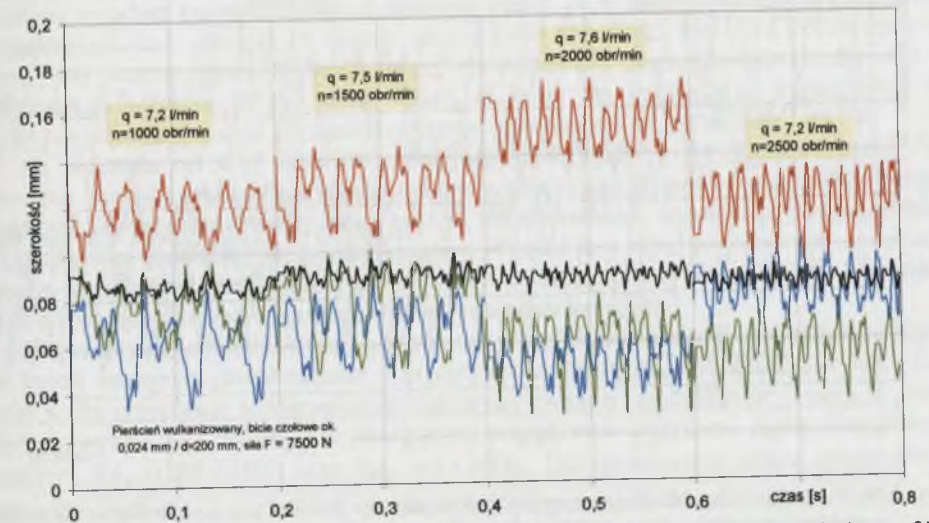
##### 4.3.A.1. Rejestracja szerokości szczeliny

Poniżej pokazano wybrane zarejestrowane przebiegi szerokości szczeliny poprzecznej i przebiegi obliczonych szerokości średnich dla pierścienia ślizgowego połączonego z tarczą przez wulkanizowaną warstwę elastomeru.

Na czterech kolejnych wykresach rys. (4.14 do 4.15) przedstawiono zarejestrowane przebiegi szerokości szczeliny, mierzone na promieniu średnim trzema czujnikami rozstawionymi co 120°. W każdym przypadku zmieniano jedną z charakterystycznych wielkości obserwując wpływ tych zmian na pozostałe wielkości, a szczególnie na szerokość szczeliny.

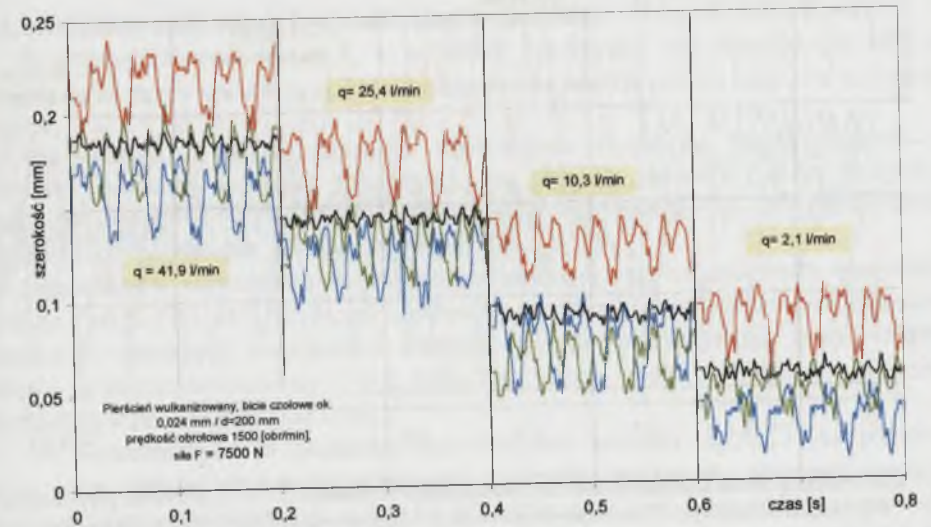
Z wykresu na rys.4.14 wynika, że przy różnych prędkościach obrotowych tarczy i zbliżonych wartościach siły osiowej oraz strumienia przepływu przez szczelinę poprzeczną jej

szerokość średnia  $a_m$  ma znacznie mniejsze (ok. czterokrotnie) oscylacje niż zmiany szerokości mierzone w jednym punkcie szczeliny. Może to potwierdzać słuszność założenia, że dla tak pracującej szczeliny można obliczać strumień przepływu przyjmując jej stałą średnią szerokość  $a_m$ .



Rys. 4.14. Przebiegi zmian szerokości szczeliny poprzecznej  $a$  w czasie, rejestrowane na promieniu  $r_m = 85$  mm, dla kątów  $\varphi=0^\circ$ : \_\_\_\_\_,  $\varphi=120^\circ$ : \_\_\_\_\_,  $\varphi=240^\circ$ : \_\_\_\_\_ oraz obliczona średnia szerokość  $a_m$  \_\_\_\_\_. Pomiar przy zbliżonej wartości strumienia  $q=q_{odc}$  i różnych prędkościach obrotowych  $n$  tarczy

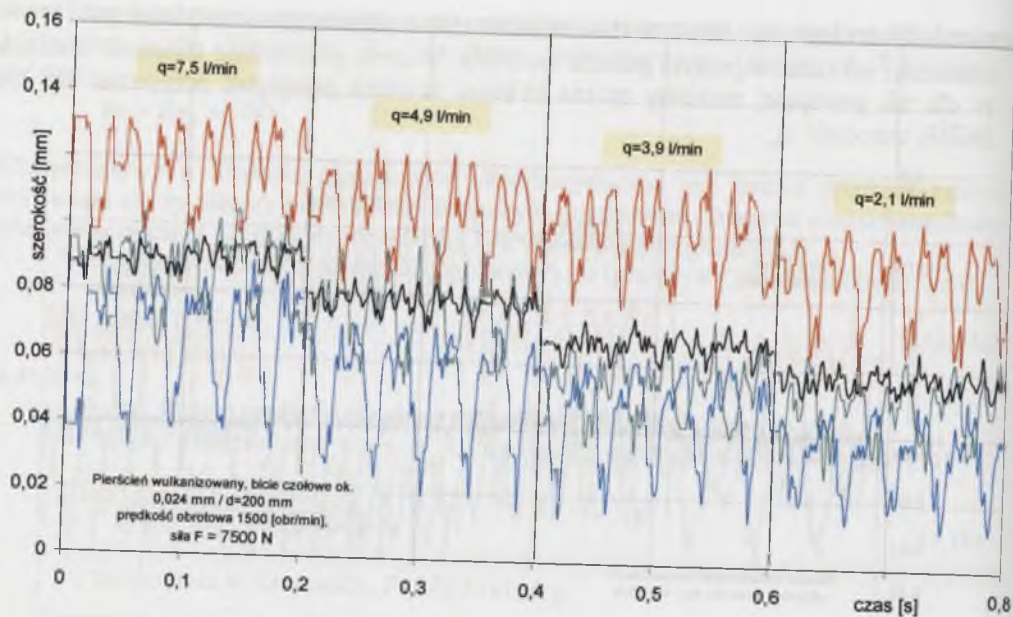
Fig. 4.14. The progress of changes of the width of the face clearance, recorded on the radius  $r_m = 85$  mm, concerning the angles  $\varphi=0^\circ$ : \_\_\_\_\_,  $\varphi=120^\circ$ : \_\_\_\_\_,  $\varphi=240^\circ$ : \_\_\_\_\_ and the calculated average width  $a_m$  \_\_\_\_\_. Measurements for the approximated rate of flow  $q=q_{odc}$ , and various rotational speeds  $n$  of the disk



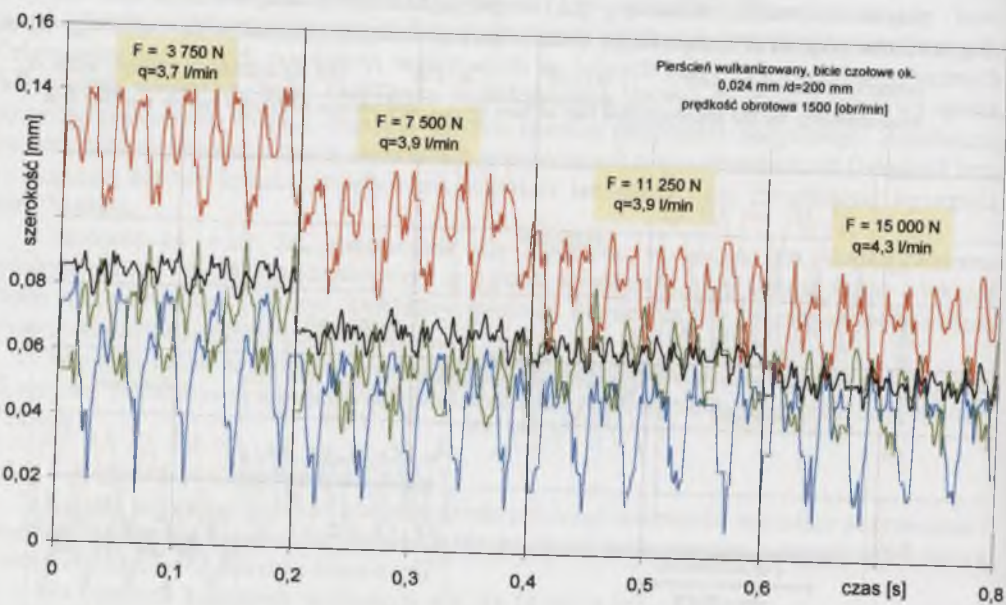
Rys. 4.15. Przebiegi zmian szerokości szczeliny poprzecznej  $a$  w czasie, (.....) Pomiar przy różnych wartościach strumienia  $q=q_{odc}$ , w całym jego zakresie pomiarowym

Fig. 4.15. The progress of changes of the width of the face clearance, (.....). Measurements concerning various rates of flow  $q = q_{odc}$  within the entire range of measurements





Rys. 4.16. Przebiegi zmian szerokości szczeliny poprzecznej  $a$  w czasie, (.....). Pomiar przy różnych wartościach strumienia  $q=q_{odc}$ , w dolnym jego zakresie pomiarowym  
 Fig. 4.16. The progress of changes of the width of the face clearance (.....). Measurements concerning various values of the rate of flow  $q = q_{odc}$  in the bottom range of measurements



Rys. 4.17. Przebiegi zmian szerokości szczeliny poprzecznej  $a$  w czasie, (.....). Pomiar przy różnych wartościach sił osiowych  $F$ , działających na tarczę z wulkanizowanym pierścieniem ślizgowym  
 Fig. 4.17. The progress of changes of the width of the face clearance, (.....). Measurements at various values of the axial forces  $F$ , affecting the disk with a vulcanized slip-ring

Częstotliwość drgań ścianki pierścienia ślizgowego jest równa prędkości obrotowej tarczy. Zarejestrowane mikrooscyłacje szerokości szczeliny, wynoszące kilka  $\mu\text{m}$ , były

spowodowane chropowatością powierzchni pierścienia ślizgowego oraz niejednorodnością warstwy elastomeru.

Na wykresie rys.4.15 przedstawiono zarejestrowane przebiegi szerokości szczeliny dla stałych wartości prędkości obrotowej tarczy i siły osiowej lecz dla zmieniającego się strumienia w całym zakresie zmian. Z wykresu widać, że w miarę zmniejszania strumienia następuje w znacznie mniejszym stopniu zmniejszanie szerokości szczeliny. Następuje więc progresywny wzrost oporu hydraulicznego, spowodowany zmniejszaniem liczby  $Re_p$ . Z analogicznego wykresu na rys. 4.16 widać, że efekt ten jest jeszcze wyraźniejszy dla mniejszych strumieni, a więc też mniejszych szerokości szczeliny i liczb  $Re_p$ .

Na wykresie rys 4.17 zestawiono zarejestrowane przebiegi szerokości szczeliny dla zbliżonych wartości strumienia i dla siły osiowej zmienianej w dużym zakresie. Z wykresu widać, że wzrost siły osiowej przy prawie stałej wartości strumienia powoduje małe zmniejszenie jej względnej szerokości średniej. Wynika to z tego, że mimo wzrostu spadku ciśnienia w szczelinie zmniejszenie jej szerokości powoduje zmniejszenie liczby  $Re_p$ , a więc wzrost współczynnika oporu ciągłego  $\lambda$  przepływu przez szczelinę.

W przepływie odśrodkowym, zwanym też przepływem Poiseuille'a, krytyczna liczba, przy której następuje przechodzenie z przepływu laminarnego w burzliwy, wynosi  $Re_{pkr}=3000$  a dla przepływu w kierunku obwodowym, zwanego przepływem Couette'a, liczba krytyczna wynosi  $Re_{Ckr}=1300$ . Dla mierzonych przepływów otrzymano liczby Reynoldsa w zakresach:  $Re_p = 158 + 3550$  oraz  $Re_C = 0 + 5000$ . Do opracowania wzoru empirycznego  $\lambda_2(Re_p, Re_C)$  pomijano wartości  $\lambda_2$  dla  $Re_p > 3000$ . Z pomiarów Wagnera [98] wynika, że do wartości  $Re_C < 3000$  nie zauważa się wpływu wirowania pierścienia ślizgowego na istotny wzrost współczynnika  $\lambda_2$ . Przy większych wartościach  $Re_C$  tworzy się w szczelinie nitka wirowa w formie spirali logarytmicznej, z którą wiąże się istotny wzrost współczynnika oporu  $\lambda_2$ . Dla liczb  $Re_C > 10000$  gradient przyrostu współczynnika oporu tarcia  $\lambda_2$  maleje. Wynika z tego, że opracowane wyniki pomiarów dotyczą laminarnego przepływu Poiseuille'a z możliwością wystąpienia wirów Taylora generowanych przepływem Couette'a.

#### 4.3.A.2. Współczynniki oporu hydraulicznego w szczelinie

Współczynnik oporu tarcia  $\lambda_2$  w szczelinie poprzecznej jest potrzebny do obliczeń hydraulicznych tarczy odciążającej, które można przeprowadzić przytoczonymi w rozdziale 8 wzorami.

Dla modelu z wulkanizowanym pierścieniem ślizgowym przeprowadzono na stanowisku pomiarowym serie pomiarów dla pełnych zakresów zmian wszystkich parametrów. Następnie przytoczonym w punkcie 4.3.4 algorytmem obliczono współczynniki oporu ciągłego w szczelinie  $\lambda_2$  oraz liczby  $Re_p$  i  $Re_C$ .

Wprowadzcie w poprzednich rozdziałach przyjmowano współczynnik straty wlotowej do szczeliny  $\zeta=0,5$ , [76], [93], [113], jak najczęściej przyjmuje się w podstawowej literaturze, jednakże w niniejszych obliczeniach założono wartość współczynnika straty wlotowej ciśnienia na wlocie do szczeliny  $\zeta=0,2$ , która była bliższa średniej uzyskanej w badaniach wykonanych w ramach prac [33] i [98].

Na wykresie rys.4.18 przedstawiono obliczone wartości  $\lambda_2(Re_p)$  na podstawie pomiarów w stanach ustalonych, jednakowo oznaczając punkty dla tej samej prędkości obrotowej tarczy. Natomiast jak w każdej tak oznaczonej serii pomiarowej zmieniano w całym zakresie wartości strumienia i siły osiowej.

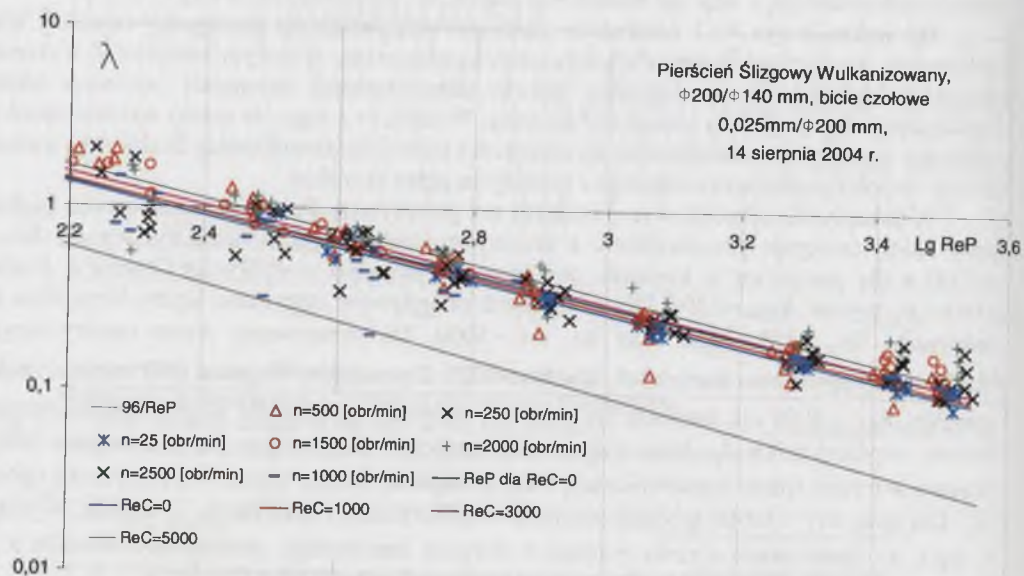
Na podstawie punktów uzyskanych z pomiarów opracowano statystycznie zależność  $\lambda_2(Re_p, Re_C)$ , która wyraża się wzorem [97], [59]:



$$\lambda_2 = \frac{112,3}{Re_p^{0,873}} (1 + 10^{-6} Re_c)^{42,6} \quad (4.19)$$

Ze wzoru (4.19) i wykresu na rys.4.18 widać, że zależność współczynnika oporu  $\lambda_2(Re_c)$  jest słaba i może być pominięta. Wówczas wzór (4.19) upraszcza się do postaci:

$$\lambda_2 = \frac{100,74}{Re_p^{0,84333}} \quad (4.19a)$$



Rys. 4.18. Zależność współczynników oporu tarcia  $\lambda = \lambda_2(Re_p, Re_c)$  dla tarczy z wulkanizowanym pierścieniem ślizgowym

Fig. 4.18. Dependence of the coefficients of continuous resistance  $\lambda = \lambda_2(Re_p, Re_c)$  concerning a disk with a vulcanized slip-ring

Na wykresie rys.4.18 i na następnych o tych współrzędnych, przedstawiono też teoretyczny przebieg badanej zależności, czyli określony wzorem  $\lambda_2 = 96/Re$ , wyprowadzonym przy uproszczeniach, których dyskusję zawiera rozdział 2. Widać, że nawet tak silne zaburzenia przepływu jak w niniejszych badaniach nie obniżają dolnej granicznej liczby  $Re_{pk}$  i podstawowy przepływ zachowuje laminarny charakter. Wynikający z tego wzrost współczynnika oporu ciągłego wraz ze zmniejszaniem szerokości szczeliny poprzecznej ma charakter stabilny, co potwierdza wyniki badań zawartych w pracy [4].

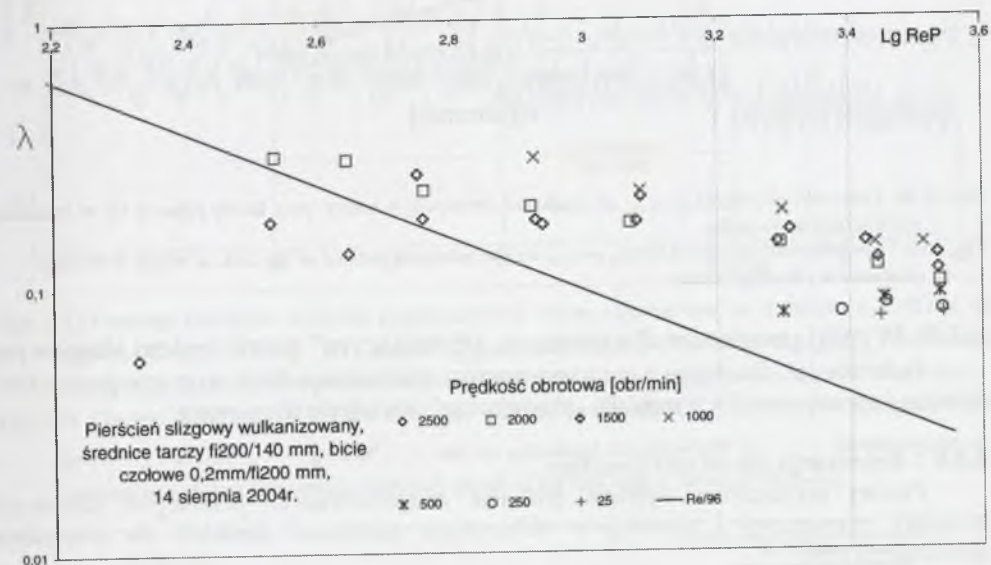
Ze wzoru (4.19a) wynikają większe wartości współczynnika  $\lambda_2$  niż obliczone wzorem teoretycznym. Może to być spowodowane efektem wirowania pierścienia ślizgowego oraz jego drganiami kątowymi. Również pewien wpływ może mieć chropowatość powierzchni ścianek szczeliny, mimo że pierścienie ślizgowe i oporowe były szlifowane. Uznano, że taki stan powierzchni praktycznie odpowiada stosowanym powierzchniom tych pierścieni w pompach.

#### 4.3.A.3. Wpływ bicia czołowego pierścienia oporowego

Bicie czołowe ścianek szczeliny poprzecznej z jednej strony określa w typowych konstrukcjach tarcz odciażających minimalną konieczną szerokość tej szczeliny, a z drugiej strony jest podstawowym powodem powstania niniejszego programu badawczego, którego

celem było wyeliminowanie tej bariery. Pierścień oporowy przechylnano, zwiększając bicie czołowe obu pierścieni z 0,02 do 0,2 mm. Powtórzono pomiary przy stałej sile osiowej zmieniając wszystkie pozostałe wielkości.

Efektom zwiększonego bicia czołowego pierścieni był stan graniczny, w którym następowało przejście ze stanu tarcia płynnego w tarcie suche. Moment ten wychwytywano wskazaniem momentomierza i amperomierza. Okazało się, co wynika też z wykresu na rys.4.19, że przycieranie pierścieni powoduje spadek współczynnika oporu ciągłego w szczelinie. Można to tłumaczyć efektem otwierania się szczeliny przez podparcie pierścienia..



Rys. 4.19. Współczynniki oporu określone przy łącznym biciu czołowym pierścieni 0,2mm. tarczy z wulkanizowanym pierścieniem ślizgowym

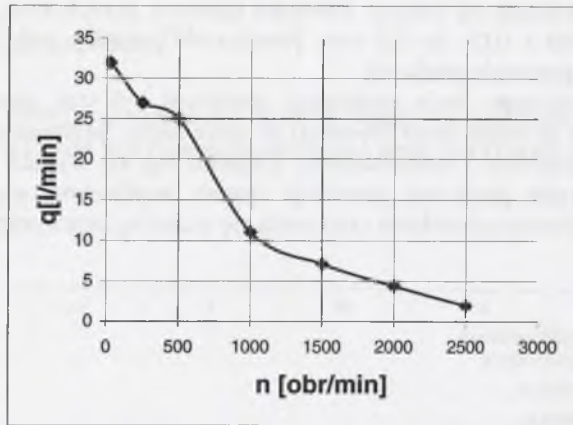
Fig. 4.19. Coefficients of resistance determined in the case of a cumulated face run-out of 0,2 mm rings of a disk with a vulcanized slip-ring

Przez zastosowanie mniej sztywnego połączenia pierścienia podatnego z tarczą zmniejsza się strumień, przy którym następuje przejście w tarcie suche i odwrotnie. Czyli dobierając sprężystość połączenia elastomerem należy zakładać potrzebne jego maksymalne ugięcie pod działaniem momentu od ciśnienia w szczelinie takie, by nie dopuścić do tarcia suchego.

Dodatkowo zbadano wpływ prędkości obrotowej  $n$  na graniczną wartość strumienia  $q = q_{odc}$ , przy którym pojawia się tarcie suche. Obserwowano wówczas nagły wzrost momentu na wale. Próbę przeprowadzono dla tarczy wulkanizowanej z pierścieniem wykonanym z brązu BA 101. Pomiar przeprowadzono przy stałej sile osiowej  $F_0 = 5500N$ . Na wykresie rys.4.20 przedstawiono otrzymaną zależność. Wynika z niej, że przy tym samym w warunkach statycznych bicia czołowym powierzchni ścianek szczeliny wzrost prędkości obrotowej powoduje zmniejszenie wartości strumienia granicznego, powyżej której moment od ciśnienia w szczelinie zapobiega stykowi pierścieni.

Z obliczeń przedstawionych w rozdziale 2 wynika, że wzrostowi prędkości obrotowej towarzyszy wzrost momentu  $M$  od ciśnienia w szczelinie poprzecznej poprzez wzrost jego składowej  $M_x$ . Składowa  $M_y$  zależy tylko od spadku ciśnienia w szczelinie poprzecznej i nie zależy od prędkości obrotowej. Jednakże uwzględniając ograniczenie minimalnego ciśnienia w szczelinie do ciśnienia parowania otrzymuje się wzrost składowej  $M_y$ .





Rys. 4.20. Zależność strumienia  $q=q_{odc.}$  od prędkości obrotowej  $n$  tarczy, przy której pojawia się w szczelinie poprzecznej tarcie suche

Fig. 4.20. Dependence of the rate of flow  $q=q_{odc.}$  on the rotational speed  $n$  of the disk, at which in the face clearance dry friction occurs

### 4.3.B. Wyniki pomiarów dla tarczy z „pływającym” pierścieniem ślizgowym

Podobnie jak dla tarczy z wulkanizowanym pierścieniem ślizgowym przeprowadzono pomiary i opracowano ich wyniki dla „pływającego” pierścienia ślizgowego.

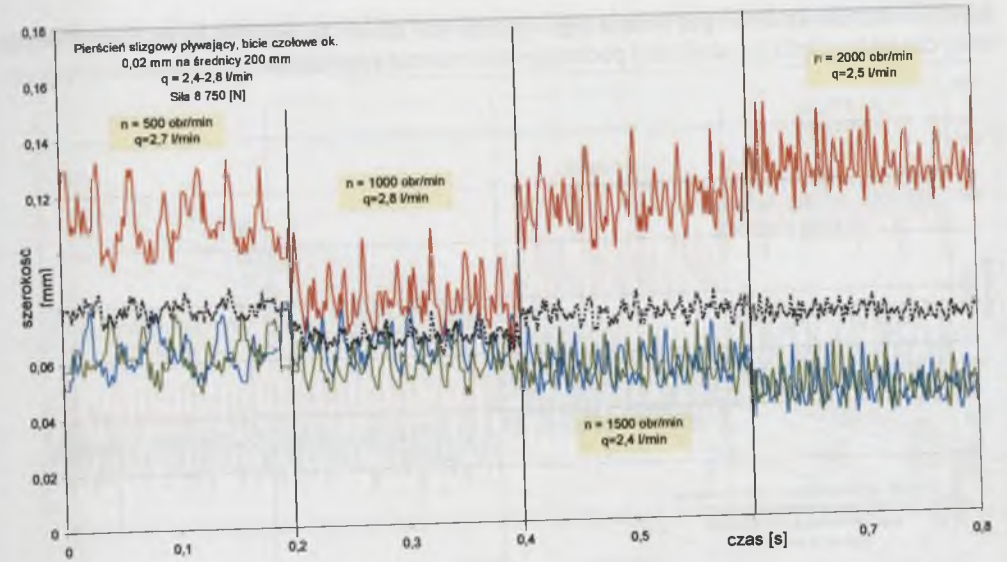
#### 4.3.B.1. Rejestracja szerokości szczeliny

Poniżej przytoczono wybrane ilustracje zarejestrowanych przebiegów szerokości szczeliny poprzecznej i przebiegów obliczonych szerokości średnich dla pierścienia pływającego [59].

Tarcza o konstrukcji jak na rys.4.9B ma pierścieniową komorę wypełnioną olejem i „pływający” w nim pierścień ślizgowy, uszczelniony względem walcowych powierzchni pierścieniowej komory tarczy. Nazwa ma charakter umowny, gdyż to nie siła wyporu a ciśnienie w komorze olejowej zapewnia położenie równowagi pierścienia. Konstrukcja nie posiada sprężystości poprzecznej. Pierścień ślizgowy odchylony o pewien kąt znajduje się w równowadze, a jego położenie ustala się pod wpływem sił od ciśnień po jego obu stronach czołowych i tarciami w uszczelnieniach. Brak sprężystości mocowania pierścienia ślizgowego powoduje mniejszą amplitudę jego drgań i brak dominujących częstotliwości odpowiadających prędkości obrotowej zespołu wirującego. Olej zamknięty pierścieniem w komorze zapewnia podatność pierścienia.

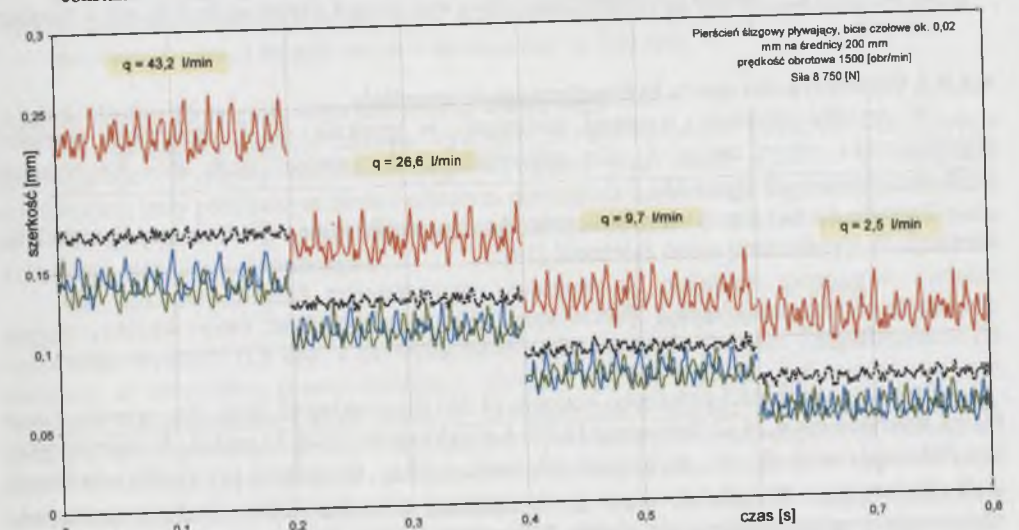
W przypadku dużych sił osiowych i odpowiadających im dużych ciśnień oleju pierścień ślizgowy lub oporowy może być hydraulicznie odciążony lub średnica zewnętrzna uszczelnienia pierścienia może być większa od średnicy zewnętrznej szczeliny poprzecznej między tymi pierścieniami. Dodatkowe połączenie komory olejowej pod pierścieniem z układem zasilającym lub upustem pozwala na ciągłą regulację i korektę położenia zespołu wirującego w czasie ruchu pompy [52].

Z rysunku 4.21 wynika, że prędkość obrotowa nie ma istotnego wpływu na średnią szerokość szczeliny. Z rysunków 4.22 i 4.23 widać, że również w przypadku pierścienia „pływającego” względnemu zmniejszeniu strumienia przepływu laminarnego przez szczelinę poprzeczną towarzyszy wolniejsze zmniejszanie jej względnej szerokości średniej.



Rys. 4.21. Przebiegi szerokości szczeliny poprzecznej  $a$  w czasie, rejestrowane na promieniu  $r_m = 85$  mm, dla kątów  $\varphi = 0^\circ$ ,  $\varphi = 120^\circ$ ,  $\varphi = 240^\circ$  oraz obliczona średnia szerokość  $a_m$ . Pomiar przy stałym strumieniu i różnych prędkościach obrotowych tarczy z „pływającym” pierścieniem ślizgowym

Fig. 4.21. Changes of the width of the face clearance, recorded on the radius  $r_m = 85$  mm, concerning the angles  $\varphi = 0^\circ$ ,  $\varphi = 120^\circ$ ,  $\varphi = 240^\circ$  and the calculated average width  $a_m$ . Measurements at a constant rate of flow and various rotational speeds of the disk with a “floating” slip-ring



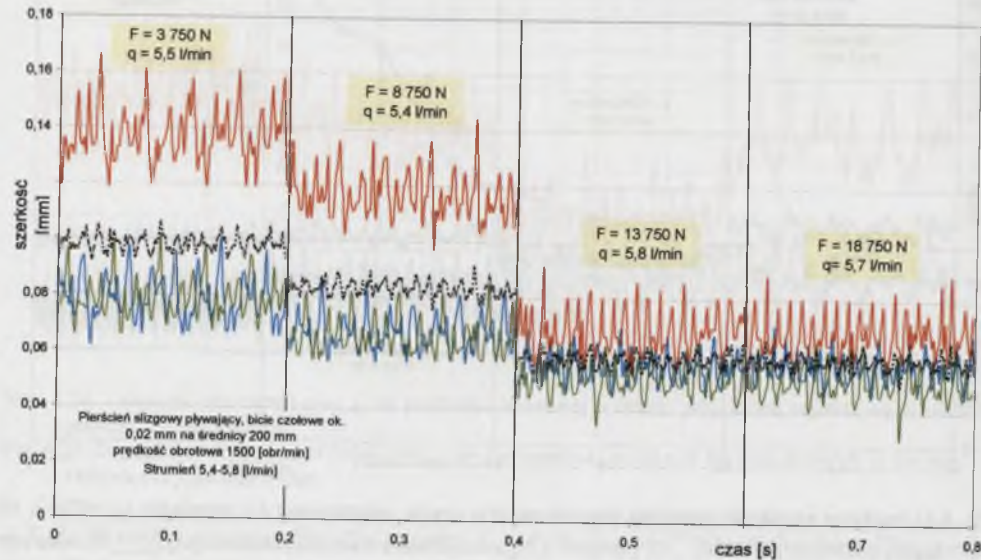
Rys. 4.22. Przebiegi zmian szerokości szczeliny  $a$  w czasie, (.....). Pomiar dla strumieni zmienianych w całym zakresie pomiarowym dla tarczy z „pływającym” pierścieniem ślizgowym

Fig. 4.22. Changes of the width of the clearance (.....). Measurements when the rates of flow vary over the whole range of measurements, concerning a disk with a “floating” slip-ring

Z porównania wykresów na rys.4.21, 4.22, 4.23 z wykresami na rys.4.14 do rys. 4.17 wynika, że oscylacje pierścienia ślizgowego „pływającego” są bardziej rozmyte i związek z prędkością obrotową nie jest tak wyraźny jak w przypadku pierścienia wulkanizowanego.



Również amplituda drgań pierścienia pływającego jest mniejsza. Wynika to ze zdecydowanie innej charakterystyki dynamicznej podanego mocowania pierścienia.



Rys. 4.23. Przebiegi szerokości szczeliny  $a$  w czasie, (.....). Pomiar przy jednakowych strumieniach  $q = q_{odc}$  przepływu przez szczelinę oraz dla różnych sił osiowych  $F$ , działających na tarczę z „pływającym” pierścieniem ślizgowym

Fig. 4.23. Recorded changes of the width of the clearance  $a$  in time (.....). Measurements at a identical rates of flow  $q = q_{odc}$  through the clearance and various axial forces  $F$  exerted on the disk with a “floating” slip-ring

#### 4.3.B.2. Współczynniki oporu hydraulicznego w szczelinie

W wyniku obliczeń wzorami podanymi w punkcie 4.2.4 otrzymano wartości współczynnika oporu tarcia  $\lambda_2$  dla odpowiadających wartości liczb  $Re_p$  dla różnych prędkości obrotowych (rys.4.25).

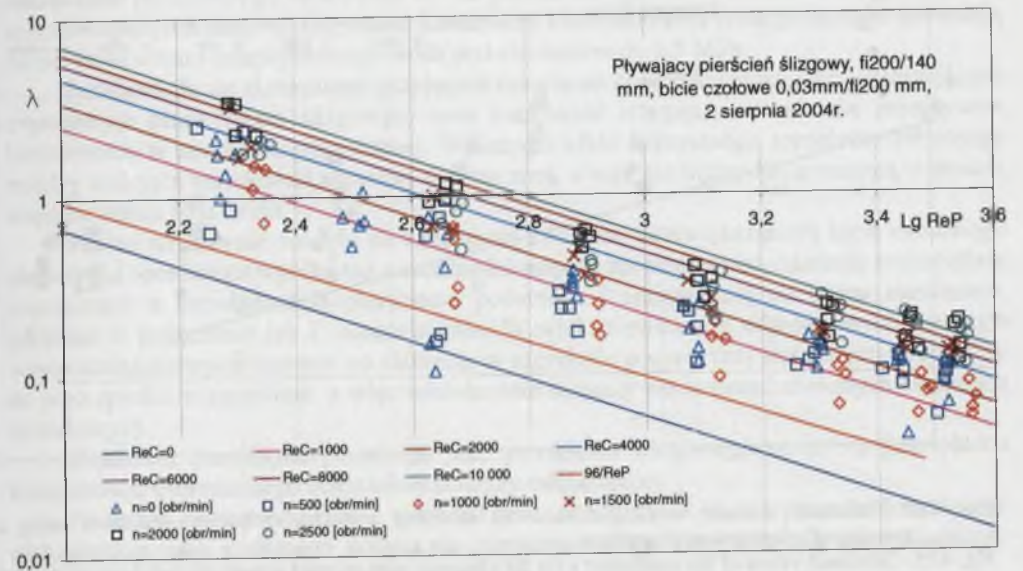
Ponadto dla każdego punktu obliczano  $Re_c$ . Pozwoliło to na obliczenie współczynników korelacji. W wyniku otrzymano zależność [59]:

$$\lambda_2 = \frac{97,33}{Re_p^{1,076}} (1 + 0,016 Re_c)^{0,46} \quad (4.20)$$

Przebiegi zależności opisanych wzorem (4.20) dla przyjętych liczb  $Re_c$  przedstawiono też na wykresie rys.4.24. Z zależności (4.20) i z wykresu na rys.4.24 widać, że wyraźniejszy jest efekt wpływu liczby  $Re_c$  na opisaną zależność  $\lambda_2(Re_p, Re_c)$  niż w przypadku pierścienia wulkanizowanego. Wynika to stąd, że dynamiczne charakterystyki połączeń pierścienia ślizgowego z tarczą znacznie się różnią. Mimo tego ich założona zasadnicza funkcja, czyli updatnienie pierścienia, jest w obu przypadkach spełniona.

Pierścień „pływający” jest zupełnie innym przypadkiem niż pierścień wulkanizowany. Moment od ciśnienia w szczelinie poprzecznej ma do pokonania głównie inercję pierścienia. Pewne zaburzenia wprowadzają uszczelnienia komory olejowej. Z wykresu na rys.4.24 i ze wzoru (4.20) wynika wyraźny wpływ liczby  $Re_c$  na współczynnik straty tarcia  $\lambda_2$ . Uzyskane przebiegi  $\lambda_2(Re_c)$  są bardziej zbliżone do uzyskanych dla szerszych szczelin między sztywnymi ściankami [33], [98]. Dla innych podatnych pierścieni ślizgowych otrzyma się z

dużym prawdopodobieństwem wynik mieszczący się między uzyskanymi dla omówionych skrajnych rozwiązań konstrukcyjnych.



Rys. 4.24. Współczynnik oporu tarcia  $\lambda_2(Re_p, Re_c)$  w szczelinie poprzecznej tarczy z pływającym pierścieniem ślizgowym, przy minimalnej wartości bicia czołowego pierścienia oporowego (ok. 0,02mm)

Fig. 4.24. Coefficient of resistance  $\lambda_2(Re_p, Re_c)$  in the face clearance of the disk with a floating slip-ring at the minimum value of the axial run-out of the thrust ring (ca. 0.02 mm)

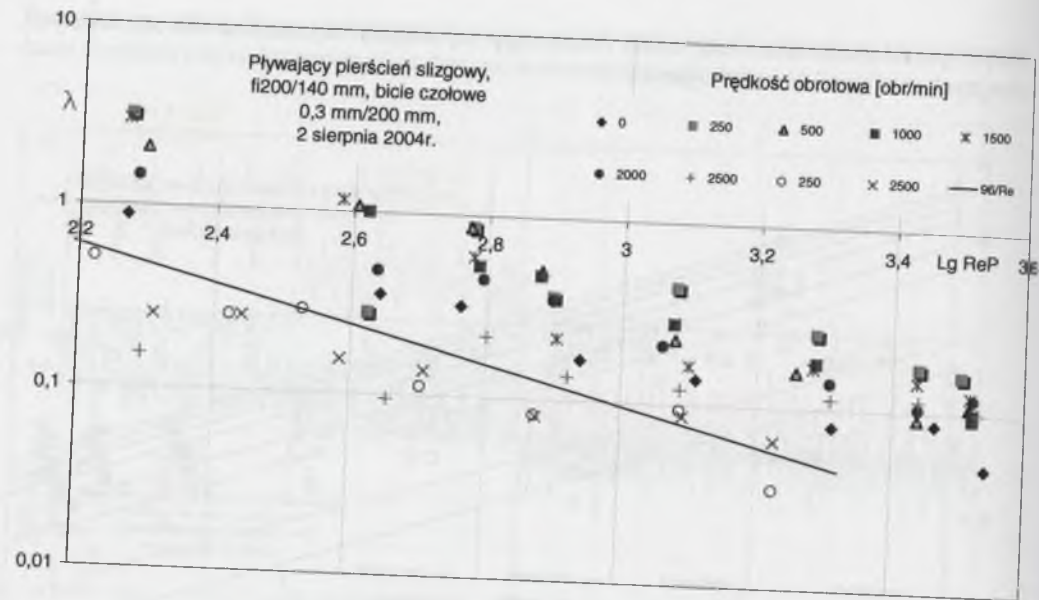
#### 4.3.B.3. Wpływ bicia czołowego pierścienia oporowego

W poprzednim punkcie badania wykonane z zastosowaniem pierścienia ślizgowego „pływającego” wykazały możliwość jego wirowania przy tarczu płynnym w szczelinie poprzecznej, przy pomijalnym biciu czołowym pierścienia oporowego, wynoszącym ok. 0,02 mm. W tym punkcie przedstawiono wyniki takich pomiarów dla zwiększonego bicia czołowego pierścienia oporowego.

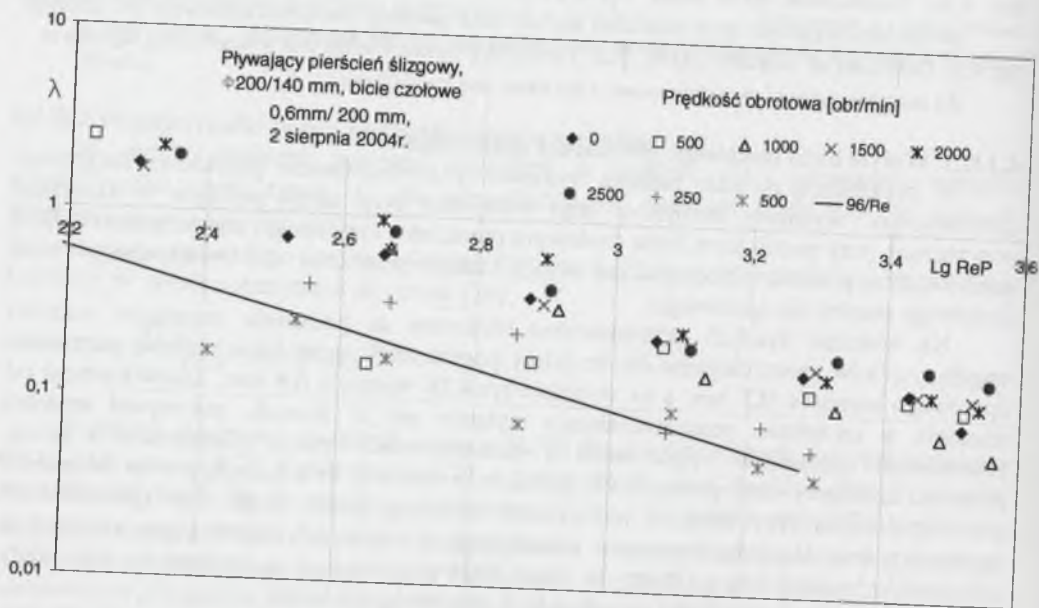
Na wykresie rys.4.25 przedstawiono obliczone na podstawie pomiarów wartości współczynników oporu ciągłego dla szczeliny poprzecznej, której bicie czołowe pierścienia oporowego wynosiło 0,3 mm, a na wykresie rys.4.26 wynosiło 0,6 mm. Zatem moment od ciśnienia w szczelinie, przeciwdziałający stykaniu się jej ścianek, pokonywał moment bezwładności pierścienia i opór tarcia w uszczelnieniach między pierścieniem a tarczą. Jednakże zaobserwowano pewną liczbę punktów pomiarowych wskazujących na zaburzenie prawdopodobnym przycieraniem powierzchni szczeliny, które mogło być spowodowane zanieczyszczeniami mechanicznymi w przepływającej wodzie lub histerezą uszczelnień typu „o” pierścienia ślizgowego. Otwory w siatce filtru stosowanego na zasilaniu modelu miały wymiar 0,1x0,1mm a szerokości szczeliny była najczęściej <0,1mm.

Z porównania wykresów na rys. 4.24, rys.4.25 i rys.4.26 nie wynika jednoznaczna zależność między wzrostem bicia czołowego pierścienia oporowego a wzrostem liczby zaburzeń tarcia płynnego w szczelinie. Natomiast z porównania tych wykresów z wykresami na rys. 4.17 i rys.4.18 widać, że pierścień wulkanizowany jest bardziej wrażliwy na wzrost bicia czołowego pierścienia oporowego aniżeli pierścień „pływający”, czyli dla pierścienia wulkanizowanego warunki ruchu muszą być dokładniej zdefiniowane.





Rys. 4.25. Obliczone wartości współczynnika  $\lambda$  dla szczeliny z biciem czołowym  $\Delta=0,3\text{mm}$ , tarczy z „pływającym” pierścieniem ślizgowym  
 Fig. 4.25. Calculated values of the coefficient  $\lambda$  for the clearance with an axial run-out of  $\Delta=0,3\text{ mm}$  of the disk with a “floating” slip-ring



Rys. 4.26. Obliczone wartości współczynnika  $\lambda$  dla szczeliny z biciem czołowym 0,6mm tarczy z „pływającym” pierścieniem ślizgowym  
 Fig. 4.26. Calculated values of the coefficient  $\lambda$  for the clearance with an axial run-out of 0.6 mm of the disk with a “floating” slip-ring

#### 4.4. Wnioski z badań laboratoryjnych

Badania potwierdziły poprawność założeń przyjętych przy konstruowaniu modeli z zespołem łożyskowym i mechanizmem pomiaru siły osiowej oraz przy projektowaniu stanowiska pomiarowego. Pozwoliło to na pomiary wszystkich wielkości z dokładnością umożliwiającą ich analizę. Sztywność konstrukcji i uszczelnienia nowego modelu pozwalają na zasilanie układu przepływowego wodą pod ciśnieniem do 1,5 MPa.

Potwierdziła się skuteczność przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych tarcz odciążających z podatnym pierścieniem ślizgowym oraz możliwość ich pracy w zakresie przepływów laminarnych w szczelinie poprzecznej. Wykazano efekt korzystnego sprzężenia zwrotnego między malejącą szerokością szczeliny poprzecznej, a więc też liczby  $Re_P$ , a rosnącą wartością współczynnika strat tarcia.

Pewna wrażliwość modelu na zaburzenia związane ze zwiększaniem bicia czołowego pierścienia oporowego wynika też z zależności między momentem od ciśnienia w szczelinie poprzecznej a bezwładnością pierścienia podatnego i zmiennością sił oporu elastomeru, zarówno w połączeniu jak i uszczelnieniu. W wielostopniowych odśrodkowych pompach wysokociśnieniowych moment od ciśnienia w szczelinie poprzecznej jest też proporcjonalny do jego spadku w szczelinie, a więc wielokrotnie większy niż w przedstawionych badaniach modelowych.

Osadzenie pierścienia podatnego jako pierścienia ślizgowego na tarczy pozwala na kompensację ewentualnego odkształcenia tarczy odciążającej.

Histeresa elastomeru, której przykład pokazano na rys.4.10, nie przeszkodziła w jego zastosowaniu jako podatnego połączenia pierścienia ślizgowego z tarczą, zapewniającego pożądaną podatność sprężystą pierścienia.

Badania wykazały, że mimo drgań kątowych pierścienia ślizgowego można stosować wzory do obliczeń hydraulicznych przepływu przez szczelinę poprzeczną o uśrednionej wartości szerokości szczeliny. Otrzymane empiryczne wzory pozwalają na dokładniejsze obliczenie współczynników oporu ciągłego w szczelinie poprzecznej.

Konstrukcja połączenia pierścienia podatnego z tarczą ma wpływ na własności dynamiczne tego węzła konstrukcyjnego. Wpływa to na charakter przepływu przez szczelinę poprzeczną, a więc i na współczynnik oporu ciągłego. Okazuje się, że połączenie elastomerowe powoduje rozmycie zależności  $\lambda_2(Re_c)$ , co wynika z wykresu na rys. 4.17 i ze wzoru (4.19) i w rezultacie wpływ  $Re_c$  można pominąć.

Ponadto badania wykazały, że na parę pierścieni konieczne jest zastosowanie materiałów mających dobre własności do takiej współpracy. Jest to sytuacja analogiczna do występującej w łożyskach ślizgowych. Zastosowanie żeliwa sferoidalnego i staliwa stopowego po pierwszych przytarciach zakończyło się uszkodzeniem powierzchni ścianki szczeliny. Zastosowanie brązów BK 331 i B 101 [68] umożliwiło współpracę pierścieni przez wiele godzin bez śladów ich kontaktów, mimo że losowo powierzchnie stykały się wielokrotnie. Zetknięcia ścianek szczeliny poprzecznej mogły być skutkiem zarówno nagłych zmian parametrów pracy stanowiska pomiarowego, jak i wystąpienia drobin ciał stałych w szczelinie, które mimo ciągłego filtrowania wody mogły się w niej znaleźć.

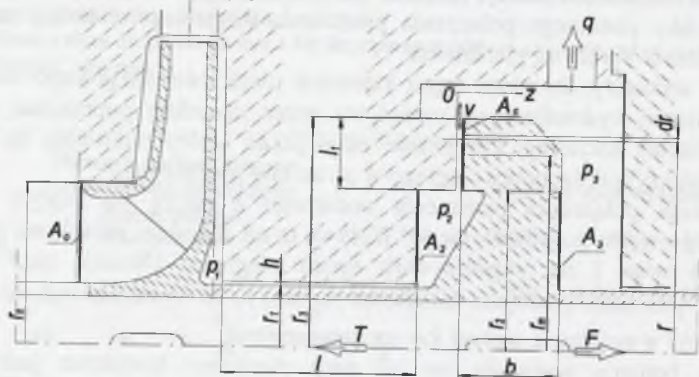


## 5. CHARAKTERYSTYKI STATYCZNE UKŁADU Z TARCZĄ ODCIĄŻAJĄCĄ

Charakterystykami statycznymi określa się zależności między cechami konstrukcyjnymi a parametrami pracy układu. Są one podstawą do obliczeń konstrukcyjnych, które pozwalają na osiągnięcie założonych parametrów pracy zespołu tarczy odciążającej (rys.5.1) w ruchu ustalonym pompy.

Mimo bogatej literatury dotyczącej tego tematu [24], [25], [27], [37], [93], [108], [117], [120], przedstawiono własną analizę opartą na publikacjach: [70], [71], [110] i [111], uwzględniającą charakter przepływu w szczelinie poprzecznej tarczy odciążającej. Opisano charakterystyki statyczne oparte na wprowadzonych wielkościach bezwymiarowych. Natomiast w przykładach liczbowych obliczane wielkości przedstawiono jako mianowane.

Ponieważ bicie czołowe płaskich ścianek szczeliny poprzecznej nie wpływa istotnie na strumień przepływu i siłę osiową od ciśnienia i można je obliczyć jak dla szczeliny o stałej średniej szerokości [59], [107], więc w tej analizie przyjęto jej osiową symetrię. Natomiast uwzględniono konfuzorowość lub dyfuzorowość, która wpływa na współczynniki oporu hydraulicznego i siły osiowej, a może być np. spowodowana sprężystym ugięciem tarczy oraz przejściem w strefę przepływów laminarnych. Analiza tak obliczonych charakterystyk statycznych zespołu tarczy odciążającej pozwala na wybór jej optymalnych cech konstrukcyjnych przy przyjętych parametrach pracy pompy i wynikających z nich założonych wymiarach konstrukcyjnych.



Rys. 5.1. Schemat zespołu tarczy odciążającej pompy odśrodkowej wielostopniowej  
Fig. 5.1. Diagram of the set of the balance disk of a multi-stage centrifugal pump

### 5.1. Warunek przepływu laminarnego w szczelinie poprzecznej

Zasadniczą tezą pracy jest możliwość pracy tarcz odciążających w laminarnym zakresie przepływów. Charakter przepływu w szczelinie poprzecznej można określić na podstawie liczb Reynoldsa określonych dla przepływu wymuszonego spadkiem ciśnienia, zwanego przepływem Poiseuille'a, wzorem (2.23) oraz dla przepływu wymuszonego wirowaniem jednej ścianki szczeliny, zwanego przepływem Couette'a, wzorem (2.24).

Liczba graniczna w przepływie Couette'a wynosi  $Re_{Ckr}=1300$ , a w przepływie Poiseuille'a  $Re_{Pkr}=3000$  [85].

Podstawiając do wzoru (2.23) średnią prędkość przepływu ze wzoru (5.4) oraz graniczną wartość  $Re_{Pkr}$ , można określić spadek ciśnienia w szczelinie poprzecznej:

$$\Delta p_{2kr} = \frac{6\mu^2 l_2}{\rho a_m^3} Re_{Pkr},$$

przy którym następuje przejście przepływu laminarnego w burzliwy.

### 5.2. Geometria szczelin zespołu tarczy odciążającej

Układ przepływowy zespołu tarczy odciążającej jest zdominowany przez szczelinę wzdłużną i poprzeczną, których geometria decyduje o jego charakterystykach.

Założono współpracę szczeliny wzdłużnej o średnicy  $d_1=2r_1$ , długości  $l_1$  i szerokości  $h$  ze szczeliną poprzeczną o promieniach  $r_2$  i  $r_3$ , czyli długości  $l_2= r_2-r_3$  oraz średniej szerokości  $a_m$ .

Oznaczono  $y = r - r_m$  oraz podstawiono wielkości bezwymiarowe:  $\bar{y} = \frac{2(r-r_m)}{l_2} = \frac{2y}{l_2}$  oraz  $\Lambda = \frac{l_2}{2r_m}$ . W rezultacie dowolny promień  $r$  określa wzór:

$$r = r_m + y = r_m (1 + \Lambda \bar{y})$$

W zakresie sprężystych odkształceń tarczy i zmian szerokości szczeliny poprzecznej przyjęto jej średnią szerokość  $a_m$  na średnim promieniu  $r_m$  czołowej powierzchni ścianki szczeliny. Szerokość osiowosymetrycznej szczeliny poprzecznej z uwzględnieniem jej dyfuzorowości lub konfuzorowości opisuje zależność:

$$a = a_m + \vartheta y = a_m (1 + \Theta \bar{y}),$$

w której:  $\Theta = \vartheta l_2 / 2a_m$  - kąt dyfuzorowości lub konfuzorowości szczeliny, rad,  
 $\vartheta$  - kąt osiowosymetrycznego ugięcia tarczy, rad.

### 5.3. Charakterystyki statyczne układu dla przepływu laminarnego

Obniżenie liczby  $Re_P$  poniżej  $Re_{Pkr}=3000$  w szczelinie poprzecznej jest możliwe dzięki zastosowaniu podatnego pierścienia ślizgowego lub oporowego, co wykazano w opisanych w rozdziale 4 badaniach laboratoryjnych i opisanych w rozdziale 9 badaniach wdrożeniowych.

#### 5.3.1. Rozkład ciśnienia w szczelinie poprzecznej

Z równania (2.16a) określającego strumień przepływu przez szczelinę poprzeczną, z uwzględnieniem  $dr=dy$  wynika:

$$q_{odc} = 2\pi r a v = 2\pi r_m a_m v_m = -\frac{\pi a^3}{6\mu} \frac{dp}{dy}$$

Z równania ciągłości otrzymuje się wzór:

$$\frac{dp}{dy} = -\frac{6\mu q_{odc}}{\pi a^3} \quad (5.1)$$

Uwzględniając geometrię szczeliny równanie (5.1) przyjmie postać:

$$\frac{dp}{d\bar{y}} = -\frac{3\mu l_2 q_{odc}}{\pi r_m a_m^3} \frac{1}{(1 + \Lambda \bar{y})(1 + \Theta \bar{y})^3}$$

Przy założonej w p. 5.2 zmianie szerokości szczeliny poprzecznej wzdłuż promienia i po scałkowaniu ostatniego równania otrzymuje się rozkład ciśnienia w szczelinie.



$$p = -\frac{3\mu l_2 q_{odc}}{\pi r_m a_m^3} \int_{-1}^y \frac{d\bar{y}}{(1+\Lambda\bar{y})(1+\Theta\bar{y})^3} + C = -\frac{3\mu l_2 q_{odc}}{\pi r_m a_m^3} J(y) + C, \quad (5.2)$$

$$J(y) = \int_{-1}^y \frac{d\bar{y}}{(1+\Lambda\bar{y})(1+\Theta\bar{y})^3}$$

Dla wlotu do szczeliny będzie:  $\bar{y} = -1, p = p_2$ , skąd  $C = p_2$ , natomiast dla wylotu  $\bar{y} = 1, p = p_3$ , skąd:

$$\Delta p_2 = p_2 - p_3 = \frac{3\mu l_2 q_{odc}}{\pi r_m a_m^3} J(1), \quad (5.3)$$

gdzie:

$$J(1) = \int_{-1}^1 \frac{d\bar{y}}{(1+\Lambda\bar{y})(1+\Theta\bar{y})^3}$$

Zakładając stałość strumienia wzdłuż promienia oraz  $J(0) = 2$ , z zależności (5.3) określono przybliżoną wartość strumienia, przepływność i średnią prędkość w przekroju na promieniu średnim szczeliny:

$$q_{odc} = q_0 = \frac{\pi r_m a_m^3 \Delta p_2}{6\mu l_2} = g_2 \Delta p_2, \quad g_2 = \frac{\pi r_m a_m^3}{6\mu l_2}, \quad v_{m0} = \frac{q_0}{2\pi r_m a_m} = \frac{a_m^2 \Delta p_2}{12\mu l_2} \quad (5.4)$$

Indeksem „0” zaznaczono parametry dla pracy w warunkach ustalonych.

Parametry  $\Lambda$  i  $\Theta$  są wielkościami o rząd mniejszymi od jedności. Wobec tego w celu uproszczenia całki (5.2) można rozłożyć w szereg wyrażenie podcałkowe i po wymnożeniu pominąć człony o niższych wartościach. W rezultacie otrzymuje się:

$$\frac{dp}{d\bar{y}} \approx -\frac{3\mu l_2 q_{odc}}{\pi r_m a_m^3} [1 - (3\Theta + \Lambda)\bar{y} + (6\Theta^2 + 3\Lambda\Theta + \Lambda^2)\bar{y}^2]$$

Po scałkowaniu w granicach  $(-1, \bar{y})$  będzie:

$$p = -\frac{3\mu l_2 q}{\pi r_m a_m^3} [\bar{y} + 1 - \frac{1}{2}(3\Theta + \Lambda)(\bar{y}^2 - 1) + (2\Theta^2 + \Lambda\Theta + \frac{\Lambda^2}{3})(\bar{y}^3 + 1)] + p_2$$

Zadowalającą dokładność uzyska się, zachowując człony ze współczynnikami liniowymi:

$$p \approx p_2 - \frac{\Delta p_2}{2} [\bar{y} + 1 - \frac{1}{2}(3\Theta + \Lambda)(\bar{y}^2 - 1)] \quad (5.5)$$

W niniejszym opisie nie uwzględniono strat wlotowej, wirowania pierścienia ślizgowego, błędu w osiowej symetrii szczeliny oraz osiowego i kąтового drgania pierścienia.

### 5.3.2. Siła osiowa od ciśnienia działająca na pierścień

Siłę osiową działającą na element powierzchni ścianki szczeliny można obliczyć przy założonym osiowosymetrycznym rozkładzie ciśnienia:

$$dF_c = 2\pi p r dr = 0,5 A_c p (1 + \Lambda \bar{y}) d\bar{y}, \quad A_c = 2\pi r_m l_2$$

Po całkowaniu w granicach  $(-1$  do  $1)$  otrzymuje się:

$$F_c = A_c [p_2 - 0,5 \Delta p_2 (1 + \Theta + \frac{2}{3} \Lambda)] \quad (5.6)$$

### 5.3.3. Współczynnik oporu ciągłego w szczelinie poprzecznej

Współczynnik oporu przepływu  $\lambda$  określono z formuły Darcy-Weissbacha:

$$\Delta p_2 = \frac{\lambda l_2}{2a} \frac{\rho v^2}{2} = \frac{\lambda l_2}{2a} \frac{\rho q_{odc}^2}{2(2\pi r a)^2}$$

Wyrażając strumień  $q_{odc}$  wzorem (5.4) otrzymuje się:

$$q_{odc}^2 = \frac{4a^3 (2\pi r)^2 \Delta p_2}{\lambda \rho l} = q_0^2 = \left( \frac{\pi r_m a_m^3 \Delta p_2}{6\mu l_2} \right)^2$$

Korzystając z opisu geometrii szczeliny poprzecznej, zależności (5.4) oraz z ostatniego równania znajduje się:

$$\lambda = \frac{96\mu}{2\rho a_m v_{m0}} (1 + \Lambda \bar{y})^2 (1 + \Theta \bar{y})^3 = \lambda_m (1 + \Lambda \bar{y})^2 (1 + \Theta \bar{y})^3, \quad (5.7)$$

gdzie:  $\lambda_m = \frac{96}{Re_p}$ .

Rozwijając w szereg i pozostawiając tylko człony pierwszego rzędu, otrzymano:

$$\lambda = \lambda_m [1 + (2\Lambda + 3\Theta)\bar{y}] \quad (5.8)$$

Zatem dla przepływu odśrodkowego w szczelinie poprzecznej współczynnik oporu powiększa się na skutek wzrostu przekroju wzdłuż promienia (parametr  $\Lambda$ ) oraz rozbieżności szczeliny (parametr  $\Theta$ ), natomiast średnia prędkość przepływu maleje.

W zakresie laminarnych przepływów Poiseuille'a, czyli dla  $Re_p < Re_p^*$ , dla liczby  $Re_c > Re_c^*$  następuje wzrost współczynnika oporu  $\lambda$  w szczelinie poprzecznej, spowodowany wirami Taylora. Nitka wirów Taylora spowodowanych siłami odśrodkowymi ma charakter spirali logarytmicznej [98].

### 5.3.4. Określenie ciśnienia przed tarczą

Przy laminarnym przepływie przez szczelinę poprzeczną w szczelinie wzdłużnej może wystąpić: a) przepływ turbulentny, b) przepływ laminarny.

Całkowity spadek ciśnienia w obu szczelinach jest sumą:  $\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$ . Straty wlotowe w szczelinach zespołu tarczy odciążającej są o rząd mniejsze od strat spowodowanych oporem tarcia. W celu uproszczenia analiz przedstawionych w rozdziałach 5 i 6 straty wlotowe zostały pominięte.

Ad a) w tym przypadku ciągłość przepływu jest określona równaniem:

$$q_{odc} = g_1 \sqrt{p_1 - p_2} = g_1 \sqrt{\Delta p_1} = g_2 (p_2 - p_3) = g_2 \Delta p_2,$$

gdzie:

$$g_1 = 2\pi r_1 h (2 / \rho \zeta_1)^{0,5} = 4\pi r_1 h^{3/2} / (\rho \lambda_1)^{1/2} \quad \zeta_1 = \lambda_1 / 2h$$



$$g_2 = \pi r_m a_m^3 / 6\mu l_2$$

Po podstawieniu  $\gamma = g_1 / g_2$  spadek ciśnienia w szczelinie poprzecznej wynosi:

$$\Delta p_2 = 0,5\gamma(\sqrt{\gamma'^2 + 4\Delta p} - \gamma')$$

Ad b) przy laminarnym przepływie przez obie szczeliny ciągłość przepływu określa równanie:

$$q_{odc} = g_1 \Delta p_1 = g_2 \Delta p_2, \text{ gdzie: } g_1 = \pi r_1 h^3 / (6\mu l_1)$$

Wprowadzając pojęcie szerokości średniej szczeliny poprzecznej: nominalnej  $a_0$  oraz bieżącej  $a$ , liczbę  $w = a_m / a_0$  oraz przepływność  $g_{20} = \pi r_m a_0^3 / 6\mu l_2$ , otrzymano:  $g_2 = g_{20} w^3$ . Spadek ciśnienia w szczelinie poprzecznej wyniesie:

$$\Delta p_2 = \Delta p \frac{g_1}{g_1 + g_{20} w^3} = \Delta p \frac{1}{1 + w^3 / \gamma}, \quad (5.9)$$

gdzie:  $\gamma = \frac{g_1}{g_{20}}$ . W obu przypadkach ciśnienie przed tarczą będzie:  $p_2 = p_3 + \Delta p_2$ .

Do dalszej analizy przyjęto przypadek b).

### 5.3.5. Siła od ciśnienia działającego na tarczę

Całkowita siła ciśnienia wynosi:

$$F = F_c + p_2 A_2 - p_3 (A_c + A_3) = \Delta p_2 [A_c - 0,5 A_c (\Theta + \frac{2}{3} \Lambda)] \quad (5.10)$$

gdzie przyjęto  $A_2 = A_3$  oraz pojęcie efektywnej powierzchni tarczy:  $A_c = A_2 + 0,5 A_c$ . Wprowadzono też liczby bezwymiarowe:

$$\psi = \frac{\Delta p}{p_n}, \quad \sigma_c = \frac{\Lambda}{2\Lambda_c}, \quad \sigma = \frac{\Lambda}{\Lambda_c}$$

oraz zdefiniowano bezwymiarową siłę od ciśnienia wzorem:

$$\Phi = \frac{F}{A_0 p_n} = \psi \sigma \frac{1 - \sigma_c (\Theta + \frac{2}{3} \Lambda)}{1 + w^3 / \gamma}, \quad (5.11)$$

gdzie przyjęto:  $A_n = A_0$  – powierzchnia czołowa wlotu wirnika, zaznaczona na rys.5.1.

### 5.3.6. Statyczne bezwymiarowe charakterystyki zespołu odciążenia

Po przekształceniu wzoru (5.11) znajdujemy statyczną charakterystykę  $w = f(\Phi)$  tarczy odciążającej dla przepływów laminarnych:

$$w = \left\{ \gamma \left[ \frac{\psi}{\sigma} \sigma [1 - \sigma_c (\Theta + \frac{2}{3} \Lambda)] - 1 \right] \right\}^{1/3} \quad (5.12)$$

Strumień wypływu z zespołu odciążenia wynosi:

$$q = g_{20} w^3 \Delta p_2 = \Delta p \frac{g_1 g_{20} w^3}{g_1 + g_{20} w^3} = g_{20} \Delta p \frac{w^3}{1 + w^3 / \gamma} \quad (5.13)$$

W rezultacie otrzymuje się syntetyczne zależności opisujące pracę zespołu tarczy odciążającej. Podobnie można scharakteryzować pracę tego węzła konstrukcyjnego, analizując przypadek a), czyli przepływ burzliwy w szczelinie wzdłużnej i laminarny w szczelinie poprzecznej, co pominięto w niniejszym opracowaniu.

Dla konstrukcji o przyjętych w poniższym przykładzie cechach konstrukcyjnych i parametrach pracy na rys. 5.2, 5.3 i 5.4 przedstawiono zależności wybranych, istotnych dla pracy zespołu tarczy odciążającej wielkości.

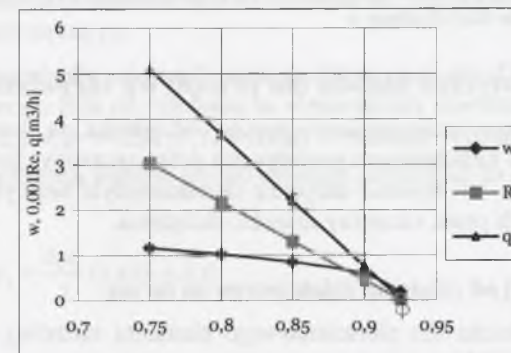
### 5.3.7. Przykład liczbowy

Dla pompy odśrodkowej czterostopniowej o wymiarach zaznaczonych na rys. 5.1 przyjęto:  $r_0 = 0,1425 \text{ m}$ ,  $r_1 = 0,07 \text{ m}$ ,  $r_2 = 0,1275 \text{ m}$ ,  $r_3 = 0,17 \text{ m}$ ,  $h = 0,0002 \text{ m}$ ,  $l_1 a_m = 0,06 \text{ mm}$ . Pompowana jest woda o temperaturze  $20^\circ \text{C}$ . Pozostałe parametry pracy:  $p_1 = 2,8 \text{ MPa}$ ,  $p_2 = 2,4 \text{ MPa}$ ,  $p_3 = 0$ .

Na podstawie obliczeń przeprowadzonych wzorami (5.12) i (5.13) opracowano charakterystyki statyczne zespołu odciążenia, pracującego w zakresie przepływów laminarnych. Na wykresie rys.5.2 przedstawiono szerokość względną w szczeliny poprzecznej, liczbę  $Re_p$ , oraz strumień  $q_{odc}$  w zależności od bezwymiarowo określonej siły osiowej  $\Phi$ . Na wykresie rys.5.3 przedstawiono zależność tych wielkości od stosunku ciśnień  $\psi$ . Na rysunku 5.4 przedstawiono wpływ liczby  $\gamma$  na nośność tarczy  $\Phi$ , strumień  $q_{odc}$  oraz liczbę  $Re_p$  przy stałej szerokości szczeliny poprzecznej  $u$ . Liczba  $\gamma$  jest dla liczby  $Re_c > 3000$  większa niż przy założeniu  $\lambda = \lambda_m = 96 / Re_p$ . Wynika to zarówno ze wzoru (5.8) jak i z wykonanych w ramach niniejszej pracy badań doświadczalnych, które wykazują wpływ wirów Taylora w strefie laminarnych przepływów Poiseuille'a, co ujęto wzorami (4.18) i (4.19).

Wprawdzie Taylor opisał fenomen nitki wirowej tworzącej się w kanale-szczelinie wzdłużnej między współśrodkowymi powierzchniami walca i cylindra, jednakże zjawisko to również występuje w szczelinie poprzecznej między pierścieniami ślizgowym i oporowym [15], [118]. Jedynie tym można tłumaczyć stwierdzony w badaniach laboratoryjnych efekt jakościowego wzrostu współczynnika oporu przy  $Re_c > 3000$ . Takie wyniki badań uzyskano w różnych ośrodkach, między innymi przytoczono je w pracy [98].

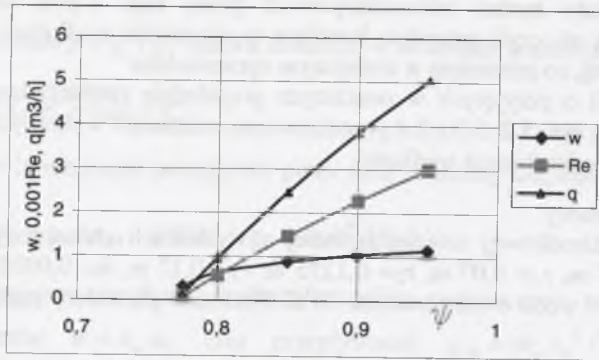
Przy założonej stałej szerokości szczeliny w wzrost liczby  $\gamma$  istotnie zmniejsza strumień  $q_{odc}$  i liczbę  $Re_p$  przy nieznacznym wzroście nośności tarczy  $\Phi$ .



Rys. 5.2. Zależność szerokości względnej w szczeliny poprzecznej, liczby  $Re = Re_p$  oraz strumienia  $q = q_{odc}$  od bezwymiarowej siły  $\Phi$

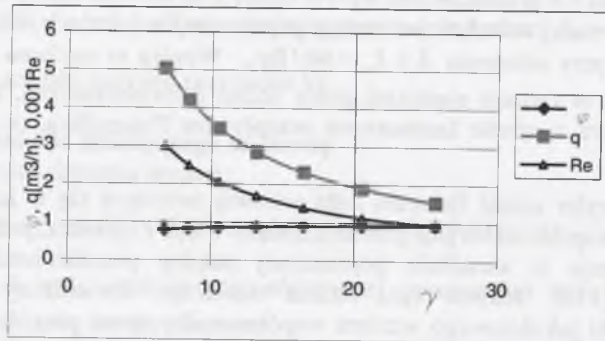
Fig. 5.2. Dependence of the relative width  $w$  of the face clearance, the  $Re = Re_p$  number and the rate of flow  $q = q_{odc}$ , on the dimensionless force  $\Phi$





Rys. 5.3. Zależność szerokości względnej  $w$  szczeliny poprzecznej, liczby  $Re_p$  oraz strumienia  $q=q_{odc}$  od bezwymiarowego spadku ciśnienia  $\psi$

Fig. 5.3. Dependence of the relative width  $w$  of the face clearance, the  $Re=Re_p$  number and the rate of flow  $q = q_{odc}$ , on the dimensionless pressure drop  $\psi$



Rys. 5.4. Wpływ liczby  $\gamma$  na nośność tarczy  $\Phi$ , strumień  $q=q_{odc}$  oraz liczbę  $Re_p$  przy stałej szerokości szczeliny poprzecznej  $w$

Fig. 5.4. The influence of the number  $\gamma$  on the load capacity of the disk the number  $Re_p$  and the rate of flow  $q = q_{odc}$  at a constant width of the face clearance  $w$

## 5.4. Charakterystyki statyczne układu dla przepływu turbulენტnego

Aktualnie podstawowym rozwiązaniem zespołu odciążenia są konstrukcje tarcz odciążających pracujące przy turbulentnych przepływach przez szczeliny. Stosując podobny sposób analizy jak w punkcie 5.1, opisano statyczne charakterystyki bezwymiarowe tarczy dla przepływów turbulentnych przez szczeliny zespołu odciążenia.

### 5.4.1. Obliczenia siły osiowej od ciśnienia działającego na tarczę

Formuła Darcy-Weissbacha dla pierścieniowego elementu szczeliny poprzecznej o szerokości  $dr$  (rys.5.1) ma postać:

$$dp(r) = -\frac{\lambda dr}{2a} \frac{\rho v^2}{2} \quad (5.14)$$

Z warunku ciągłości przepływu  $vra = v_m r_m a_m$  oraz zależności w p. 5.2 wynika:

$$v = v_m \frac{1}{(1 + \Theta \bar{y})(1 + \Lambda \bar{y})} \quad (5.15)$$

Podstawiając prędkość  $v$  określoną równaniem (5.15) do wzoru (5.14), otrzymuje się:

$$dp(r) = -\frac{\lambda_2}{2a_m} \frac{\rho v_m^2}{2} \frac{d\bar{y}}{2(1 + \Theta \bar{y})^3 (1 + \Lambda \bar{y})^2}$$

Parametry  $\theta, \Lambda$  są o rząd mniejsze od jedności. Dlatego rozwijając w szereg i zachowując tylko człony z liniowymi wartościami tych wielkości, można zapisać:

$$dp(r) \approx -\frac{1}{2} \frac{\lambda_2}{2a_m} \frac{\rho v_m^2}{2} [1 - (3\Theta + 2\Lambda)\bar{y}] d\bar{y} \quad (5.16)$$

Przebieg ciśnienia wzdłuż promienia szczeliny znajduje się całkując równanie (5.16) w granicach  $(-1, \bar{y})$  przy warunkach brzegowych  $\bar{y} = -1: p_r = p_2, \bar{y} = 1: p_r = p_3$ . W rezultacie otrzymuje się:

$$p(r) \equiv p_2 - \frac{\Delta p_2}{2} \left[ \bar{y} + 1 - \frac{1}{2} (3\Theta + 2\Lambda)(\bar{y}^2 - 1) \right]$$

$$\Delta p_2 = p_2 - p_3 = \frac{\lambda_2}{2a_m} \frac{\rho v_m^2}{2} \quad (5.17)$$

Nieznanymi pierwiastkami są średnia prędkość przepływu  $v_m$ , szerokość szczeliny  $a_m$  oraz ciśnienie pod tarczą  $p_2$ .

Znając wartość siły osiowej  $T$ , wprowadzamy warunek  $T=F$  i obliczamy siłę osiową działającą na tarczę. Siła od ciśnienia na elementarnej powierzchni szczeliny poprzecznej wynosi:  $dF_c \approx 2\pi r p_r dr = 0,5 A_c p_r (1 + \Lambda \bar{y}) d\bar{y}$ . Sumując ciśnienie na całej powierzchni, znajdujemy przybliżoną wartość siły od ciśnienia działającej na pierścień:

$$F_c \equiv A_c \left[ p_2 - \frac{\Delta p_2}{2} (1 + \Theta + \Lambda) \right] \quad (5.18)$$

Całkowitą siłę osiową działającą na tarczę określa wzór:

$$F = F_c + p_2 A_2 - p_3 (A_c + A_3) = \Delta p_2 [A_2 + 0,5 A_c - 0,5 A_c (\Theta + \Lambda)] = \Delta p_2 [A_2 - 0,5 A_c (\Theta + \Lambda)], \quad (5.19)$$



w którym przyjęto  $A_2 = A_3$  oraz podstawiono  $A_2 + 0,5A_c = A_e$ , określając  $A_e$  jako ekwiwalentną powierzchnię tarczy.

Sprawdzając wielkości sił do postaci bezwymiarowej, otrzymano:

$$\Phi_c = \frac{F_c}{A_n p_n} = 2\sigma\sigma_c \left[ \frac{p_2}{p_n} - 0,5 \frac{\Delta p_2}{p_n} (1 + \Theta + \Lambda) \right] = \sigma\sigma_c \frac{p_2}{p_n} (1 - \Theta - \Lambda) \quad (5.20)$$

Dla:  $p_3 = 0$ ,  $\Delta p_2 = p_2$ ,  $\psi = \frac{\Delta p}{p_n}$  będzie:  $\Phi_c = \sigma\sigma_c \frac{p_2}{p_n} (1 - \Theta - \Lambda)$

$$\Phi = \frac{F}{A_n p_n} = \frac{\Delta p_2}{p_n} \sigma [1 - \sigma_c (\Theta + \Lambda)], \quad \sigma_c = \frac{A_c}{2A}, \quad \sigma = \frac{A_e}{A_0} \quad (5.21)$$

Przyjęto:  $A_n = A_0$  - powierzchnia czołowa wlotu wirnika pompy (rys.5.1),  $p_n$  - nominalny przyrost ciśnienia w pompie. Przy małych względem  $p_t$  wartościach  $p_s$  i  $p_3$  można przyjąć  $p_n = p_t$ . Iloczyn  $A_n p_n = T_0$  to możliwa maksymalna wartość siły osiowej, działającej na zespół wirujący (bez odciążenia) przy nominalnych parametrach pracy pompy.

#### 5.4.2. Strumień przepływu przez zespół odciążenia

Spadek ciśnienia  $\Delta p_2$ , spowodowany dławieniem w szczelinie poprzecznej, określamy z warunku ciągłości dla szeregowo połączonych kanałów przepływowych łożyska, przy turbulentnych samopodobnych przepływach z równania:

$$q_{odc} = g_1 \sqrt{p_1 - p_2} = g_2 \sqrt{p_2 - p_3}$$

W stanie ustalonym strumień przepływu przez obie szczeliny są jednakowe. Z tego warunku znajdujemy:

$$\Delta p_2 = p_2 - p_3 = \Delta p \frac{g_1^2}{g_1^2 + g_2^2} \quad (5.22)$$

$$\Delta p_1 = \Delta p - \Delta p_2 = \Delta p \frac{g_2^2}{g_1^2 + g_2^2}, \quad \Delta p = p_1 - p_3$$

Przepływność szczeliny wzdłużnej określa wzór [117]:

$$g_i = 2\pi r_1 h \left( \frac{2}{\rho \zeta_i} \right)^{0,5}, \quad \zeta_i = \frac{\lambda l_1}{2h} \quad (5.23)$$

Współczynnik oporu liniowego szczeliny wzdłużnej przyjmuje się zwykle  $\lambda \approx 0,04 = const$  [115], [121]. Przepływność szczeliny poprzecznej otrzymamy, wyrażając

przez spadek ciśnienia prędkość średnią wzorem (5.17) i podstawiając ją do wyrażenia określającego strumień przepływu:

$$q_{odc} = 2\pi r_m a_m v_m = 4\pi r_m a_m^{3/2} (\rho \lambda l)^{-1/2} \sqrt{\Delta p_2} = g_2 \sqrt{\Delta p_2}, \quad (5.24)$$

gdzie podstawiono:  $g_2 = g_{20} w^{3/2}$ ,  $g_{20} = 4\pi r_m a_n^{3/2} (\rho \lambda l_2)^{-1/2}$ ,  $w = a_m / a_n$

$a_n$  - nominalna szerokość szczeliny poprzecznej [71].

Wyrażony wzorem (5.22) spadek ciśnienia w szczelinie poprzecznej po uwzględnieniu równania (5.24) można przedstawić w postaci:

$$\Delta p_2 = \frac{\Delta p}{1 + \gamma' w^3}, \quad \text{gdzie} \quad \gamma' = \frac{g_1^2}{g_{20}^2}$$

Siła w postaci bezwymiarowej (5.21) po podstawieniu ostatnich zależności przyjmie postać:

$$\Phi = \psi \sigma \frac{1 - \sigma_c (\Lambda + \Theta)}{1 + w^3 / \gamma'}, \quad \text{gdzie} \quad \psi = \frac{\Delta p}{p_t}, \quad (5.25)$$

a strumień z równania (5.24) będzie określony zależnością:

$$q_{odc} = g_{20} \sqrt{\Delta p \frac{w^3}{1 + w^3 / \gamma'}} \quad (5.26)$$

#### 5.4.3. Wpływ odkształcenia tarczy na charakterystyki statyczne.

Ugięcie tarczy  $s$  na promieniu  $r_m$  pod działaniem równomiernie rozłożonego obciążenia  $p = F / A_e$  [106], [79] na ekwiwalentnej powierzchni  $A_e$  wynosi:

$$s_m = \frac{K p r_m^4}{E B^3}$$

$K$  - współczynnik zależny od względnej szerokości tarczy  $r_1 / r_3$  [79],  $B$  - grubość tarczy,  $E$  - moduł sprężystości materiału tarczy.

Ugięcie tarczy powoduje jej stożkowatość, której kąt  $\vartheta = s_m / r_m$  lub po uwzględnieniu (5.19) i (5.25):

$$\Theta = \frac{\vartheta l_2}{2a_m} = \Delta p K_1 \frac{1 - \sigma_c (\Theta + \Lambda)}{w(1 + w^3 / \gamma')} \quad (5.27)$$

$$K_1 = \frac{K l_2 r_m^3}{2 E a_n B^3} \quad (5.28)$$

Z równania (5.27) znajdujemy ustalającą się wartość kąta stożkowatości, określonego przyjętym spadkiem ciśnienia  $\Delta p$ :



$$\Theta = \Delta p K_1 \frac{1 - \Lambda \sigma_c}{w(1 + w^3 / \gamma') + \Delta p K_1 \sigma_c} \quad (5.29)$$

Statyczną charakterystykę zespołu odciążającego, czyli zależność ustalającą się wartości szerokości szczeliny poprzecznej od siły osiowej T, znajdujemy z warunku osiowej równowagi sił działających na zespół wirujący T=F. W postaci bezwymiarowej, po uwzględnieniu wyrażenia (5.25), będzie:

$$\tau = \frac{T}{A_n p_n} = \Phi = \psi \sigma \frac{1 - \sigma_c (\Lambda + \Theta)}{1 + w^3 / \gamma'}$$

Podstawiając wartość kąta  $\Theta$ , wyrażoną wzorem (5.29), ostatnie równanie można sprowadzić do postaci:

$$w^4 + \gamma' \left[ 1 - \frac{\psi}{\tau} \sigma (1 - \Lambda \sigma_c) \right] w = -\gamma' \Delta p K_1 \sigma_c \quad (5.30)$$

Jeżeli nie uwzględnimy deformacji tarczy ( $K_1=0$ ) i pominiemy małe w porównaniu z jednością składniki  $\Lambda \sigma_c$ , to:

$$w = \left[ \gamma' \left( \frac{\psi}{\tau} \sigma - 1 \right) \right]^{1/3} = \left[ \gamma' \left( \frac{\Delta p A_c}{T} - 1 \right) \right]^{1/3} \quad (5.31)$$

Biorąc pod uwagę, że prawa strona równania (5.30) uwzględniająca ugięcie tarczy jest mała, można znaleźć dokładniejsze niż (5.31) rozwiązanie tego równania. Podstawiamy rozwiązanie w postaci sumy rozwiązań odpowiadających równaniu jednorodnemu i poprawki uwzględniającej odkształcenie tarczy:  $w = w_0 + \delta w$ . Równanie jednorodne ma postać:

$$w_0^4 + \gamma' \left[ 1 - \frac{\psi}{\tau} \sigma (1 - \Lambda \sigma_c) \right] w_0 = 0 \quad (5.32)$$

i ma jedno rozwiązanie zerowe:  $w_0 = 0$ . Dla różnych od zera szerokości szczeliny będzie:

$$w_0 = \left\{ \gamma' \left[ \frac{\psi}{\tau} \sigma (1 - \Lambda \sigma_c) - 1 \right] \right\}^{1/3} \quad (5.33)$$

Warunkiem wystąpienia dodatnich wartości szerokości szczeliny poprzecznej, a więc jej pracy przy tarcu płynnym jest dla zespołu ze sztywną tarczą nierówność:

$$\frac{\psi}{\tau} \sigma (1 - \Lambda \sigma_c) > 1$$

Podstawiając rozwiązanie  $w = w_0 + \delta w$  do równania (5.30) i zachowując dwie pierwsze składkowe z rozwinięcia dwumianu potęgowego w szereg

$$(w_0 + \delta w)^4 = w_0^4 (1 + \delta w / w_0)^4 \cong w_0^4 + 4w_0^3 \delta w, \text{ otrzymamy się:}$$

$$w_0^4 + \gamma' \left[ 1 - \frac{\psi}{\tau} \sigma (1 - \Lambda \sigma_c) \right] (w_0 + \delta w) + 4w_0^3 \delta w = -\gamma' \Delta p K_1 \sigma_c$$

Wylączając z powyższego równania równanie jednorodne, po uwzględnieniu wzoru (5.33) otrzyma się:

$$\delta w = -\frac{1}{3} \frac{\psi p_0 K_1 \sigma_c}{\left[ \frac{\psi}{\tau} \sigma (1 - \Lambda \sigma_c) - 1 \right]} = -\frac{\Delta p K_1 \sigma_c}{3w_0^3} \gamma' \quad (5.34)$$

W rezultacie charakterystyka statyczna przyjmie postać:

$$w = w_0 + \delta w = w_0 - \frac{\Delta p K_1 \sigma_c}{3w_0^3} \gamma' \quad (5.35)$$

gdzie  $w_0$  jest określone wzorem (5.33).

Z uwzględnieniem sprężystego ugięcia obszar pracy tarczy odciążającej przy tarcu płynnym w szczelinie poprzecznej ograniczają dodatkowo wartości szerokości szczeliny czołowej  $w > 0$ , skąd:

$$w_0 > \frac{\Delta p K_1 \sigma_c}{3w_0^3} \gamma', \text{ czyli } w_0 > \sqrt[3]{\frac{\psi p_n K_1 \sigma_c}{3}} \gamma' \quad (5.36)$$

Charakterystykę przepływową, czyli zależność strumienia przepływu przez zespół odciążenia od równoważonych sił osiowych, można wyrazić ze wzoru (5.26), przyjmując szerokość szczeliny poprzecznej ze wzoru (5.35). Dla zespołu ze sztywną tarczą, gdy charakterystykę statyczną określa wzór (5.33), zależność określająca strumień przepływu ma postać:

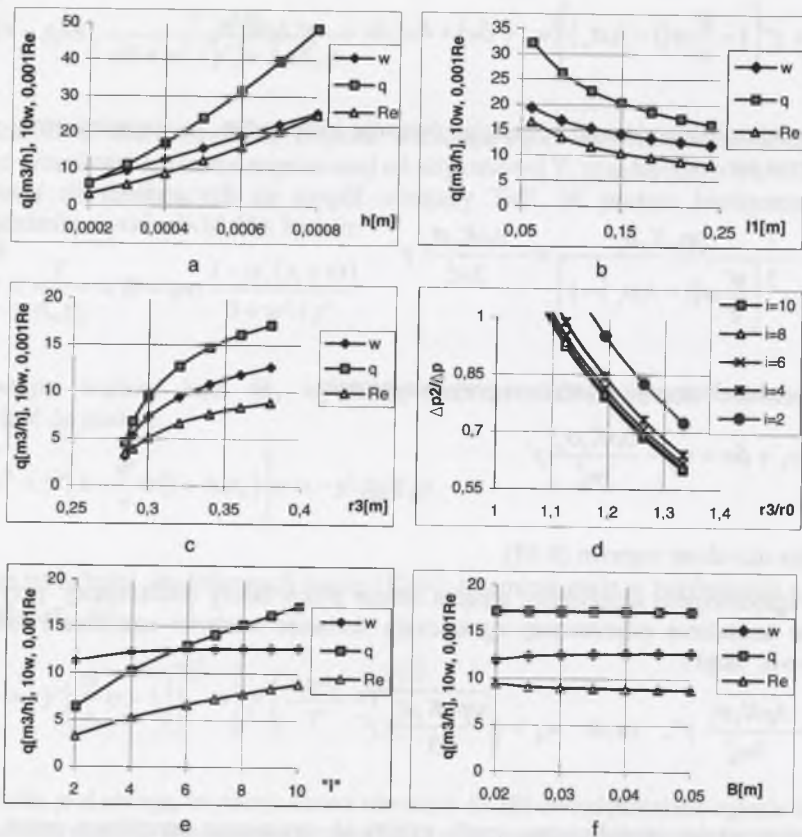
$$q_{odc} = g_1 \sqrt{\psi p_n} \sqrt{1 - \frac{\tau}{\psi \sigma (1 - \Lambda \sigma_c)}} \quad (5.37)$$

#### 5.4.4. Przykład analizy konstrukcji

Zespół odciążenia pompy odśrodkowej dziesięciostopniowej o wydajności  $Q=500 \text{ m}^3/\text{h}$ , wysokości podnoszenia  $H=740 \text{ m}$ , prędkości obrotowej  $n=1485 \text{ obr/min}$  przenosi siłę osiową  $F=25 \text{ kN/stożek}$ . Pompa pompuje wodę o temperaturze  $20^\circ \text{C}$ . Pokazane na rys.5.1 potrzebne do analizy wymiary stałe:  $r_0=0,1425 \text{ m}$ ,  $r_1=0,07 \text{ m}$ . Przeanalizowano zależności między wybranymi charakterystycznymi cechami konstrukcyjnymi i parametrami pracy pompy oraz zespołu tarczy odciążającej.

Zachowując bez zmian stopień pompy i przyjmując standardowe wymiary zespołu odciążenia, czyli:  $l_1=0,21 \text{ m}$ ,  $h=0,4 \text{ mm}$ ,  $r_3=0,19 \text{ m}$ ,  $r_2/r_3=0,155/0,19$ ,  $B=0,04 \text{ m}$  oraz  $i=10$ , badano kolejno wpływ zmian jednego z nich na podstawowe parametry pracy zespołu odciążenia, czyli strumień  $q$ , szerokość szczeliny  $w=w_0+\delta w$  oraz liczbę Reynoldsa.





Rys. 5.5. Charakterystyki statyczne zespołu odciążenia pompy odśrodkowej wielostopniowej;  
 a) wpływ szerokości  $h$  szczeliny wzdłużnej na szerokość w szczeliny poprzecznej, strumień  $q=q_{odc}$  przepływu przez zespół odciążenia oraz liczbę Reynoldsa w szczeliny poprzecznej  $Re=Re_P$   
 b) wpływ długości  $l_1$  szczeliny wzdłużnej na:  $w$ ,  $q_{odc}$ ,  $Re=Re_P$   
 c) wpływ średnicy  $d_3$  tarczy na:  $w$ ,  $q_{odc}$ ,  $Re=Re_P$   
 d) zależność stosunku spadków ciśnienia  $\Delta p_2/\Delta p$  od stosunku promieni  $r_3/r_0$  oraz liczby „i”  
 e) wpływ liczby „i” stopni pompy na:  $w$ ,  $q_{odc}$ ,  $Re=Re_P$   
 f) wpływ grubości  $B$  tarczy na:  $w$ ,  $q_{odc}$ ,  $Re=Re_P$

Fig. 5.5. Static characteristics of the balance unit /counterbalance unit/ of a multi-stage centrifugal pump;  
 a) influence of the width  $h$  of a longitudinal clearance on the width of the face clearance, the rate of flow  $q = q_{odc}$  flowing through the counterbalance unit and on the Reynolds number in the lateral clearance  $Re=Re_P$   
 b) influence of the length  $l_1$  of the longitudinal clearance on  $w$ ,  $q_{odc}$  and  $Re_P$   
 c) influence of the diameter  $d_3$ , of the disk on  $w$ ,  $q_{odc}$ ,  $Re = Re_P$   
 d) dependence of the pressure drop ratio  $\Delta p_2/\Delta p$  on the ratio of the ratio  $r_3/r_0$  and the number „i”  
 e) influence of the number „i” of pump stages on  $w$ ,  $q_{odc}$  and  $Re=Re_P$   
 f) influence of the thickness  $B$  of the disk on  $w$ ,  $q_{odc}$  and  $Re=Re_P$

Wykres na rys.5.5.a wskazuje na silną zależność strumienia  $q_{odc}$  od szerokości szczeliny wzdłużnej. Również podobny rezultat będzie spowodowany erozją tej szczeliny na skutek eksploatacji pompy. Wykres na rys.5.5.b pokazuje wpływ długości szczeliny wzdłużnej, który może być ograniczany przez zmniejszanie średnicy  $d_3$  tarczy. Z wykresu rys.5.5.c wynika wzrost strumienia  $q_{odc}$  występujący ze wzrostem średnicy  $d_3$  tarczy odciążającej. Wykresy na rys.5.5 d i e pokazują zależność analizowanych parametrów od liczby stopni pompy. Widać, że przy konstruowaniu tarczy odciążającej ta zależność powinna być brana pod uwagę.

Z wykresu na rys.5.5.f wynika, że przy niezbyt dużych spadkach ciśnienia i odpowiadających im siłach osiowych deformację tarczy można pominąć.

Podobną analizę można przeprowadzić w oparciu o algorytm zawarty w referacie [37]. Na podstawie tego algorytmu dokonano analizy zespołu odciążenia pompy OWH-250, konstruowanej w Zakładzie Maszyn Hydraulicznych IMiUE Politechniki Śląskiej, a produkowanej przez Fabrykę Pomp POWEN [101].

### 5.5. Wnioski z obliczeń charakterystyk statycznych

Przytoczone algorytmy pozwalają na wariantowe ujęcie zależności między kolejno wybieranymi wielkościami, charakteryzującymi omawiany węzeł konstrukcyjny, z uwzględnieniem jego istotnych cech i parametrów pracy w zakresie przepływów laminarnych i burzliwych.

Wejście w strefę przepływów przejściowych i laminarnych z wirami Taylora w sposób istotny zmniejsza strumień przepływający przez szczeliny hydrostatycznego łożyska osiowego lub zespołu tarczy odciążającej. Możliwość wyboru poszczególnych rozwiązań jest ograniczona wartością sił osiowych i spadków ciśnienia w szczelinach oraz konieczną precyzją wykonania maszyny. Konstrukcyjną kompensację nierównoległości ścianek szczeliny poprzecznej i poszerzenie zakresu parametrów pracy takich rozwiązań można uzyskać przez zastosowanie podatnego pierścienia ślizgowego lub oporowego, np. opisanego w projekcie [50]. Badania laboratoryjne wykazały, że pierścień ślizgowy wiruje przy tarcu płynnym przy mniejszych szerokościach szczelin aniżeli sumaryczne bicie czołowe pierścienia ślizgowego i oporowego [51].

Odpowiednia konstrukcja tarczy (sposób mocowania pierścienia ślizgowego i oporowego, ich grubości, średnice, na których umieszczone są uszczelnienia stałe pierścieni) może dać w wyniku zarówno konfuzorowość, jak i dyfuzorowość szczeliny poprzecznej i wpływać na jej własności eksploatacyjne.



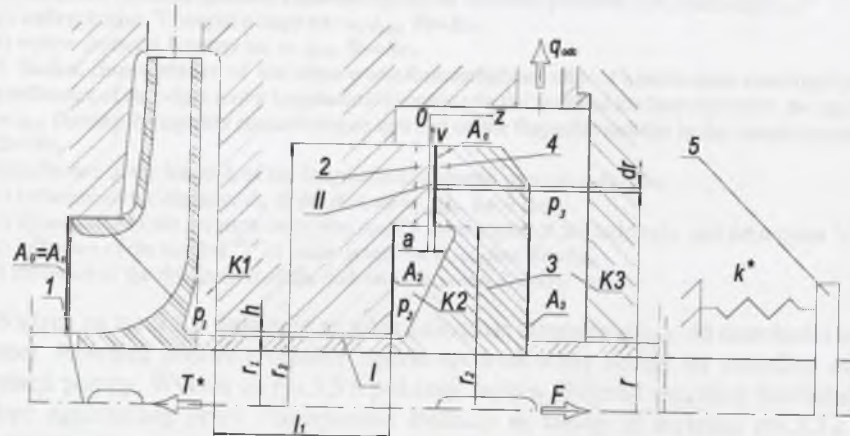
## 6. DYNAMIKA ZESPOŁU WIRUJĄCEGO POMPY ODŚRODKOWEJ WIELOSTOPNIOWEJ Z ZESPOŁEM RÓWNOWAŻĄCYM NAPÓR OSIOWY

Podobnie jak sposób opracowania charakterystyk statycznych tak i niżej przedstawiony opis dynamiki zespołu wirującego pompy wielostopniowej z zespołem tarczy odciążającej, przy odpowiednio przyjętych założeniach cech konstrukcyjnych i parametrach pracy, może być zastosowany do analizy dynamiki dowolnej maszyny wirnikowej z hydrostatycznym łożyskiem osiowym. Tak jak w rozdziale 5 zastosowano opis oparty na wielkościach bezwymiarowych. W poniższym przykładzie przyjęto, że wymuszenie drgań osiowych zespołu wirującego jest spowodowane zmienną przepływnością szczeliny osiowej na skutek drgań poprzecznych wału. W literaturze temat stanów nieustalonych w pracy hydrostatycznego łożyska osiowego, jakim jest też tarcza odciążająca pompy odśrodkowej wielostopniowej, był omawiany najczęściej przy założeniu przepływu burzliwego przez szczelinę poprzeczną - [17], [23], [24], [115]. W niniejszym rozdziale założono laminarne przepływy przez szczeliny wzdłużne i poprzeczne.

### 6.1. Opis zadania

Rozpatrywany jest model przedstawiony na rys.6.1. Jego głównymi elementami są: pierścien oporowy 2, który wraz z sztywno osadzoną na wale 1 tarczą 3 z pierścieniem ślizgowym 4 stanowi zespół odciążenia siły osiowej. Rolę uszczelnienia spełniają szczeliny wzdłużna I i poprzeczna II. Opór hydrauliczny szczeliny wzdłużnej zależy od jej mimośrodowości, czyli od poprzecznych drgań wału. Opór hydrauliczny szczeliny poprzecznej zależy od jej szerokości średniej  $a_m$ , czyli osiowych drgań zespołu wirującego.

Drgania poprzeczne zespołu wirującego mają częstotliwość równą jego prędkości obrotowej. Drgania poprzeczne generują wahania ciśnienia  $p_2$  w komorze K2 przed tarczą, które wywołują osiowe drgania zespołu wirującego. Między drganiami poprzecznymi i wzdłużnymi zachodzi dodatkowo wewnętrzny związek, ponieważ ugięcia wału powodują nierównoległość ścianek szczeliny, zmieniając jej współczynnik nośności. W niniejszej analizie ten związek pominięto. Przyjęto, że szczelina mimośrodowa wzdłużna ma na całej długości stałą szerokość, a ścianki szczeliny poprzecznej są równoległe i ciśnienie zmienia się w niej liniowo wzdłuż promienia.



Rys. 6.1. Tarcza odciążająca siłę osiową pompy odśrodkowej wielostopniowej; 1 - wał, 2 - pierścien oporowy, 3 - tarcza odciążająca, 4 - pierścien ślizgowy, 5 - sprężynie podparte łożysko osiowe  
Fig. 6.1. Balance disk discharging the axial force of the multi-stage centrifugal pump; 1 - shaft, 2 - thrust ring, 3 - balance disk, 4 - slip-ring, 5 - elastically supported axial bearing

Na opór hydrauliczny szczeliny wzdłużnej ma wpływ jej mimośrodowość, a więc amplituda drgań poprzecznych wału; wpływ ten jest znacznie większy dla przepływów laminarnych [111].

Poprzeczne i wzdłużne drgania wału powodują niestacjonarność przepływu w kanałach zespołu odciążenia i wystąpienie sił bezwładności. Lokalną składową siły bezwładności charakteryzuje liczba Strouhala. Z ocen jakościowych wynika, że liczba  $Sh$  jest o rząd mniejsza od liczb  $Eu$  proporcjonalnych do sił ciśnienia  $p_1$  napływu do kanałów zespołu odciążenia. Taka relacja pozwala na pominięcie sił bezwładności działających na ciecz [118].

Zjawisko rozpatrzono jako układ automatycznej regulacji, w którym szerokość szczeliny poprzecznej  $a_m$  i strumień  $q_{odc}$  są wielkościami regulowanymi, a siła osiowa od ciśnienia  $p_2$  działającego na tarczę odciążającą - wielkością wejściową. Przyjęto wewnętrzny związek harmonicznym zmian mimośrodowości  $e$  wału i siły osiowej  $T^*$ , która działa na zespół wirujący i jest zależna od ciśnienia  $p_1$ . Ciśnienie za tarczą w komorze K3 przyjęto jako stałe, równe  $p_3$ .

### 6.2. Obliczenia charakterystyk statycznych uwzględniające mimośrodowość szczeliny wzdłużnej

Celem obliczeń jest określenie charakterystyk statycznych, czyli zależności szerokości szczeliny poprzecznej i strumienia  $q_{odc}$  od siły osiowej  $F$  i mimośrodowości  $e$ . Podobnie jak w poprzednim rozdziale wykorzystano warunek osiowej równowagi zespołu wirującego i równanie ciągłości przepływu.

W pompach na najwyższe parametry, np. zasilających kotły parowe, w celu ochrony pierścieni ślizgowego i oporowego w stanach rozruchów i wyłączeń stosuje się dodatkowe łożyska wzdłużne [1], [27], [69], [93], [117]. Ich podparcie sprężyną wywołuje siłę proporcjonalną do jej napięcia  $F_k = k^*(S-z)$ , zwiększając szczelinę poprzeczną. We wzorze:  $k^*$  - sztywność sprężyny podpierającej łożysko osiowe,  $S$  - ugięcie sprężyny w stanie pracy ustalonej. W takiej konstrukcji równanie osiowej równowagi zespołu wirującego będzie:  $F + F_k = T^*$ ;  $F$  - siła od ciśnienia działającego na tarczę odciążającą,  $T^*$  - napór osiowy. Z rys.6.1 wynika, że dla liniowego spadku ciśnienia wzdłuż promienia szczeliny poprzecznej ustalona wartość tej siły wynosi:

$$F = A_2 p_2 + 0,5 A_c (p_2 + p_{30}) - (A_2 + A_c) p_{30} = A_e (p_2 - p_{30})$$

W celu przejścia do wielkości bezwymiarowych podstawiono:

$$\Phi = \frac{F}{A_n p_n} = \sigma (\psi_2 - \psi_{30}), \quad \tau^* = \frac{T^*}{A_n p_n}, \quad \chi = \frac{F_k}{A_n p_n} \approx \frac{k^* S}{A_n p_n}, \quad (z \ll \Delta), \quad (6.1)$$

$$\sigma = \frac{A_e}{A_n}, \quad \psi_{10} = \frac{p_{10}}{p_n}, \quad \psi_2 = \frac{p_2}{p_n}, \quad \psi_{30} = \frac{p_{30}}{p_n}, \quad A_e = A_2 + 0,5 A_c$$

$A_n, p_n$  - nominalne wartości powierzchni i ciśnienia; można przyjąć  $A_n = A_0$ ,  $A_e$  - zredukowana obliczeniowa powierzchnia tarczy oraz  $p_n = p_1 - p_3$  - ciśnienie dyspozycyjne zespołu odciążenia pompy. Ustalone wartości wielkości zmiennych oznaczono indeksem „0”. Warunek równowagi zespołu wirującego w postaci bezwymiarowej przyjmie postać:

$$\tau_0^* = \Phi_0 + \chi \quad (6.2)$$

Siła osiowa zawiera niewiadomą wartość ciśnienia  $p_{20}$  w komorze K2 przed tarczą odciążającą. Określa się je z warunku ciągłości, który w stanie ustalonym sprowadza się do



równości strumieni  $q_{odc}=q_1=q_2$  przez szczeliny wzdłużną i poprzeczną. W stanach nieustalonych równanie ciągłości trzeba uzupełnić składowymi uwzględniającymi wypieranie i wchłanianie porcji cieczy. W zakresie przepływów laminarnych strumienie są proporcjonalne do spadków ciśnienia w szczelinach:

$$q_1 = g_1(p_{10} - p_{20}) = q_2 = g_2(p_{20} - p_{30}), \quad (6.3)$$

gdzie:  $g_1$  i  $g_2$  - przepływności, które dla stanów ustalonych przepływów laminarnych można określić wzorami [118]:

$$g_1 = g_{10}(1 + 1,5\varepsilon_0^2), \quad g_2 = g_{20}w_0^2, \\ g_{10} = \frac{\pi r_1 h^3}{6\mu l_1}, \quad g_{20} = \frac{\pi r_m a_n^3}{6\mu l_2}, \quad \varepsilon_0 = \frac{e_0}{h}, \quad w_0 = \frac{a_0}{a_n}, \quad (6.4)$$

$h$  - średnia szerokość szczeliny wzdłużnej,  $e_0$  - mimośrodowość szczeliny wzdłużnej,  $a_n, a_0$  - nominalna i ustalająca się szerokości szczeliny poprzecznej,  $l_1$  - długość szczeliny wzdłużnej,  $l_2=r_3-r_2$  - długość szczeliny poprzecznej,  $\mu$  - lepkość dynamiczna cieczy.

Z równania (6.3) wynika:

$$\psi_{20} = \frac{g_1\psi_{10} + g_2\psi_{30}}{g_1 + g_2} \quad (6.5)$$

Po podstawieniu do równania (6.1) otrzymuje się:

$$\Phi_0 = \sigma\Delta\psi_0 \frac{g_1}{g_1 + g_{20}w_0^2}, \quad \text{gdzie} \quad \Delta\psi_0 = \psi_1 - \psi_3$$

Szywność rozpatrywanego układu regulacji w postaci bezwymiarowej określa wzór:

$$\frac{\partial\Phi_0}{\partial w_0} = -3 \frac{\sigma\Delta\psi_0}{w_0} \frac{g_1 g_2}{(g_1 + g_2)^2} = -\kappa \quad (6.6)$$

Jej ujemna wartość wynika z ujemnego sprzężenia zwrotnego i wyraża statyczną stabilność układu równowagi.

Korzystając z równania równowagi (6.2) z uwzględnieniem wartości przepływności (6.4), otrzymuje się wyrażoną przez wielkości bezwymiarowe zależność szerokości  $w_0$  szczeliny poprzecznej od: różnicy sił osiowych ( $\tau^*_0 - \chi$ ), spadku ciśnienia  $\Delta\psi_0$  w szczelinach i od mimośrodowości  $\varepsilon_0$  szczeliny wzdłużnej:

$$w_0 = \left[ \frac{g_{10}}{g_{20}} \left( \sigma \frac{\psi_0}{\tau^* - \chi} - 1 \right) (1 + 1,5\varepsilon_0^2) \right]^{1/3} \quad (6.7)$$

Wzmocnienie  $\chi$  spowodowane dodatkowym łożyskiem wzdłużnym można rozpatrywać jako wielkość, za pomocą której dokonuje się ustawień własności dynamicznych zespołu odciażenia. Formuła (6.7) umożliwia opracowanie charakterystyk statycznych, uwzględniających wybrane, występujące w niej wielkości. Strumień przez zespół odciażenia, po uwzględnieniu jednego z równań (6.3) i zależności (6.5), określa wzór:

$$q_{odc} = \frac{g_1 g_2}{g_1 + g_2} \Delta p_0, \quad \Delta p_0 = \Delta p_{10} - \Delta p_{30} \quad (6.8)$$

Jest regułą, iż równoważąca siła osiowa  $T^*$  jest wprost proporcjonalna do ciśnienia  $p_1$ , skąd:  $\tau^*_0 \sim \psi_{10}$ ,  $\psi_{10} / \tau^*_0 = b = const$ . Po uwzględnieniu tych zależności wzór (6.7) przyjmie postać:

$$w_0 = \left[ \gamma \left( b \sigma \frac{\Delta\psi_0}{\psi_{10} - b\chi} - 1 \right) (1 + 1,5\varepsilon_0^2) \right]^{1/3} \quad (6.7a)$$

Wzór (6.7) opisuje charakterystyki statyczne zespołu odciażenia przy przytoczonych wyżej założeniach, innych niż przyjęte w poprzednim rozdziale przy wyprowadzeniu wzoru (5.12). Wzór (6.7) uwzględnia dodatkowo siłę napięcia sprężystego podparcia łożyska osiowego oraz momosrodowość szczeliny wzdłużnej, natomiast wzór (5.12) uwzględnia wpływ ugięcia tarczy oraz stosunku długości szczeliny poprzecznej do promienia  $r_2$ . Obie zależności wynikają z tych samych równań ciągłości i równowagi sił osiowych.

### 6.3. Dynamika zespołu wirującego z tarczą odciażającą pompy odśrodkowej wielostopniowej

Równanie dynamiki zespołu wirującego, uwzględniające przyjętą geometrię szczelin, musi uwzględniać: jego bezwładność, opór cieczy lepkiej w szczelinach, siłę oporu sprężystości podpartego dodatkowego łożyska osiowego oraz siłę ciśnienia, czyli:

$$m\ddot{z} = -c\dot{z} + k*(S - z) + F - T^*, \quad (6.9)$$

przy czym  $\dot{z} = \dot{a} = a_0 \dot{w}$ . Wartość ciśnienia przed tarczą, potrzebnego do określenia działającej na tarczę siły, można obliczyć z równania ciągłości. Przy drganiach osiowych trzeba uwzględnić korekty strumienia spowodowane: wyparciem cieczy  $q_v = A_e \dot{z}$  i sprężeniem jej  $q_p = V\dot{p}_2 / K$  w komorze K2, gdzie K - moduł sprężystości objętościowej cieczy, V - objętość komory K2. Po podstawieniu równanie ciągłości przyjmie postać:

$$g_{10}(1 + 1,5\varepsilon^2)(p_1 - p_2) = g_{20}w^3(p_2 - p_3) + V\dot{p}_2 / K + A_e \dot{z},$$

gdzie:  $\varepsilon = \varepsilon_0 + \varepsilon_a e^{i\omega t}$ , natomiast  $\varepsilon_a$  - bezwymiarowa amplituda oscylacji mimośrodu odniesiona do jej wartości średniej  $\varepsilon_0$ .

Wprowadzając pozostałe wielkości zmienne w postaci bezwymiarowej otrzymuje się:

$$g_{10}(1 + 1,5\varepsilon^3)(\psi_1 - \psi_2) = g_{20}w^3(\psi_2 - \psi_{30}) + \frac{V}{K}\dot{\psi}_2 + \frac{A_e a_n}{p_n} \dot{w}$$

Dla linearyzacji otrzymanego równania zastosowano jego wariację [65]:

$$3g_{10}\varepsilon_0(\psi_{10} - \psi_{20})\delta\varepsilon + g_1(\delta\psi_1 - \delta\psi_2) = 3g_{20}w_0^3(\psi_{20} - \psi_{30})\delta w + g_2\delta\psi_2 + \frac{V}{K}\delta\dot{\psi}_2 + \frac{A_e a_n}{p_n} \delta\dot{w}$$

Uwzględniając takie podejście, równanie (6.9) też należy ująć w postaci uwzględniającej tylko wartości przyrostów wielkości zmiennych, czyli:

$$m\delta\ddot{w} + c\delta\dot{w} + k*\delta w = (\delta F - \delta T^* + k*\delta S) / a_n$$

Dla uproszczenia zapisu pominięto w dalszym tekście znaki wariacji, czyli oznaczeniem wartości zmiennych odpowiadają odchylenia od ich wartości ustalonych.



Wprowadzono też operator różniczkowy  $s=d/dt$ . Po wyrażeniu sił w postaci bezwymiarowej (6.1) równanie osiowych oscylacji przyjmie postać:

$$(ms^2 + cs + k^*)w = (\Phi - \tau^* + \chi) \frac{A_n p_n}{a_n} \quad (6.10)$$

Po pomnożeniu równania ciągłości przez iloraz  $\sigma/(g_1 + g_2)$  i wstawieniu  $\Phi = \sigma\psi_2$ , otrzymuje się równanie regulacji układu:

$$(T_2 s + 1)\Phi = -(\tau + \kappa)w + k_1 \psi_1 + k_2 \varepsilon, \quad (6.11)$$

w którym stałe czasowe i współczynniki proporcjonalności mają postać:

$$T_2 = \frac{V}{K(g_1 + g_2)}, \quad \tau = \frac{A_e a_n \sigma}{p_n (g_1 + g_2)} \quad (6.12)$$

$$k_1 = \frac{\sigma g_1}{g_1 + g_2}, \quad k_2 = \frac{3\sigma g_{10} \varepsilon_0}{g_1 + g_2} (\psi_{10} - \psi_{20}),$$

a współczynnik  $\kappa$  jest zdefiniowany wzorem (6.6).

### 6.3.1. Transmitancja zespołu tarczy odciążającej

Pamiętając, że operuje się przyrostami wielkości zmiennych i zakładając  $\delta\psi_1 = 0$  oraz  $\delta\varepsilon = 0$ , czyli ustalone zasilanie komory K2, z równania (6.11) otrzymuje się funkcję przejścia zespołu tarczy odciążającej:

$$\Phi = -\frac{\tau + \kappa}{T_2 s + 1} w$$

Wstawiając  $s = i\omega$ , wyrazimy działanie zespołu tarczy jako regulatora przez częstotliwościową funkcję przejścia, której transmitancja  $W_w(i\omega)$  ma postać:

$$\Phi = W_w(i\omega)w, \quad W_w(i\omega) = U_w(\omega) + i\omega V_w(\omega),$$

$$U_w(\omega) = -\frac{\kappa + T_2 \tau \omega^2}{1 + T_2^2 \omega^2}, \quad V_w(\omega) = -\frac{\tau - T_2 \kappa}{1 + T_2^2 \omega^2} \quad (6.13)$$

Częstotliwościowa funkcja przejścia (6.13) wyraża dynamiczną sztywność zespołu tarczy odciążającej.

### 6.3.2 Stabilność i częstość drgań własnych zespołu wirującego z tarczą odciążającą

Częstotliwościowa funkcja przejścia (6.13) zespołu tarczy odciążającej pozwala na określenie własności dynamicznych zespołu wirującego z tarczą. Zakładając  $T = const$ , czyli  $\delta\tau^* = 0$  oraz  $\delta S = 0$  i wstawiając z równania (6.13) siłę w postaci bezwymiarowej  $\Phi$  do równania (6.10), które opisuje drgania osiowe, otrzymuje się:

$$m\ddot{w} + (c - \Pi k^* V_w) \dot{w} + k^* (1 - \Pi U_w) w = 0, \quad (6.14)$$

gdzie:  $\Pi = A_n p_n / a_n k^*$  - stosunek nominalnych wartości siły od ciśnienia do siły napięcia sprężystego podparcia pomocniczego łożyska osiowego.

Z otrzymanego równania osiowych swobodnych drgań zespołu wirującego widać, że urojona część sztywności dynamicznej jest dopełnieniem do zewnętrznego oporu tłumienia  $c$ ,

a rzeczywista dopełnieniem do modułu sprężystości  $k^*$  podparcia łożyska oporowego. Sztywność układu zwiększa się pod warunkiem, że jej rzeczywiste i urojone składniki są ujemne. Przy pominięciu zewnętrznego oporu ( $c=0$ )  $V_w > 0$  układ opisany równaniem (6.14) staje się dynamicznie nieustalony. Z tego wynika, że przy pominięciu stabilizującego wpływu łożyska zewnętrznego, uproszczony warunek stabilności można przedstawić w postaci:

$$V_w < 0, \quad \text{lub} \quad \tau > T_2 \kappa \quad (6.15)$$

Podstawiając zależności (6.12) do (6.15) warunek stabilności sprowadza się do postaci:

$$V < K \frac{A_e a_n w_0}{3 p_n \Delta \psi_0} \frac{(g_1 + g_2)^2}{g_1 g_2}$$

Najłatwiej spełnić go przez przyjęcie odpowiedniej objętości  $V$  komory K2 zespołu odciążenia. Z równania (6.14) wynika częstotliwość osiowych drgań własnych, swobodnych, bez czynnika tłumiącego:

$$\omega_0^2 = \frac{k^* (1 - \Pi U_w)}{m} = \omega^{*2} (1 + \Delta \omega_0^2), \quad \omega^{*2} = \frac{k^*}{m}, \quad (6.16)$$

$$\Delta \omega_0^2(\omega) = \Pi \frac{\kappa + T_2 \tau \omega^2}{1 + T_2^2 \omega^2}$$

gdzie:  $\Delta \omega_0(\omega)$  - poprawka częstotliwości własnej, uwzględniająca sztywność układu regulacji. W stanie równowagi  $\omega=0$ ,  $V_w(0)=0$ ,  $U_w(0)=-\kappa$ , czyli rzeczywista część przyjmuje wartość współczynnika sztywności statycznej, określonego wzorem (6.6). Gdy częstotliwość nieograniczenie wzrasta,  $V_w(\infty)=0$ , a sztywność osiąga wartość maksymalną, to:

$$U_w(\infty) = -\frac{\tau}{T_2} = -\frac{K A_e^2 a_n}{V A_n p_n} \quad (6.17)$$

W tym przypadku rzeczywista część przedstawia sztywność zespołu przy umownie niedrożnych szczelinach i jest określona ściślnością cieczy w komorze K2 zespołu odciążenia. Ze wzorów (6.7) i (6.17) wynika przedział częstotliwości własnych osiowych drgań zespołu wirującego:

$$\omega^{*2} + \kappa \frac{A_n p_n}{m a_n} \leq \omega_0^2 < \omega^{*2} + \frac{\tau}{T_2} \frac{A_n p_n}{m a_n} \quad (6.18)$$

### 6.3.3. Charakterystyki częstotliwościowe zespołu wirującego z tarczą odciążającą

Równanie ruchu (6.10) zespołu wirującego można zapisać w standardowej formie:

$$(T_1^2 s^2 + 2\zeta T_1 s + 1)w = \Pi(\Phi - \tau^* + \chi), \quad (6.19)$$

gdzie:  $T_1^2 = m/k^*$ ,  $2\zeta = c/\sqrt{k^* m}$ .

Samoregulacyjne właściwości zespołu odciążenia wynikają z równania (6.11):

$$\Phi = -\frac{\tau + \kappa}{T_2 s + 1} w + \frac{k_1}{T_2 s + 1} \psi_1 + \frac{k_2}{T_2 s + 1} \varepsilon$$



Po podstawieniu  $\Phi$  do równania (6.19) otrzymuje się równanie dynamiki:

$$D(s)w = \Pi[k_1\psi_1 + k_2\varepsilon + (\chi - \tau^*)(T_2s + 1)], \quad (6.20)$$

gdzie operator różniczkowy układu regulacji:

$$D(s) = C_0s^3 + C_1s^2 + C_2s + C_3,$$

oraz jego współczynniki:

$$C_0 = T_1^2T_2, \quad C_1 = T_1^2 + 2\zeta T_1T_2, \quad C_2 = 2\zeta T_1 + T_2 + \Pi\tau, \quad C_3 = 1 + \Pi\kappa \quad (6.21)$$

Dla układu bez dodatkowego łożyska oporowego ( $k^*=0$ ), należy pomnożyć obie strony równania (6.20) przez  $k^*$  i określić współczynniki operatora różniczkowego. Za pomocą współczynników (6.21) operatora różniczkowego można ocenić dynamiczną stabilność układu. Na przykład na podstawie kryterium Hurwitza warunek stabilności sprowadza się do nierówności [99]:

$$C_1C_2 > C_0C_3, \quad (6.22)$$

która przy pominięciu zewnętrznego oporu ( $\zeta=0$ ) pokrywa się z warunkiem (6.15).

Wprowadzając do równania (6.20)  $s=i\omega$ , można określić częstotliwościowe funkcje przejścia układu równowagi pod działaniem czynników zewnętrznych, danych w postaci bezwymiarowej: wysokości podnoszenia pompy  $\psi_1$ , mimośrodowości  $\varepsilon$ , siły osiowej  $\tau$  działającej na zespół wirujący i reakcji łożyska wzdłużnego  $\chi$ . Rozpatrzono wpływ mimośrodowości  $\varepsilon$  na charakterystyki częstotliwościowe. Częstotliwościowa funkcja przejścia:

$$W_\varepsilon(i\omega) = \frac{w}{\varepsilon} = \frac{\Pi k_2}{D(i\omega)}$$

Operator różniczkowy jest funkcją zespoloną:  $D(i\omega) = C_3 - C_1\omega^2 + i\omega(C_2 - C_0\omega^2)$ . W rezultacie:

$$W_\varepsilon(i\omega) = \Pi k_2 [U(\omega) - iV(\omega)] = A_\varepsilon(\omega)e^{i\beta_\varepsilon(\omega)}$$

gdzie:

$$U(\omega) = \frac{C_3 - C_1\omega^2}{(C_3 - C_1\omega^2)^2 + \omega^2(C_2 - C_0\omega^2)^2}, \quad V(\omega) = \frac{-\omega(C_2 - C_0\omega^2)}{(C_3 - C_1\omega^2)^2 + \omega^2(C_2 - C_0\omega^2)^2},$$

zaś charakterystyki amplitudowa i fazowa mają postać:

$$\Delta(\varepsilon, \omega) = \frac{\Pi k_1}{\sqrt{(C_3 - C_1\omega^2)^2 + \omega^2(C_2 - C_0\omega^2)^2}} \quad (6.23)$$

$$\beta_\varepsilon'(\omega) = \arctg \frac{U}{V}, \quad \text{dla } U>0; \quad \beta_\varepsilon'(\omega) = -\pi + \arctg \frac{U}{V}, \quad \text{dla } U<0 \quad (6.24)$$

W przypadku drgań poprzecznych wału,  $\varepsilon = \varepsilon_a e^{i\omega t}$ , reakcja układu liniowego na takie harmoniczne wymuszenie też jest funkcją harmoniczną:

$$w = w_a e^{i(\omega t + \beta_\varepsilon)} = W_\varepsilon(i\omega) \varepsilon_a e^{i\omega t}, \quad w_a = \Delta(\varepsilon, \omega) \varepsilon_a \quad (6.25)$$

Wzory (6.23) do (6.25) pozwalają określić amplitudy i fazy drgań osiowych zespołu wirującego pompy w zależności od amplitudy i częstotliwości jego drgań poprzecznych.

#### 6.4. Przykład liczbowy obliczeń statycznych i dynamicznych charakterystyk zespołu wirującego wielostopniowej pompy odśrodkowej

Dla przykładu rozpatrzono zespół tarczy odciążającej zespołu wirującego pompy odśrodkowej wielostopniowej o następujących cechach konstrukcyjnych:  $r_1 = 0,07 \text{ m}$ ,  $r_2 = 0,127 \text{ m}$ ,  $r_3 = 0,17 \text{ m}$ ,  $l_1 = 0,13 \text{ m}$ ,  $l_2 = 0,043 \text{ m}$ , szerokościach szczelin wzdłużnej i poprzecznej,  $h = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}$ ,  $a_n = 6 \cdot 10^{-5} \text{ m}$ , polu powierzchni  $A_n = A_0 = 0,048 \text{ m}^2$ , mimośrodowości  $\varepsilon_0 = 0,2$ , masie zespołu wirującego  $m = 120 \text{ kg}$  i parametrach pracy:

$$p_n = 2,8 \text{ MPa} \quad p_1 = 2,4 \text{ MPa} \quad p_3 = 0; \quad k_s = 3 \cdot 10^4 \text{ N/m}, \quad S = 22 \text{ mm}, \\ \zeta = 0,1, \quad c = 1,14 \cdot 10^3 \text{ N s/m}, \quad K = 2 \cdot 10^9 \text{ Pa}, \quad \mu = 10^{-3} \text{ N s/m}^2, \quad \rho = 10^3 \text{ kg/m}^3.$$

Obliczone wielkości i współczynniki stałe mają następujące wartości::

$$A_2 = 0,0353 \text{ m}^2, \quad A_c = 0,0401 \text{ m}^2, \quad A_e = 0,0554 \text{ m}^2, \quad \sigma = A_e/A_0 = 1,15,$$

$$V = A_2 G = 3,53 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3, \quad \Pi = 7,5 \cdot 10^4, \quad g_{10} = 2,26 \cdot 10^{-9} \text{ m}^5/\text{Ns},$$

$$g_1 = 2,4 \cdot 10^{-9} \text{ m}^5/\text{Ns}, \quad g_{20} = 0,334 \cdot 10^{-9} \text{ m}^5/\text{Ns}, \quad \psi_{30} = 0$$

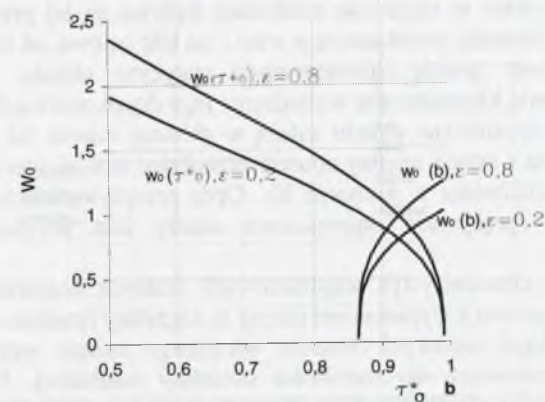
$$\psi_{10} = \Delta\psi_0 = 0,857, \quad \psi_{20} = 0,753, \quad \chi = 0,005, \quad \omega^{*2} = 2,5 \cdot 10^2 \text{ s}^{-2}, \quad \omega^* = 15,8 \text{ s}^{-1}.$$

Hydrostatyczna sztywność i charakterystyki statyczne:

$$\varphi_0 = 0,866 = \tau_0^*, \quad \kappa_s(w_0 = 1) = 0,317; \quad w_0(\tau_0^*) = 1,93[0,986(\tau_0^* - \chi) - 1]^{1/3}.$$

$$\text{Dla przypadku } \psi_{10} = b\tau_0^*; \quad w_0(\tau_0^*) = 1,93[1,15b/(1 - b\chi/\psi_{10}) - 1]^{1/3}.$$

Wynikające z przyjętych danych statyczne charakterystyki przedstawiające zależność względnych wartości szerokości  $w_0$  szczeliny poprzecznej od bezwymiarowej siły  $\tau_0^*$  równoważącej napór osiowy przedstawiono na rys.6.2.

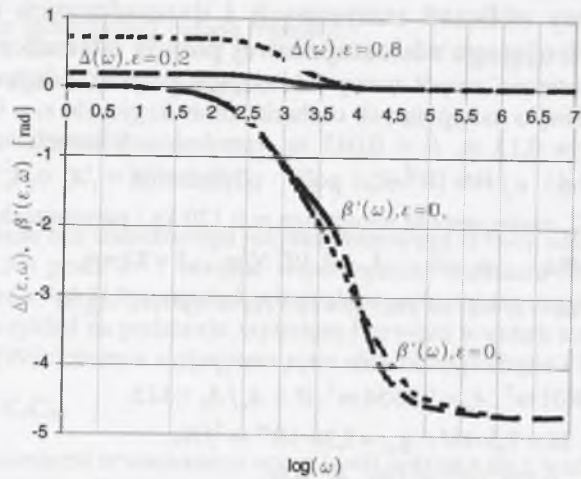


Rys. 6.2. Charakterystyki statyczne  
Fig. 6.2. Statical characteristics

Obliczenia charakterystyk dynamicznych, przeprowadzono również dla dwóch mimośrodowości szczeliny wzdłużnej:  $\varepsilon=0,2$  i  $\varepsilon=0,8$ .



Na wykresie rys.6.3 przedstawiono zależności amplitudy i przesunięcia fazowego drgań osiowych od częstotliwości drgań poprzecznych, będących zarazem prędkością obrotową wału.



Rys.6.3. Amplitudowe i fazowe charakterystyki częstotliwościowe  
Fig.6.3. Amplitudinal and phase frequency characteristics

### 6.5. Wnioski z obliczeń charakterystyk dynamicznych

Układ odciążenia sił osiowych, działających na zespół wirujący pompy odśrodkowej wielostopniowej, spełnia równocześnie rolę szczelinowego uszczelnienia ruchowego oraz łożyska promieniowo-osowego. Zespół ten jest zarazem układem regulacji automatycznej wielkości wypływu z zespołu odciążenia  $q_{odc}$  i nośności tarczy równej sile  $F$ . Obliczenia tego węzła konstrukcyjnego wymagają analizy nie tylko warunków równowagi czyli charakterystyk statycznych, lecz także charakterystyk dynamicznych z uwzględnieniem oceny stateczności.

Mimośrodowość wału w szczelinie wzdłużnej wpływa na jej przepływność  $g_1$  i w rezultacie na wartość ciśnienia przed tarczą a więc i na siłę osiową od ciśnienia działającą na tarczę. Ten związek opisują charakterystyki statyczne układu. Ustalone drgania poprzeczne wału stanowią kinematyczne wzbudzenie jego drgań osiowych.

Charakterystyki dynamiczne układu zależą w głównej mierze od jego dynamicznej sztywności. Wynika ona z relacji między oporem przepływu lepkiej cieczy przez szczelinę poprzeczną oraz jej ściśliwości w komorze  $K_3$ . Opór przepływu cieczy przez szczelinę wpływa tłumiąco, a sprężystość objętościowa cieczy jest przyczyną dynamicznej niestateczności.

Wyniki obliczeń charakterystyk amplitudowych realnych konstrukcji wykazują, że dzięki tłumieniu związanemu z wypieraniem cieczy ze szczeliny rezonans nie wystąpi.

Na amplitudę drgań osiowych zespołu wirującego istotny wpływ ma stosunek amplitudy drgań poprzecznych do szerokości szczeliny wzdłużnej. W pompie, której badania przytoczono w rozdziale 9, stosunkowo duża szerokość szczeliny wzdłużnej i względnie mała amplituda drgań poprzecznych wału spowodowały, że nie wzbudzały jego drgań osiowych. Drgania te były wzbudzane oscylacją ciśnienia w króćcu tłocznym pompy, wywołaną pracą zaworu zwrotnego. Powodem oscylacji siły osiowej może być też rozwinięta kawitacja w pompie, co potwierdziły badania opisane w referacie [34].

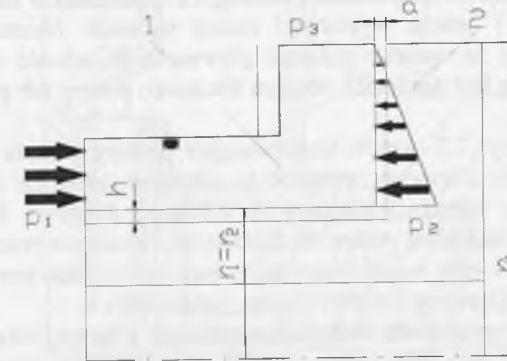
## 7. NOWE KONSTRUKCJE TARCZ ODCIĄŻAJĄCYCH Z PIERŚCIE- NIEM PODATNYM

Niniejszy rozdział jest częściowo antycypowany przez rozdział 4, w którym przedstawiono wyniki badań laboratoryjnych trzech konstrukcji opisanych ponownie w tym rozdziale. Jednakże rozdział 4 miał na celu potwierdzenie fenomenu zjawiska przepływu przez szczelinę poprzeczną, będącego podstawą prac konstrukcyjnych opisanych w niniejszym rozdziale. Ponadto badania przepływów przez szczelinę poprzeczną z oscylującym kąto pierścieniem ślizgowym było z kolei jakościowym potwierdzeniem zasadności uproszczeń przyjętych w rozdziałach 5 i 6.

Wyniki analiz zawartych np. w pracach [121], [122], jak też wyniki eksperymentów opisanych w artykułach [41], [62], [75] oraz w rozdziale czwartym wykazują, że przy przepływie odśrodkowym przez płaskościenną szczelinę poprzeczną o nierównoległych ściankach rozkład ciśnienia w szczelinie przeciwdziała stykaniu się jej ścianek. Zjawisko to jest przesłanką do wdrożeń nowych konstrukcji tarcz równoważących siły osiowe w pompach odśrodkowych wielostopniowych jak również w sprężarkach wirnikowych. O takiej zasadzie działania mogą też być hydrostatyczne łożyska wzdłużne.

Zespół tarczy odciążającej z podatnym pierścieniem ślizgowym lub oporowym może pracować w warunkach tarcia płynnego przy znacznie mniejszej szerokości średniej szczeliny poprzecznej niż łączne bicie czołowe pierścienia ślizgowego i oporowego. Uzyskanie podatności jednego z pierścieni może być osiągnięte różnymi sposobami, których przykłady opisano w rozdziale 4 oraz poniżej.

Prace nad tarczą odciążającą z podatnym pierścieniem były wcześniej realizowane [38], [121], lecz nie znalazło to dotychczas odzwierciedlenia we wdrożonych rozwiązaniach konstrukcyjnych. Jak nadmieniono w zakończeniu rozdziału 1, aktualnie są również prowadzone w innych ośrodkach w Europie prace nad tym tematem. W referacie [2] przedstawiono konstrukcję pompy z tarczą mającą samoustawny pierścień oporowy. Badana konstrukcja była opracowana wg opisów patentowych, wymienionych w rozdziale 1. Zasadę działania tej konstrukcji przedstawia rys.7.1. W zwięzłym algorytmie obliczeniowym autorzy założyli, że dławienie szczeliny wzdłużnej jest pomijalne i można przyjąć  $p_1 = p_2$ .



Rys. 7.1. Zasada działania tarczy odciążającej z samoustawnym pierścieniem oporowym [2]  
Fig. 7.1. Principle of the operation of the balance disk with a self-aligning thrust ring [2]

We wstępie rozdziału 9 przedstawiono konstrukcję pompy z tarczą odciążającą, mającą samoustawny pierścień oporowy oraz przykład zmierzonych charakterystyk [2]. Natomiast brak informacji o badaniach eksploatacyjnych pomp z takimi węzłami konstrukcyjnymi [2].

Dotychczas najczęściej są stosowane w pompach wielostopniowych tarcze odciążające, mające sztywno osadzone pierścienie ślizgowe w tarczy pasowanej na wale oraz oporowy w



korpusie maszyny. Muszą być tak konstruowane, by między pierścieniem ślizgowym a oporowym była zapewniona szczelina o szerokości większej aniżeli wielkość nierównoległości ich powierzchni czołowych. Nierównoległość pierścienia ślizgowego względem oporowego wynika z właściwości konstrukcyjnych maszyny, w której tarcza przenosi siłę osiową. Szerokość szczeliny między pierścieniami ślizgowym i oporowym ustala się przy zrównaniu siły wzdłużnej działającej na wał maszyny z odwrotnie skierowaną wypadkową siłą ciśnienia działającą na tarczę z osadzonym na niej pierścieniem ślizgowym.

Aktualnie konstruowane są zespoły tarcz odciążających pomp odśrodkowych wielostopniowych o takich cechach konstrukcyjnych, by średnia szerokość szczeliny ustalała się w zakresie 0,0008 do 0,0012 promienia zewnętrznego  $r_3$  tarczy. Wymagany strumień cieczy o odpowiednim ciśnieniu, zasilającej przestrzeń pod tarczą odciążającą, wynosi 2 do 5% nominalnej wydajności pompy wg np. [27], [122]. Jeżeli ustalająca się szczelina między pierścieniami ślizgowym i oporowym jest mniejsza od nierównoległości między nimi, to występuje tarcie suche i szybkie zużywanie tych pierścieni.

Opisane poniżej rozwiązania konstrukcyjne pozwalają na zmniejszenie średnicy tarczy, czego efektami są: wzrost ciśnienia pod tarczą, zmniejszenie szczeliny poprzecznej między pierścieniami ślizgowym i oporowym, zmniejszenie przepływu przez tę szczelinę. W konsekwencji uzyskuje się: zmniejszenie momentu oporu tarcia, zmniejszenie strat wolumetrycznych, zmniejszenie erozji szczelin na skutek ograniczenia przepływu, szczególnie cieczy mechanicznie zanieczyszczonej.

Rozwiązania te pozwalają na zredukowanie roli szczeliny wzdłużnej przed tarczą a nawet na całkowite jej wyeliminowanie, przy równocześnie zmniejszonych stratach wolumetrycznych i stratach brodenia. Jak wyżej nadmieniono taki kierunek zmian innowacyjnych przyjęli też autorzy cytowanego referatu [2]. Należy jeszcze zbadać wpływ wyeliminowania szczeliny wzdłużnej na dynamikę pracy zespołu wirującego pompy.

W rozdziale 9 opisano prace wdrożeniowe i badania eksploatacyjne niektórych niżej opisanych konstrukcji.

### 7.1. Tarcza z pierścieniem podpartym łożyskami pryzmatycznymi

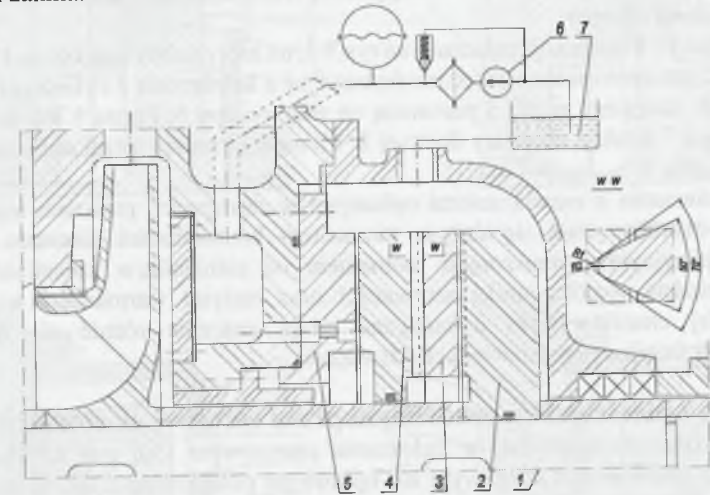
Konstrukcja tarczy z pierścieniem podpartym łożyskami pryzmatycznymi wg patentu [40] umożliwia wahania kątowe pierścienia podatnego z minimalnym tłumieniem. Tarcie w łożyskach, uszczelnieniu i inercja wypieranej cieczy są małe. Moment od ciśnienia w szczelinie poprzecznej ma za zadanie pokonać głównie bezwładność samego pierścienia. Szczelina poprzeczna może być zasilana z obszaru tłocznego pompy lub pompą pomocniczą, co przedstawia rys.7.2.

Przedstawiony na rys.7.2 węzeł konstrukcyjny pompy składa się z elementów wirujących i nieruchomych. Elementy wirujące to: sztywno osadzona na wale 1 tarcza 2, pierścień pośredni 3 oraz pierścień ślizgowy 4. Pierścień ślizgowy 4 jest uszczelniony względem tulei na wale 1 uszczelką, która ma dodatkowo za zadanie centrowanie pierścienia 4. Do nieruchomych części tego węzła konstrukcyjnego zalicza się: pierścień oporowy 5 z zamkiem hydraulicznym, który jest zasilany pompą pomocniczą 6.

Pierścień pośredni 3 opiera się wahlwie o tarczę 2 poprzez łożysko pryzmatyczne. Takim samym łożyskiem, lecz obróconym o  $90^\circ$ , jest podparty pierścień ślizgowy 4. Przekrój A-A łożyska pryzmatycznego pokazano w powiększeniu też na rys. 7.2. W rezultacie pierścień ślizgowy 4 może się wahać wokół każdej osi leżącej na płaszczyźnie prostopadłej do osi wału.

Pompa 6 tłoczy wodę przez zamek hydrauliczny w pierścieniu 5 do szczeliny poprzecznej między pierścieniami ślizgowym 4 i oporowym 5. Część strumienia wpływa do pompy, a dominująca jego część krąży w obiegu zamkniętym, wypływając odśrodkowo ze szczeliny poprzecznej i dalej przez komorę kadłuba odciążenia do zbiornika 7, z którego

pobiera ją pompa 6. Ubytki spowodowane przepływem dośrodkowym przez szczelinę poprzeczną muszą być uzupełniane. Dokładna regulacja wydajności pompy pomocniczej 6 może być realizowana przy założeniu równych wartości strumieni zasilającego szczelinę poprzeczną i wypływającego z kadłuba odciążenia. Wówczas strumień w przepływie dośrodkowym zanika.

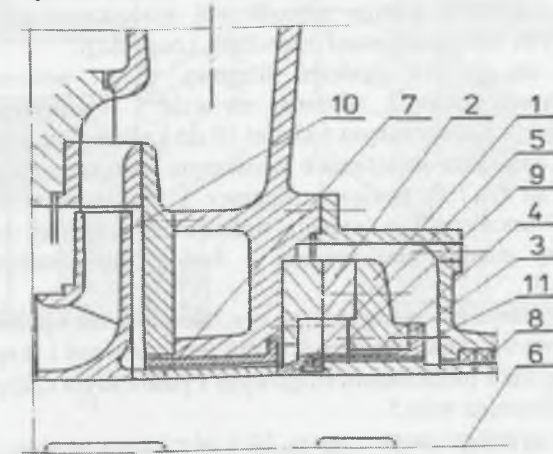


Rys. 7.2. Tarcza odciążająca z pierścieniem ślizgowym podpartym łożyskami pryzmatycznymi [40]  
Fig. 7.2. Balance disk with a slip-ring supported by prismatic bearings [40]

Zaletą opisanej konstrukcji jest możliwość przenoszenia siły osiowej przy stosunkowo dużych kątach przechyłu osi zespołu wirującego względem kadłuba maszyny. Wadą jest ograniczenie nośności do nośności łożysk pryzmatycznych.

### 7.2. Tarcza odciążająca osadzona na wale poprzez element sprężysty

Istota tego rozwiązania konstrukcyjnego jest opisana w zgłoszeniu patentowym [46].



Rys. 7.3. Zespół odciążenia siły osiowej z tarczą podatną [ 46]  
Fig.7.3. Balance unit relieving the axial force with a flexible disk [46]

Zastosowano w nim tarczę sztywną z mocowanym do niej pierścieniem ślizgowym lub stanowiącą z nim monolit. Tarcza jest osadzona na cylindrycznym elemencie sprężystym,



który jest pasowany na wale pompy. Piasta jest oparta o tuleję dławiącą lub o ostatni wirnik pompy, a z drugiej strony dociskana tuleją dławnicy tłocznej lub oparta o odsadzenie wału. W małych pompach sztywna tarcza wraz z cylindrycznym elementem sprężystym może stanowić monolit. W przypadku oparcia elementu sprężystego o piastę wirnika ostatniego stopnia pompy, może ona pełnić funkcję tłoka odciążającego, stanowiąc z tarczą zespół odciążający tłoka – tarczy.

Przykład tej konstrukcji pokazano na rys.7.3, na którym sztywna tarcza 1 z pierścieniem ślizgowym 2 jest centrowana i skręcona śrubami 11 z kołnierzem 3 cylindrycznego elementu sprężystego 4, mającego piastę 5 pasowaną na wale pompy 6. Piasta 5 jest ściśnięta między tuleją dławiącą 7 a tuleją dławnicy tłocznej 8. Moment obrotowy przekazuje tarczy 1 tuleja 8 za pomocą kołka 9.

W porównaniu z rozwiązaniami opisanymi w następnych punktach tego rozdziału ta konstrukcja charakteryzuje się dużym momentem bezwładności elementu poddanego ruchom korekcyjnym wymuszonym momentem od ciśnienia w szczelinie poprzecznej, znaczną wartością współczynnika sztywności oraz małymi wartościami współczynników tłumienia. Jej charakterystyki dynamiczne mogą znacznie różnić się od następnych charakterystyk kolejno przedstawianych rozwiązań.

### 7.3. Tarcza z pierścieniem osadzonym przez warstwę elastomeru

Istotą konstrukcji opisanej w zgłoszeniu patentowym [50] jest zastosowanie tarczy odciążającej z pierścieniem ślizgowym lub oporowym połączonym z tarczą lub pierścieniem sztywno osadzonym w kadłubie przez warstwę elastomeru, wulkanizowanego między czołowymi powierzchniami tych elementów. Warstwa elastomeru o odpowiednio dobranych właściwościach [6] zapewnia podatność pierścienia i przy średnich ciśnieniach uszczelnia jego połączenie z tarczą lub kadłubem. Przy wysokich ciśnieniach konieczny jest dodatkowy pierścień wewnętrzny, odcinający komorę pod tarczą od elastomeru. W innym rozwiązaniu, w przypadku dużych sił osiowych, pierścień ślizgowy lub oporowy może być hydraulicznie odciążony lub warstwa elastomeru może mieć powierzchnię większą od powierzchni szczeliny poprzecznej między tymi pierścieniami.

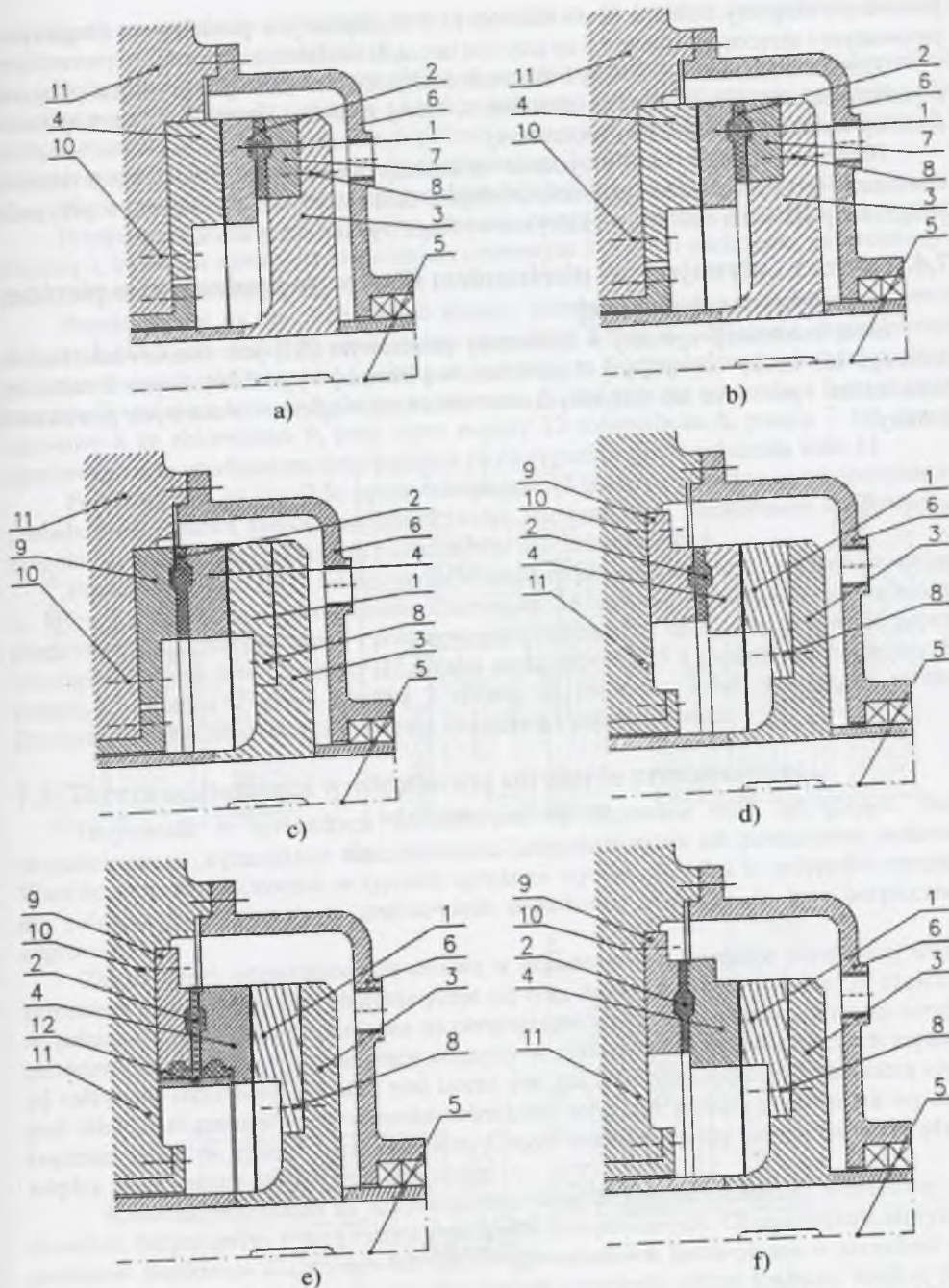
Konstrukcję pokazano w przykładach wykonania na rys. 7.4, na którym przedstawiono przekroje podłużne fragmentu pompy odśrodkowej wielostopniowej z zespołem tarczy odciążającej z opisanymi niżej wariantami omawianej konstrukcji.

Przedstawiony na rys.7.4a pierścień ślizgowy 1 jest połączony przez warstwę elastomeru 2 ze sztywną tarczą 3, osadzoną na wale 5 i współpracuje z pierścieniem oporowym 4, pasowanym i mocowanym śrubami 10 do kadłuba tłoczego pompy 11, a cały zespół jest zamknięty kadłubem odciążenia 6 pasowanym i przykręconym do kadłuba 11.

Przedstawiony na rys.7.4b pierścień ślizgowy 1 jest hydraulicznie odciążony przez połączenie warstwą elastomeru 2 o średnicy wewnętrznej większej od średnicy wlotowej szczeliny poprzecznej między pierścieniami 1 i 4 z pierścieniem pośrednim 7 lub bezpośrednio z tarczą 3.

W innym rozwiązaniu przedstawiony na rys.7.4c pierścień oporowy 4 jest połączony przez warstwę elastomeru 2 z pierścieniem 9, który jest pasowany i skręcony śrubami 10 do kadłuba 11 i współpracuje z pierścieniem ślizgowym 1 pasowanym i skręconym śrubami 8 ze sztywną tarczą 3, osadzoną na wale 5.

W rozwiązaniu przedstawionym na rys.7.4.d pierścień oporowy 4 jest hydraulicznie odciążony przez zastosowanie warstwy elastomeru 2 o średnicy wewnętrznej większej od średnicy wlotowej szczeliny poprzecznej między pierścieniami 1 i 4.



Rys. 7.4. Konstrukcje tarcz odciążających z pierścieniem ślizgowym lub oporowym połączonym przez warstwę elastomeru [50]  
Fig.7.4. Constructions of balance disks with a slip-ring or thrust ring connected by an elastomer layer [50]

Przedstawiony na rys.7.4e hydraulicznie odciążony pierścień oporowy 4 jest połączony przez warstwę elastomeru 2 mającą przekrój teowy, którego walcowa powierzchnia jest dociśnięta do pierścieni 4 i 9 pierścieniem rozprężnym 12 z pierścieniem 9, który jest



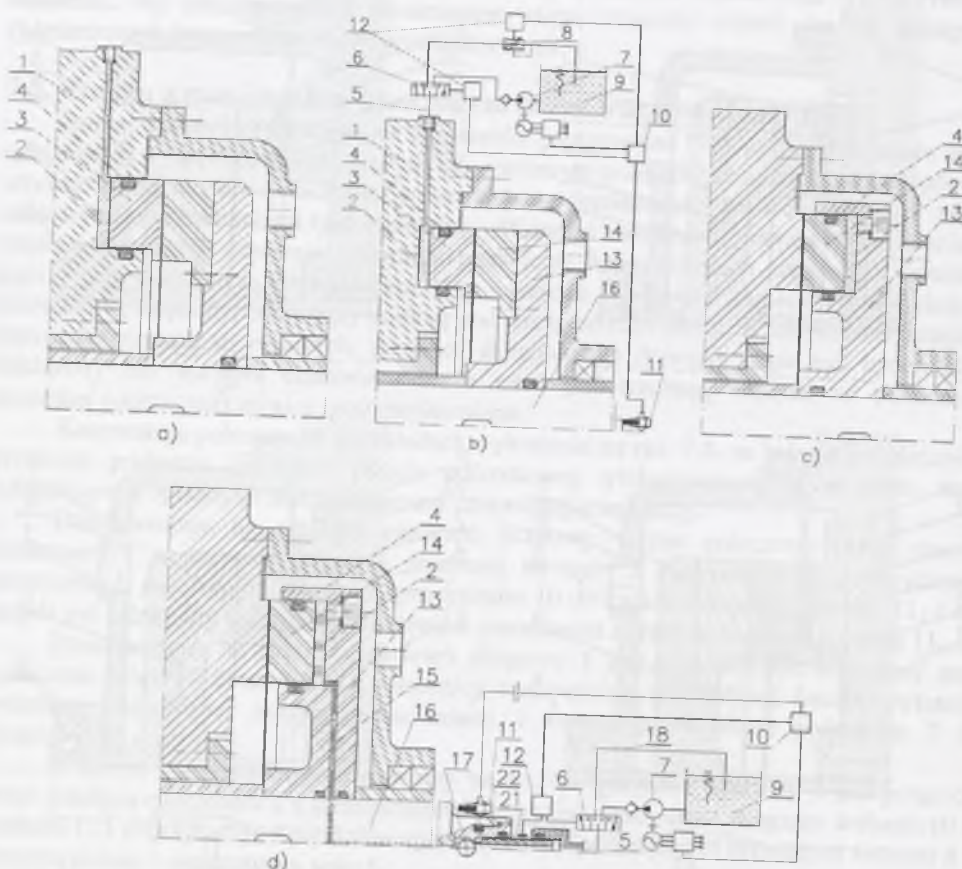
pasowany i skręcony śrubami 10 do kadłuba 11 i współpracuje z pierścieniem ślizgowym 1 pasowanym i skręconym śrubami 8 ze sztywną tarczą 3, osadzoną na wale 5.

Przedstawiony na rys. 7.4f hydraulicznie odciążony pierścień oporowy 4 jest połączony z pierścieniem stałym 9 warstwą elastomeru, której średnica zewnętrzna jest większa od średnicy wylotowej ze szczeliny poprzecznej.

Należy stwierdzić, że utrzymanie dokładnej grubości wulkanizowanej warstwy elastomeru jest trudne technologicznie. Mniejsza dokładność jest wymagana w przypadku połączenia pierścienia oporowego, który nie wymaga wyważania dynamicznego.

#### 7.4. Tarcza z „pływającym” pierścieniem ślizgowym osadzonym w pierścieniowej komorze olejowej

Istotą konstrukcji opisanej w zgłoszeniu patentowym [52] jest zastosowanie kadłuba tłoczego lub tarczy odciążającej z pierścieniową komorą wypełnioną olejem i zamkniętą pierścieniem oporowym lub ślizgowym uszczelnionym względem walcowych powierzchni komory.



Rys. 7.5. Konstrukcje tarcz z pierścieniem osadzonym w pierścieniowej komorze olejowej [52]  
Fig.7.5. Constructions of balance disks with the ring mounted in a ring-shaped oil chamber [52]

Olej zamknięty w komorze pierścieniem zapewnia jego podatność. Dlatego pierścień określono jako „pływający”. W przypadku dużych sił osiowych w celu obniżenia ciśnienia oleju, pierścień ślizgowy lub oporowy może być hydraulicznie odciążony lub średnica

zewnętrzna uszczelnienia pierścienia może być większa od średnicy zewnętrznej szczeliny poprzecznej między tymi pierścieniami.

Dodatkowe połączenie komory olejowej pod pierścieniem z układem zasilającym lub upustem pozwala na ciągłą regulację i korektę położenia zespołu wirującego w czasie ruchu pompy. Pozwala to na utrzymywanie współosiowości wirników i kierownic odśrodkowych i uniknięcie spadku sprawności pompy, spowodowanego jej utratą.

Warianty omawianej konstrukcji przedstawiają kolejne rysunki: 7.5a, b, c, d.

Przedstawiony na rys.7.5a kadłub tłoczny pompy 1 posiada pierścieniową komorę olejową 2, która jest zamknięta pierścieniem oporowym 3 zespołu odciążenia, uszczelnionym pierścieniami uszczelniającymi 4.

Przedstawiony na rys. 7.5b kadłub tłoczny pompy 1 posiada pierścieniową komorę olejową 2, która jest zamknięta pierścieniem oporowym 3 zespołu odciążenia, uszczelnionym pierścieniami uszczelniającymi 4 i połączoną przewodem 5 poprzez rozdzielacz trójdrożny 6 z pompą 7 zasilającą komorę 2 olejem ze zbiornika 9 albo poprzez rozdzielacz 6 przez zawór upustowy 8 ze zbiornikiem 9, przy czym napędy 12 rozdzielacza 6, pompy 7 lub zaworu upustowego 8 są uruchamiane sterownikiem 10 na sygnał czujnika położenia wału 11.

Przedstawiona na rys. 7.5c tarcza odciążająca 13 pompy odśrodkowej wielostopniowej posiada pierścieniową komorę olejową 2, która jest zamknięta pierścieniem ślizgowym 14 zespołu odciążenia, uszczelnionym pierścieniami uszczelniającymi 4.

Przedstawiona na rys. 7.5d tarcza odciążająca 13 posiada pierścieniową komorę olejową 2, która jest zamknięta pierścieniem ślizgowym 14 zespołu odciążenia, uszczelnionym pierścieniami uszczelniającymi 4 i połączoną przewodem 15 w tarczy 13 i w wale 16 poprzez wirujący z wałem zawór zwrotny 17 i dalej przez przewód 5 i rozdzielacz trójdrożny 6 z pompą 7. Pompa 7 zasila komorę 2 olejem ze zbiornika 9 lub pracuje na przelew. Rozdzielacz 6 jest sterowany sygnałem z czujnika 11 położenia wału.

#### 7.5. Tarcza odciążająca w wirnikowej sprężarce promieniowej

Dotychczas w sprężarkach wirnikowych są stosowane tłoki odciążające. Straty objętościowe są ograniczane uszczelnieniem labiryntowym na ich powierzchni walcowej. Wartość strat objętościowych w typowej sprężarce wynosi ok. 1% i w przypadku sprężania np. palnego gazu wymaga to zastosowania dodatkowej instalacji do jego bezpiecznego odprowadzenia.

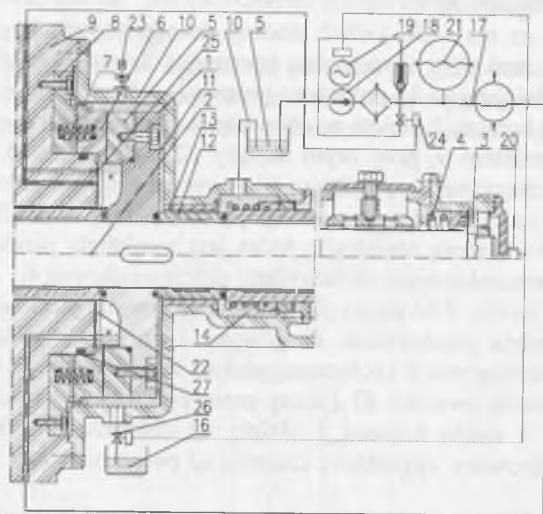
Zespół tarczy odciążającej siłą osiową w promieniowej sprężarce wirnikowej według zgłoszenia patentowego [54] charakteryzuje się tym, że tarcza wiruje w komorze częściowo wypełnionej cieczą. Tarcza osadzona na obracającym się wale sprężarki wytwarza wirujący pierścień cieczy, który w czasie pracy maszyny w zakresie parametrów roboczych zapewnia jej całkowitą szczelność. Komora pod tarczą jest zasilana przez pompę pomocniczą cieczą pod ciśnieniem panującym za ostatnim wirnikiem sprężarki. Pompa pomocnicza wymusza krążenie cieczy w obiegu ze zbiornikiem. Ciągły strumień cieczy zapewnia tarcie płynne między pierścieniami ślizgowym i oporowym.

Konstrukcja pozwala na uzyskanie całkowitej szczelności sprężarki wirnikowej przy dowolnie dużym sprężu i przy minimalizacji strat energetycznych. Charakteryzuje się tym, że podatność pierścienia ślizgowego lub oporowego umożliwia tarcie płynne w szczelinie przy minimalnej jej szerokości, a więc też przy małym strumieniu cieczy krążącej. Analizę pracy opisanej w projekcie [54] tarczy odciążającej przedstawiono w referacie [110].

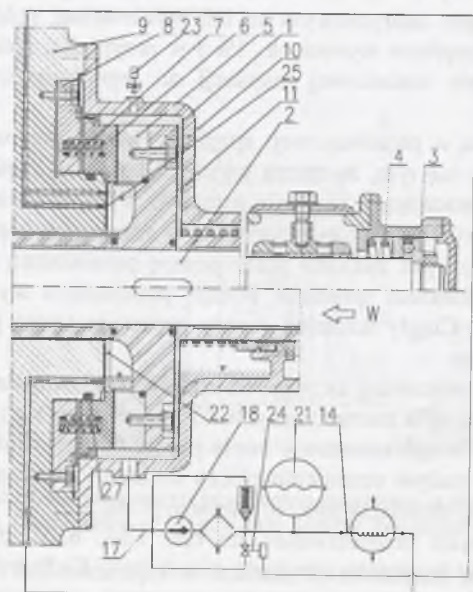
Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych przedstawiono na rys. 7.6a, b, c, d, e, f. Rysunek 7.6a przedstawia przekrój podłużny fragmentu sprężarki wirnikowej. Kadłub tłoczny 9 sprężarki wraz z kadłubem 10 zespołu odciążenia zamyka przestrzeń odpowietrzaną zaworem 23, w której jest tarcza 1 osadzona na wale 2. Wał 2 jest uchwycony osiowo łożyskiem 3 podpartym sprężyną 4. Do tarczy 1 jest przymocowany pierścień 5 tworzący



szczelinę poprzeczną z pierścieniem 6 połączonym przez element sprężysty 7 z pierścieniem stałym 8 osadzonym w kadłubie 9. Pierścień 6 jest uszczelniony uszczelką 27 względem kadłuba 9. Komora 11 za tarczą 1 jest połączona szczeliną wzdłużną między tuleją 12 dociskającą tarczę 1 i tuleją stałą 13 w kadłubie 10 z komorą 14 dławnicy. Ciecz z komory 14 jest odprowadzana do zbiornika 16. Pompa pomocnicza 18 współpracująca z akumulatorem hydraulicznym 21 jest napędzana silnikiem 19 sterowanym przetwornikiem obrotów 20. Pompa 18 tłoczy ciecz do komory 22, w której ilością cieczy steruje przetwornik 24 połączony z sondą 25.



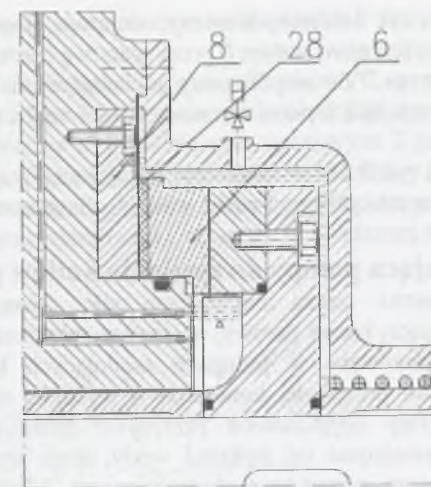
a)



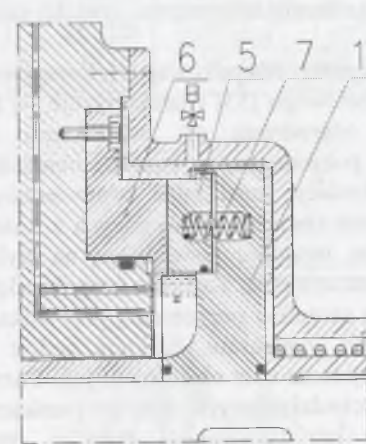
b)



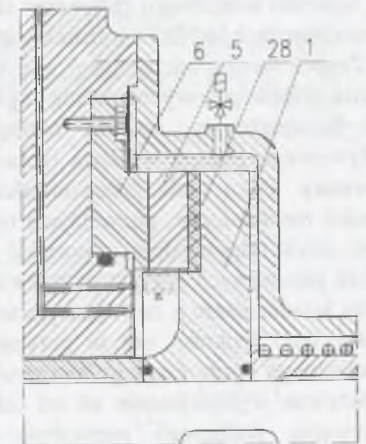
c)



d)



e)



f)

Rys. 7.6. Konstrukcje tarcz odciążających siłę osiową w wirnikowej sprężarce promieniowej, mających podatny pierścień [54]

Fig. 7.6. Constructions of balance disks relieving the axial force in a rotodynamic radial compressor, provided with a flexible ring [54]

Rysunek 7.6b przedstawia przekrój podłużny fragmentu sprężarki wirnikowej z zespołem tarczy odciążającej z wypływem cieczy z komory tarczy odciążającej bezpośrednio za szczeliną poprzeczną. Przedstawiona na rys. 7.5.b komora 11 za tarczą 1 jest połączona przewodem 17 z pompą 18 i akumulatorem hydraulicznym 21, tłoczących ciecz do komory 22. Strumień cieczy zasilający komorę 22 jest regulowany zaworem upustowym 24, sterowanym czujnikami poziomu cieczy 25. Wlot pompy 18 jest połączony z wypływem kadłuba 10 zespołu odciążenia. Rysunek 7.6c przedstawia widok czołowy kadłuba zespołu odciążenia z rys.6.b. W chwili zatrzymania sprężarki ciecz z zespołu odciążenia sływa do zamkniętej komory 29.



Przedstawiony na rys 7.6d zespół tarczy odciążającej posiada podatny pierścień oporowy 6, połączony z pierścieniem stałym 8 przez warstwę elastomeru 28.

Przedstawiony na rys. 7.6e zespół tarczy odciążającej ma podatny pierścień ślizgowy 5, połączony z tarczą odciążającą 1 przez elementy sprężyste 7 i uszczelniony względem tarczy 1 uszczelką 27.

Przedstawiony na rys. 7.6f zespół tarczy odciążającej, posiada podatny pierścień ślizgowy 5, połączony z tarczą odciążającą 1 przez warstwę elastomeru 22.

## 7.6. Tarcza odciążająca pompy do zasilania kotłów parowych

Konstrukcję stanowi tarcza odciążająca siłę osiową w pompie odśrodkowej wielostopniowej, zasilającej kocioł parowy, opisana w zgłoszeniu patentowym [53].

Dotychczas są stosowane w pompach zasilających kotły parowe zespoły tarczy odciążającej, przez które przepływa kondensat o wysokiej temperaturze, a więc o małej lepkości. Ponieważ straty objętościowe przepływu przez szczeliny zespołu tarczy są ograniczane oporami zależnymi od lepkości wody, więc wysoka temperatura obniżająca lepkość powoduje zarazem wzrost strat objętościowych. Mała lepkość wody powoduje, że siły hydrostatyczno-hydrodynamiczne od ciśnienia maleją i ogranicza się możliwość ich wykorzystania np. do zastosowania pierścieni samonastawnych. Przy wysokiej temperaturze i małej lepkości kondensatu racjonalne stają się uszczelnienia labiryntowe, częściej stosowane w uszczelnieniach turbin i sprężarek wirnikowych.

Zespół tarczy odciążającej siłę osiową w pompie odśrodkowej wielostopniowej do zasilania kotłów parowych według zgłoszenia patentowego [53] charakteryzuje się tym, że węzeł konstrukcyjny zespołu odciążenia jest odgradzony od zasadniczego układu przepływowego pompy warstwą izolacji cieplnej, pozwalającą na znaczne obniżenie jego temperatury. Poza małą przewodnością cieplną izolacja musi mieć odpowiednio dobre własności mechaniczne, pozwalające na przeniesienie obciążeń wynikających z konstrukcji pompy, czyli odpowiednią odporność na ściskanie, twardość pozwalającą na wykonanie połączeń pasowanych i spoistość pozwalającą na uszczelnienie. Zasilanie zespołu odciążenia zimnym kondensatem z zewnątrz pozwala na pracę szczeliny poprzecznej przy kilkakrotnie większej jego lepkości niż w przypadku gorącego kondensatu. Efektem będzie wzrost hydraulicznego oporu ciągłego w szczelinie i zmniejszenie strat objętościowych. Pozwala to na efektywne wykorzystanie sił od ciśnienia, przeciwdziałających stykowi pierścieni i na zastosowanie podatnego pierścienia ślizgowego lub oporowego. Ponadto obniżenie temperatury w zespole tarczy odciążającej pompy do zasilania kotłów parowych eliminuje potrzebę stosowania rozbudowanych dławnic rozprężnych do kondensatu o wysokiej temperaturze.

W przypadku podatnego pierścienia ślizgowego pierścień oporowy może mieć zamek wodny, zasilany chłodnym kondensatem. Dławienie w kierunku odśrodkowym i dośrodkowym ogranicza nagle zmiany strumienia zasilającego zespół odciążenia, spowodowane zmianą obciążenia pompy.

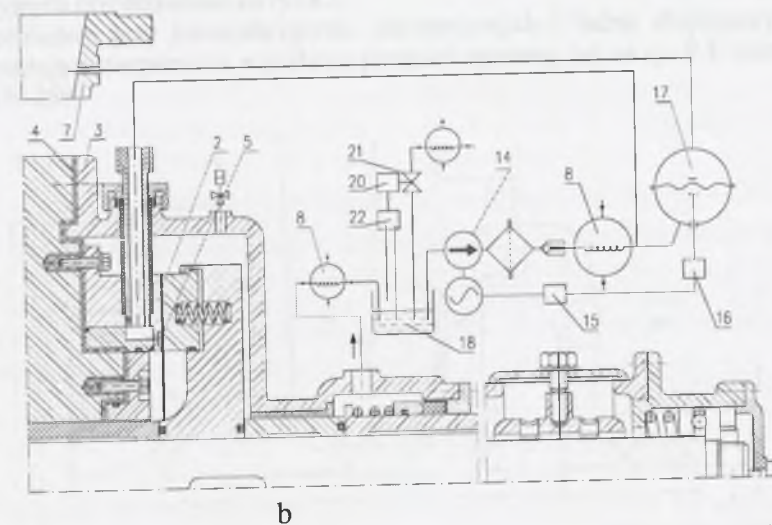
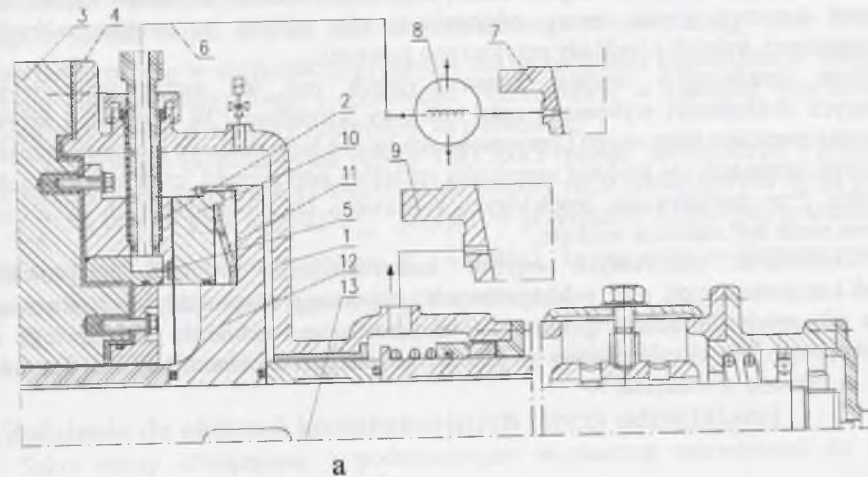
Przedstawiona konstrukcja pozwala na znaczne obniżenie strat mocy związanych z pracą zespołu tarczy odciążającej.

Przykład omawianego rozwiązania konstrukcyjnego pokazano rys. 7.7a i b. Na rysunku 7.7a przedstawiono przekrój podłużny fragmentu pompy do zasilania kotłów parowych. Zespół tarczy odciążającej jest oddzielony termicznie od kadłuba tłocznego pompy przez warstwę izolacji. Pierścień ślizgowy jest osadzony podatnie w tarczy poprzez sprężynę talerzową oraz zasilany strumieniem kondensatu z króćca tłocznego pompy przez chłodnicę.

Na rysunku 7.7b przedstawiono zespół tarczy odciążającej, połączony z kadłubem tłocznym jak na rys. 7.7a, zasilany chłodnym kondensatem przez pompę pomocniczą, której

ciśnienie tłoczenia jest utrzymywane na poziomie ciśnienia tłoczenia pompy zasilającej kocioł parowy.

Przedstawiony na rys.7.7a kadłub 1 i pierścień oporowy 2 zespołu tarczy odciążającej są mocowane do kadłuba tłocznego 3 pompy do zasilania kotłów parowych poprzez warstwę izolacji cieplnej 4. Zamek wodny 5 w pierścieniu oporowym 2 jest zasilany przewodem rurowym 6 z króćca tłocznego 7 pompy, schłodzonym w chłodnicy 8 kondensatem, który z zespołu odciążenia jest kierowany do króćca wlotowego 9 pompy. Pierścień ślizgowy 10 może być np. podparty sprężyną talerzową 11 w tarczy 12 osadzonej na wale 13.



Rys. 7.7. Konstrukcje tarcz odciążających z podatnym pierścieniem ślizgowym do pomp zasilających kotły parowe [53]

Fig.7.7. Constructions of be lance disks with a flexible slip-ring for pumps used to feed steam boilers [53]

Przedstawiony na rys.7.7b zespół tarczy odciążającej, połączony z kadłubem tłocznym 3 jak na rys. 7.7.a, ma zamek hydrauliczny 5 w pierścieniu oporowym 2, zasilany chłodnym kondensatem przez pompę pomocniczą 14. Ciśnienie tłoczenia pompy pomocniczej 14 jest utrzymywane na poziomie ciśnienia w króćcu tłocznym 7 pompy zasilającej za pomocą regulatora 15 sterowanego czujnikiem 16 przemieszczenia membrany akumulatora 17. Pompa



pomocnicza 14 pobiera ze zbiornika 18 kondensat wypływający z zespołu tarczy odciążającej i chłodzony w wymienniku 8. Uzupełnianie kondensatu w zbiorniku 18 odbywa się sprężadką podgrzewacza za pompą kondensatu i jest regulowane zaworem 21.

### 7.7. Wnioski z prac nad nowymi konstrukcjami tarcz odciążających

Uzmiennienie dodatkowego parametru węzła konstrukcyjnego pozwala na wdrożenie jego nowych rozwiązań. Teoretycznie i eksperymentalnie wykazany efekt przepływu odśrodkowego w szczelinie poprzecznej, polegający na występowaniu momentu od ciśnienia przeciwdziałającego stykaniu się ścianek szczeliny, umożliwia opracowanie nowych rozwiązań konstrukcyjnych tarczy odciążającej siłą osiową w pompie odśrodkowej wielostopniowej, których przykłady przytoczono powyżej.

Istotą omawianych węzłów konstrukcyjnych jest też zmniejszenie wymagań dotyczących dokładności wykonania całej maszyny wirnikowej. W przypadku sztywnego mocowania pierścieni ślizgowego i oporowego ich łączne bicie czołowe nie może przekraczać dwukrotnej ustalającej się średniej szerokości szczeliny poprzecznej, czyli w granicach 0,12 do 0,2 mm. Przy zastosowaniu omówionych konstrukcji tarcz odciążających bicie czołowe pierścieni może być znacznie większe.

Zastosowanie omówionych węzłów konstrukcyjnych wymaga przeprowadzenia obliczeń konstrukcyjnych, prac wdrożeniowych i obserwacji eksploatacyjnych. Rozwiązanie opisane w punkcie 7.3 zostało poddane takiej procedurze i aktualnie prototyp tego węzła konstrukcyjnego jest eksploatowany w pompie głównego odwadniania KWK Kazimierz – Juliusz, co opisano w rozdziale 9.

## 8. OBLICZENIA SPRAWDZAJĄCE UKŁADU Z TARCZĄ ODCIĄŻAJĄCĄ O ZAŁOŻONYCH GŁÓWNYCH WYMIARACH

Po wyborze typu konstrukcji tarczy odciążającej z podatnym pierścieniem ślizgowym lub oporowym należy przeprowadzić obliczenia mające na celu ustalenie lub sprawdzenie jej podstawowych wymiarów przy założonej sile osiowej  $F$  i strumieniu  $q_{odc}$ .

Przy zbyt małych wartościach  $q_{odc}$  można by się obawiać skokowej zmiany charakteru przepływu odśrodkowego w szczelinie poprzecznej z laminarnego na graniczny lub mieszany. W badaniach laboratoryjnych, wdrożeniowych i eksploatacyjnych zjawisko takie nie wystąpiło. Jednak trudno określić wartość minimalnego strumienia  $q_{odc}$ , przy którym jest jeszcze tarcie płynne w szczelinie poprzecznej bez przycierania zagrażającego nadmiernym zużyciem pierścieni ślizgowego i oporowego. Niewątpliwie w zjawisku tym istotną rolę odgrywa odpowiedni dobór pary materiałów na pierścieniu.

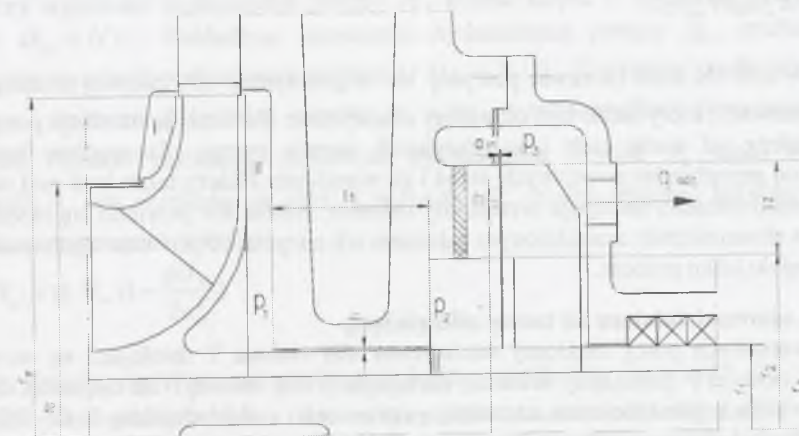
Obserwacje eksploatacyjne pompy DET300/2 (ponad 30000 godzin) i pompy OW-250/4 (ponad 2000 godzin pracy) wykazały, że zespoły tarcz odciążających mogą pracować przy  $q_{odc} = 0,5\% Q_n$ . Taką wartość  $q_{odc}$  przyjęto w przykładzie liczbowym przedstawionym w tym rozdziale. Przy takim strumieniu  $q_{odc} = 0,5\% Q_n$  łączne straty wolumetryczne i tarcia będą niewątpliwie zbliżone do najmniejszych możliwych.

W rozdziale przedstawiono algorytm obliczeń i przykład liczbowy dla tarczy z podatnym pierścieniem oporowym, skonstruowanej wg opisu [50].

### 8.1. Założenia do obliczeń konstrukcyjnych tarczy odciążającej

Szkic tarczy odciążającej z podstawowymi wymiarami potrzebnymi do obliczeń konstrukcyjnych przedstawiono na rys. 8.1.

Przedmiotem prac konstrukcyjnych, wdrożeniowych i badań eksploatacyjnych była tarcza odciążająca zaopatrzona w podatny pierścień oporowy jak na rys. 9.7, zastosowana w pompie OW-250.



Rys. 8.1. Szkic tarczy odciążającej z podstawowymi wymiarami potrzebnymi do obliczeń konstrukcyjnych  
Fig. 8.1. Draft showing a balance disk with fundamental dimensions needed for structural calculations

Przed przystąpieniem do projektowania zespołu tarczy odciążającej, należy dysponować projektem części przepływowej pompy, z której wynikają: średnica wału, linia ugięcia wału, średnica piasty  $d_p = 2r_1$ , będąca średnicą szczeliny wzdłużnej przed tarczą odciążającą, jej



długość  $l_1$  i szerokość  $h$ . Z linii ugięcia wału wynika bicie czołowe tarczy o przyjętej średnicy, osadzonej w określonym punkcie wału. Projektowana tarcza odciążająca z podanym pierścieniem może być przeznaczona do istniejącej konstrukcji pompy odśrodkowej wielostopniowej lub do nowo skonstruowanej np. wg wytycznych zawartych w podręcznikach [13], [27], [76], [90], [119], jak też w artykule [78].

W celu przeprowadzenia obliczeń konstrukcyjnych tarczy odciążającej należy określić siłę osiową  $T$  działającą na zespół wirujący pompy.

## 8.2. Siła osiowa w pompie odśrodkowej wielostopniowej

W stopniu pomp odśrodkowych wielostopniowych np. głównego odwadniania kopalń siła osiowa działająca na wirnik osiąga wartości 10 do 40 kN. W małych i średnich pompach do zasilania kotłów parowych siła w stopniu wynosi 25 do 80 kN, a w największych takich pompach do bloków 660 do 800 (1000) MW może osiągać nawet 400 do 500 kN/stopień.

Dokładne obliczenie siły osiowej z możliwością sprawdzenia jej wartości poprzez pomiar jest koniecznym warunkiem umożliwiającym wdrożenie konstrukcji tarczy odciążającej o proponowanym rozwiązaniu. Zredukowanie nadwyżki ciśnienia przed tarczą nad ciśnieniem w króćcu tłocznym pompy do niezbędnego minimum powoduje, że nieduży błąd w określeniu średnic tarczy może się skończyć jej awarią. Istotna jest też prognoza zmian, a szczególnie wzrostu siły osiowej  $T$  na skutek zużycia eksploatacyjnego pompy.

### 8.2.1. Siła osiowa działająca na wirniki pompy

Obliczeniom siły osiowej działającej na wirnik pompy odśrodkowej jest poświęcona obszerna literatura, np.: [26], [93], [122]. Siła osiowa działająca na wirnik zależy od wielu czynników. W uproszczeniu można przyjąć, że siła osiowa jest proporcjonalna do wysokości podnoszenia stopnia pompy  $H_{st}$  oraz do powierzchni czołowej  $A_0$  wlotu wirnika, a dla wszystkich wirników może być określona wzorem (1.4) (w niniejszym rozdziale podano wzory potrzebne do obliczeń wybranej konstrukcji tarczy i przyjęto ich kolejną numerację, w tym też przytoczonych z poprzednich rozdziałów):

$$T = X_w^* A_0 i H_{st} \rho g, \quad (8.1)$$

gdzie:

$X_w^* = 0,65$  do  $0,95$  (a nawet powyżej 1) – współczynnik siły osiowej wirnika pompy proporcjonalności, który może być określony empirycznie dla danej konstrukcji pompy. Jego wartość zależy od wielu cech konstrukcyjnych stopnia pompy. Szczególnie istotna jest zależność od przepływów powrotnych przed i za wirnikiem. Należy także brać pod uwagę, że w miarę erozji szczelin następuje wzrost siły osiowej. Jednak nie powinno się eksploatować pomp poza ekonomicznie uzasadnionym zakresem ich zużycia, co powinno ograniczać wzrost siły osiowej do kilku procent.

### 8.2.2. Siła osiowa działająca na tarczę odciążającą.

W warunkach pracy ustalonej sumaryczna siła osiowa  $T$  działająca na wirniki jest równa sile osiowej  $F$  działającej na tarczę odciążającą. Siłę osiową  $F$  od ciśnienia, działającą na tarczę mającą płaskościenną szczelinę poprzeczną, z dokładnością 1 do 2% można obliczyć dla przepływu turbulentnego wzorem (5.19) lub dla przepływu laminarnego wzorem (5.10):

$$F = F_c + p_2 A_2 - p_3 (A_c + A_3) = \Delta p_2 [A_2 + 0,5 A_c - 0,5 A_c (\Theta + \frac{2}{3} \Lambda)], \quad (8.2)$$

w którym:  $A_2 = \pi(r_2^2 - r_1^2)$  – powierzchnia wewnętrzna tarczy,

$A_c = \pi(r_3^2 - r_2^2) = 2\pi r_m l_2$  – powierzchnia pierścienia,

$\Lambda = (r_3 - r_2)/(r_3 + r_2) = l_2 / d_m$ , – stosunek długości  $l_2 = (r_3 - r_2)$  do średniej średnicy  $d_m = 2r_m = (r_3 + r_2)$  szczeliny poprzecznej.

Kąt dyfuzorowości szczeliny poprzecznej  $\Theta = 0$ , ponieważ założono odpowiednio dużą sztywność tarczy.

W przypadku gdy dysponujemy egzemplarzem pompy, w którym modernizujemy zespół odciążenia, to dla sprawdzenia wartości rzeczywiście występującej siły osiowej należy zmierzyć ciśnienie pod tarczą, najlepiej w całym zakresie wydajności pompy:  $p_2(Q)$ .

Typowe tarcze odciążające są konstruowane przy dużym współczynniku rezerwy ich średnicy zewnętrznej  $d_3$ , gdyż przyjmuje się, że spadek ciśnienia w szczelinie wzdłużnej  $\Delta p_1 = p_1 - p_2$  stanowi 40% do 50% całkowitego spadku ciśnienia  $\Delta p = p_1 - p_3$  w szczelinach tego węzła konstrukcyjnego. Należy też założyć lub obliczyć ciśnienie  $p_3$ . Ponieważ założono  $q_{odc} \approx 0,5\% Q_n$ , więc przy wypływie z kadłuba odciążenia do otoczenia  $p_3 = p_{ot}$ , a przy skierowaniu wypływu do rurociągu napływowego  $p_3 = p_n$ . Nie powinno się kierować wypływu z odciążenia do rurociągu ssawnego pompy, gdyż obniżanie ciśnienia w komorze odciążenia za tarczą jest niekorzystne, bo może sprzyjać wystąpieniu zjawiska kawitacji w szczelinie poprzecznej.

### 8.2.3. Obliczenie ciśnienia $p_2$ pod tarczą

Ze wzoru (8.2) wynika, że istotną wartością konieczną do obliczeń konstrukcyjnych tarczy odciążającej z podanym pierścieniem ślizgowym lub oporowym jest ciśnienie  $p_2$  pod tarczą. Mając dokumentację techniczną stopnia pompy można je obliczyć po założeniu geometrii szczeliny wzdłużnej.

Konstruując tarczę odciążającą zwykle zakładamy liczby stopni, o jakich pompa z taką tarczą będzie produkowana. Ponieważ ciśnienie w króćcu tłocznym  $p_t$  jest niezależnie od liczby stopni pompy wyższe od ciśnienia  $p_1$  o tę samą wartość, więc jej względny wpływ na nośność tarczy będzie największy w pompie o najmniejszej liczbie stopni.

Przy wysokości podnoszenia pompy  $H$ , liczbie stopni  $i$ , wysokość podnoszenia ze stopnia  $H_{st} = H/i$ . Zakładając sprawność hydrauliczną pompy  $\eta_h$ , można obliczyć teoretyczną wysokość podnoszenia ze stopnia:  $H_{th} = H/\eta_h$ . Z przyjętej prędkości obrotowej pompy  $n$ , zewnętrznej średnicy wirnika  $d_w = 2r_w$ , wynika prędkość obwodowa  $u_w = \omega r_w = \pi d_w n / 60$ . Ponadto zakładając sprawność hydrauliczną wirnika  $\eta_h$  nieco większą niż sprawność  $\eta_h$  lub określając ją jako  $\eta_h = (1 + \eta_h) / 2$ , można obliczyć przyrost wysokości ciśnienia statycznego w wirniku:

$$H_p = \eta_h H_{th} (1 - \frac{g H_{th}}{2 u_w^2}) \quad (8.3)$$

Przyjmując, że ciecz za wirnikiem wiruje z prędkością  $\omega_c = \omega/2$  (ze względu na dośrodkowy kierunek przepływu takie założenie jest uzasadnione), można obliczyć przyrost ciśnienia między króćcem ssawnym a wlotem do szczeliny wzdłużnej przed tarczą. Ciśnienie  $p_1$  przed szczeliną wzdłużną określa wzór:

$$p_1 = p_s + \rho g [(i-1) H_{st} + H_p - \frac{\omega^2}{8g} (r_w^2 - r_1^2)] \quad (8.4)$$



Średnia prędkość przepływu przez szczelinę wzdłużną  $v_1 = \frac{q_{odc}}{2\pi r_1 h}$ . Liczba Reynoldsa w przepływie w kierunku osiowym (przepływie Poiseuille'a) wynosi:

$$Re_p = \frac{2\rho v_1 h}{\mu} \quad (8.5)$$

Zakładając przepływ o charakterze przejściowym lub burzliwym do obliczenia spadku ciśnienia w szczelinie wzdłużnej można zastosować wzór Darcy'ego - Weisbacha:

$$\Delta p_{sz1} = \frac{\lambda_1 l_1}{2h} \frac{\rho v_1^2}{2} = \frac{\lambda_1 l_1}{2h} \frac{\rho q_{odc}^2}{2(2\pi r_1 h)^2} \quad (8.6)$$

Dla takiego przepływu zwykle przyjmuje się współczynnik oporu ciągłego  $l_1 = 0,04$  [25], [70], [122]. Przy długiej szczelinie wzdłużnej, dla której  $l_2/h \geq 700$ , można stratę wlotową pominąć, a wówczas  $\Delta p_1 = \Delta p_{sz1}$ . W rezultacie obliczeniowa wartość ciśnienia pod tarczą wyniesie:

$$p_2 = p_1 - \Delta p_1$$

### 8.3. Geometria szczeliny poprzecznej

Geometria płaskościenną szczeliny poprzecznej, pokazanej na rys.3.3, między pierścieniami ślizgowym i oporowym tarczy odciążającej, wynika z dynamiki przepływu cieczy a zarazem jest konieczna do rozwiązania równań ruchu tego przepływu. Można rozpatrzeć geometrię szczeliny w stanie chwilowej równowagi sił i momentów.

Obok średnic wewnętrznej  $d_2 = 2r_2$  i zewnętrznej  $d_3 = 2r_3$  podstawowym wymiarem jest średnia szerokość  $a_m$  szczeliny.

Kształt szczeliny poprzecznej ustala się między wirującym z prędkością kątową  $\omega$  pierścieniem ślizgowym, przechylonym o kąt  $\alpha_s$ , mierzonym w płaszczyźnie  $Oxz$  a pierścieniem oporowym, odchylanym przez moment  $M$  od ciśnienia w szczelinie o kąt  $\alpha_0$ . Wektor momentu  $M$  działa w płaszczyźnie obróconej o kąt  $\varphi_M$  od płaszczyzny symetrii szczeliny, w której występuje  $a_{min}$  i  $a_{max}$  i w której określamy jej zbieżność  $\Delta\alpha$ . Wartość momentu i płaszczyzna jego działania wynika z dynamiki przepływu przez szczelinę. Z niej też wynika kąt  $\varphi_m$  między płaszczyzną symetrii szczeliny a płaszczyzną  $Oxz$ .

#### 8.3.1. Zbieżność szczeliny i warunek pracy bezstykowej pierścieni

Z rysunku.3.3 wynika, że  $\varphi_m + \varphi_M + \varphi_0 = \frac{\pi}{2}$ . Przy znanych kątach przechyłu  $\alpha_s$  i  $\alpha_0$  kąt  $\varphi_m$  obrotu płaszczyzny symetrii szczeliny można wyrazić przez kąt  $\varphi_0$  między osiami przechyłów pierścieni. W rezultacie:

$$\arctg \frac{\alpha_s \sin \varphi_0}{\alpha_s - \alpha_0 \cos \varphi_0} + \varphi_M + \varphi_0 = \frac{\pi}{2} \quad (8.7)$$

Przy założonym kącie przechyłu  $\alpha_s$  pierścienia ślizgowego oraz kącie przechyłu  $\alpha_0$  pierścienia oporowego znajomość kąta  $\varphi_M$  pozwala równaniem (8.7) określić metodą prób kąt  $\varphi_0$ . Znajomość tych kątów pozwala określić zbieżność  $\Delta\alpha$  szczeliny, określaną w płaszczyźnie jej symetrii, czyli obróconej o kąt  $\varphi_m$  względem płaszczyzny  $Oxz$ , ze wzoru:

$$\Delta\alpha = \alpha_s [\cos \varphi_m - \frac{1}{\kappa} \cos(\varphi_0 + \varphi_m)] \quad (8.8)$$

Warunkiem braku styku ścianek szczeliny, czyli pracy przy tarcu płynnym, jest  $a_{min} > 0$  lub  $a_{max} < 2a_m$ , z czego wynika dopuszczalna zbieżność szczeliny  $\Delta\alpha < a_m / r_3$ , stąd zaś:

$$a_m > \Delta\alpha r_3 \quad (8.9)$$

Do opisu geometrii szczeliny poprzecznej konieczne jest rozwiązanie równań ruchu i ciągłości przepływu.

## 8.4. Przepływ przez szczelinę poprzeczną

### 8.4.1. Obliczenie średniej szerokości szczeliny poprzecznej

Zakładając wartości: promienie  $r_2$  i  $r_3$ , strumień  $q_{odc}$  oraz spadek ciśnienia  $\Delta p_2 = p_2 - p_3$ , można z zadowalającą dokładnością obliczyć średnią szerokość szczeliny:

a) Wyrażając spadek ciśnienia w szczelinie poprzecznej przez równanie (4.11), do którego podstawiając zależności określone wzorami (4.12) do (4.15) oraz  $\Delta p_{wyl} \equiv 0$  otrzymuje się:

$$\Delta p_2 = \rho \left[ (1 + \zeta) \left( \frac{r_2}{r_3} \right)^2 \frac{v_m^2}{2} + \lambda_2 \frac{l_2}{2a_m} \frac{v_m^2}{2} - \Omega^2 \frac{\omega^2}{2} (r_3^2 - r_2^2) - \frac{v_m^2}{2} r_m^2 \left( \frac{1}{r_2^2} - \frac{1}{r_3^2} \right) \right], \quad (8.10)$$

uwzględniając, że:  $v_m = q_{odc} / 2\pi r_m a_m$  oraz, że  $Re_p = v_m 2a_m / \nu = \frac{q_{odc}}{\pi r_m \nu}$

oraz przyjmując tarczę z pierścieniem ślizgowym, połączonym z nią warstwą elastomeru, dla której współczynnik straty ciągłej określa wzór (4.19a):

$$\lambda_2' = \frac{100,74}{Re_p^{0,84333}} \quad (8.11)$$

można z równania (8.10) iteracyjnie obliczyć średnią szerokość szczeliny poprzecznej  $a_m$ .

b) Wstępne przybliżone obliczenia można przeprowadzić zakładając, że przy małych szerokościach szczeliny poprzecznej i laminarnym przepływie  $\frac{\lambda_2 l_2}{2a_m} \gg \zeta$  dominującym udziałem jest spadek ciśnienia spowodowany oporem na długości szczeliny, czyli:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{sz2} = \rho \frac{\lambda_2 l_2}{2a_m} \frac{v_m^2}{2} = \rho \frac{\lambda_2 l_2}{2a_m} \frac{q_{odc}^2}{2(2\pi r_m a_m)^2} \quad (8.6a)$$

Współczynnik oporu ciągłego dla przepływu laminarnego przez szczelinę poprzeczną o stałej szerokości można wstępnie przyjąć:  $\lambda_2 = 96 / Re_p$ . Prędkość średnia  $v_m$  jest zdefiniowana wzorem jak w punkcie a). Po podstawieniach do wzoru (8.6a) można obliczyć średnią szerokość szczeliny poprzecznej:

$$a_m = \sqrt[3]{\frac{6\mu l_2 q_{odc}}{\pi r_m \Delta p_{sz2}}} \quad (8.12)$$



Szerokość szczeliny poprzecznej obliczona wzorem (8.12) będzie mniejsza od określonej z zależności (8.10).

c) Można też metodą iteracji obliczyć szerokość szczeliny poprzecznej  $a_m$  korzystając z uproszczonej zależności (8.6a), lecz podstawiając wartość współczynnika oporu ciągłego  $\lambda_2$  ze wzoru (4.19a).

Tak obliczona szerokość szczeliny poprzecznej dla tarczy z pierścieniem ślizgowym, połączonym z nią warstwą elastomeru będzie bliższa wartości obliczonej pierwszym sposobem i od niej większa.

#### 8.4.2. Siła i moment od ciśnienia w szczelinie poprzecznej

Zakładając geometrię szczeliny, charakter przepływu przez szczelinę oraz parametry cieczy przed i za szczeliną, można z równań ruchu i ciągłości obliczyć pole ciśnienia, siłę osiową i składowe momentu od ciśnienia w szczelinie. Z algorytmu dla przepływu laminarnego, zawartego w artykule [49] i cytowanego w rozdziale 2, przytoczono poniżej potrzebne wzory.

Układ współrzędnych  $r\varphi$  obracamy o kąt  $\varphi_m$  tak, by płaszczyzna symetrii szczeliny była w początku układu. Dzielimy obwód na  $j=1$  do  $K$  tak, by  $K\Delta\varphi=2\pi$ . Długość szczeliny  $l_2 = r_3 - r_2$  dzielimy na  $i=1$  do  $N$  odcinków o długości  $\Delta r$ . W rezultacie otrzymuje się  $K \cdot N$  elementarnych pól o współrzędnych:

$$\varphi_j = j\Delta\varphi + \Delta\varphi/2 \quad \text{oraz} \quad r_i = r_1 + i\Delta r$$

Przy podanych w artykule [49] uproszczeniach ciśnienie w punkcie określonym przez kąt  $\varphi_j$  oraz promień  $r_i$  można obliczyć równaniem różnicowym (2.11a):

$$p(\varphi_j, r_i) = \frac{p_{j+1} + p_{j-1}}{2} + \frac{4b_j^3 r_i^3 + 9a_m b_j^2 r_i^2 + 6a_m^2 b_j r_i + a_m^3}{(a_m + b_j r_i)^3} \frac{\Delta r}{r_i} \frac{p_{j+1} - p_{j-1}}{4} + \frac{c_j r_i \Delta r^2}{2(a_m + b_j r_i)^3} \quad (8.13)$$

w którym:  $b_j = \Delta\alpha \cos \varphi_j$ ,

$$c_j = 6\mu\omega\Delta\alpha \sin \varphi_j$$

Następnie obliczono sumy iloczynów stanowiących siły od ciśnienia działające na wycinki pierścienia:

$$F_j = \sum_{i=1}^N p(r_i, \varphi_j) r_i \Delta\varphi \Delta r$$

Pozwala to na wyznaczenie wzorem (2.17a) siły osiowej, działającej na jego całą powierzchnię czołową:

$$F_0 = \sum_{j=0}^K F_j \quad (8.14)$$

Współczynnik siły osiowej pierścienia obliczono wzorem (2.22):

$$X_0 = [F_0 - p_3\pi(r_3^2 - r_2^2)] / [(p_2 - p_3)\pi(r_3^2 - r_2^2)] \quad (8.15)$$

Podobnie w przypadku momentów. Oblicza się kolejne sumy iloczynów:

$$M_j = \sum_{i=1}^N p(r_i, \varphi_j) r_i^2 \Delta r \Delta\varphi$$

a następnie wzorami (2.18a) i (2.19a) rzuty wektora momentu na osie współrzędnych:

$$M_x = \sum_{j=1}^K M_j \sin(\varphi_j) \quad (8.16)$$

$$M_y = -\sum_{j=1}^K M_j \cos(\varphi_j)$$

Moment  $M$ , działający na pierścień ślizgowy, określa wzór (2.20):

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (8.17)$$

Kąt między kierunkiem działania wektora momentu  $M$  a osią symetrii szczeliny (2.21):

$$\varphi_M = \arctg \frac{M_y}{M_x} \quad (8.18)$$

Przyjęto, że nie obciążony podatny pierścień oporowy jest prostopadły do osi  $Oz$ , a pod działaniem momentu  $M$  przechylił się o założony kąt  $\alpha_0 = \frac{M}{k}$ .

Obliczając momenty  $M$  i kąty  $\varphi_M$  w przyjętym zakresie zbieżności szczeliny  $\Delta\alpha$ , znajdujemy zależności  $M(\Delta\alpha)$  oraz  $\varphi_M(\Delta\alpha)$ . Mając określony moment  $M$  działający na pierścień podatny można obliczyć kąt jego odchylenia  $\alpha_0$  i na podstawie zależności geometrycznych obliczyć pozostałe kąty.

#### 8.5. Naprężenia ściskające w elastomerze mocującym pierścień oporowy

Ograniczenie obciążenia pierścienia oporowego siłą od ciśnienia w szczelinie poprzecznej wynika z dopuszczalnego naprężenia ściskającego warstwę elastomeru. Przy odciążeniu siły od ciśnienia działającej na pierścieniu (jak na rys.8.3), średnica pierścienia wewnętrznego  $d_{el} = 2r_{el}$  powinna spełniać warunek:

$$r_{el} = \sqrt{\frac{p_2 r_2^2 + p_m (r_3^2 - r_2^2) - k_c r_3^2}{p_2 - k_c}} \quad (8.19)$$

gdzie:

$p_m = \frac{p_2 + p_1}{2}$  - ciśnienie średnie w szczelinie, które można dokładniej określić na podstawie wymiarów szczeliny i siły osiowej  $F_0$  obliczonej wzorem (8.14),  
 $k_c$  - dopuszczalne naprężenie ściskające w elastomerze.

W zależności od rodzaju elastomeru przyjmuje się  $k_c = 0,5 + 1,2MPa$  [28].

Na obciążenie stałe nakłada się obciążenie zmęczeniowe elastomeru. Skutki tego istotnie zależą od amplitudy i częstotliwości obciążenia. Wartości dopuszczalnego naprężenia ściskającego przyjęto z odpowiednią rezerwą, ponieważ należy też uwzględnić naprężenia spowodowane momentem od ciśnienia w szczelinie. Częstotliwość zmian tych naprężeń w elastomerze odpowiada częstotliwości obrotów, a amplituda zależy od bicia czołowego.

#### 8.6. Analiza częstotliwościowa drgań pierścienia oporowego

Podatny pierścień oporowy jest w zależności od współczynnika tłumienia elementem inercyjnym, mogącym mieć właściwości oscylacyjne.

Założono, że na oporowy pierścień podatny działa moment  $M$  o sinusoidalnym przebiegu.

Amplitudową charakterystykę częstotliwościową drgań kątowych pierścienia oporowego, wymuszonych jednostkowym momentem  $M=1Nm$ , określa wzór (3.8) [60]:



$$\Delta\alpha(f, \omega)_{M=1} = \frac{\frac{1}{f}}{\sqrt{(\omega^2 - \omega_0^2)^2 + (2f\omega)^2}} = \frac{\frac{1}{f}}{\sqrt{(\omega^2 - \omega_0^2)^2 + (\frac{c}{J}\omega)^2}} \quad (8.20)$$

Przesunięcie fazowe określa wzór (3.9):

$$\beta(f, \omega) = -\arctg \frac{2f\omega}{\omega^2 - \omega_0^2} \quad (8.21)$$

Częstotliwość rezonansową definiuje wzór (3.10):

$$\omega_r = \omega_0 \sqrt{1 - 2(\frac{f}{\omega_0})^2} \quad (8.22)$$

We wzorach (8.20), (8.21), (8.22) podstawiono:  $f = c/2J$ ,  $\omega_0 = \frac{1}{T} = \sqrt{\frac{k}{J}}$ , ( $\omega_0 = \frac{1}{T}$  - częstotliwość drgań własnych = odwrotności stałej czasowej elementu dynamicznego), gdzie:  $c$  - współczynnik tłumienia mocowania i ośrodka pierścienia, Nms/rad,  $k$  - współczynnik sprężystości kątowej podatnego podparcia pierścienia oporowego, Nm/rad,  $J$  - moduł bezwładności względem osi poprzecznej,  $\text{kgm}^2$ .

Warunek pracy bezstykowej, czyli przy tarczu płynnym pierścieni ślizgowego i oporowego, opisanego nierównością (8.9), będzie spełniony, gdy:

- częstotliwość siły lub momentu wymuszającego jest znacznie niższa od częstotliwości rezonansowej,
- opóźnienie fazowe jest zbliżone do zera.

## 8.7. Przykład obliczeniowy konstrukcji tarczy z podatnym pierścieniem oporowym

Na rysunku 9.7 przedstawiono konstrukcję zespołu tarczy odciążającej zastosowanego w pompie OW-250/4 i poddanego w ramach zrealizowanego projektu badaniom wdrożeniowym i eksploatacyjnym [57]. Taki węzeł konstrukcyjny jest zarazem przedmiotem niniejszego przykładu obliczeniowego. Przykład ten podobnie jak w rozdziale 6 p.6 dotyczy też pompy OW-250 czterostopniowej. Przykłady różnią się głównie parametrami pracy tej pompy. W poprzednim rozdziale przyjęto punkt pracy przy nominalnych parametrach, a niniejszy przykład dotyczy punktu pracy, jaki się ustalił w warunkach eksploatacyjnych w układzie głównego odwadniania w kopalni (przy całkowicie otwartej zasuwie).

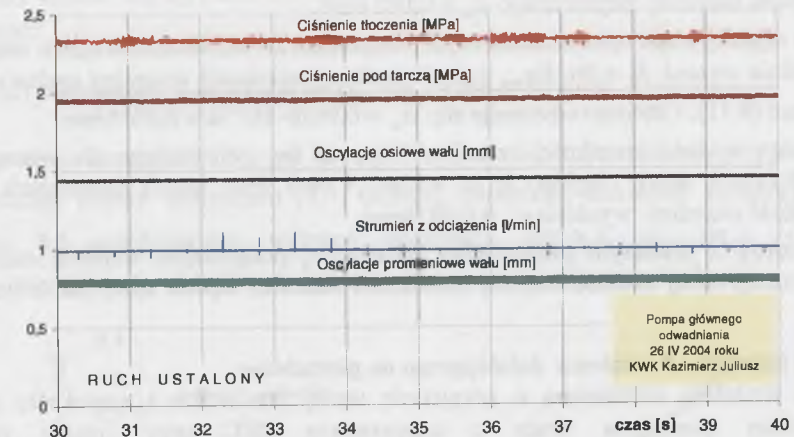
Zastosowany w pompie OW-250/4 zespół tarczy odciążającej z podatnym pierścieniem oporowym ma średnicę zewnętrzną  $d_3 = 2r_3 = 340\text{mm}$  oraz średnicę wewnętrzną  $d_2 = 2r_2 = 255\text{mm}$ . Podatnie osadzony pierścień oporowy przy braku obciążenia jest prostopadły do osi głównej. Współczynnik sprężystości podatnego mocowania (warstwy elastomeru) pierścienia oporowego  $k = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Nm/rad}$ . Moment bezwładności pierścienia oporowego względem osi poprzecznej  $J = 0,109\text{kgm}^2$ .

Pompa pracuje przy wydajności  $Q = 630\text{m}^3/\text{godz}$  i ciśnieniach w króćcach ssawnym  $p_s = -0,045\text{MPa}$  a tłocznym  $p_t = 2,33\text{MPa}$ , co odpowiada wysokości podnoszenia pompy  $H = 242,6\text{m}$ . Znajomość tych wartości pozwala na obliczenie siły osiowej  $F = T$ . Jej obliczenia zamieszczono w następnym punkcie.

### 8.7.1. Siła osiowa

Zarejestrowane i pokazane na rys.8.2 ciśnienie pod tarczą z podatnym pierścieniem oporowym wynosiło  $p_2 = 1,935\text{MPa} = \Delta p_2$ . Ciśnienie  $p_3$  było praktycznie równe ciśnieniu otoczenia. Powierzchnie czołowe tarczy:  $A_2 = 0,0356\text{m}^2$ ,  $A_c = 0,0397\text{m}^2$ . Obliczona ze wzoru (8.2) siła osiowa od ciśnienia działającego na tarczę wynosi:  $F = T = 107517\text{N}$ . Z tego wynika siła działająca na jeden wirnik  $F_{st} = F/4 = 26879\text{N}$ .

Ponieważ powierzchnia  $A_0 = \pi(r_0^2 - r_1^2) = \pi(0,1425^2 - 0,07^2) = 0,048376\text{m}^2$ , to w punkcie pracy pompy obliczony wzorem (8.1) współczynnik  $X_w^* = 0,928$ , czyli ma wartość około 30% większą niż wynikająca z podstawowych obliczeń, w których przyjmuje się średnią prędkość obwodową cieczy między tarczami wirnika a ściankami kadłubów równą połowie prędkości obwodowej ścianki tarczy wirnika.



Rys. 8.2. Zarejestrowane parametry pracy pompy OW-250/4 z tarczą odciążającą, mającą podatny pierścień oporowy [57]

Fig. 8.2. Recorded operational parameters of an OW-250/4 pump with a balance disk provided with a flexible thrust ring [57]

### 8.7.2. Obliczenie ciśnienia $p_2$ przed tarczą

W przypadku braku wyników pomiarów, ciśnienie  $p_2$  przed tarczą należy obliczyć na podstawie dokumentacji technicznej i parametrów punktu pracy pompy.

#### 8.7.2.1. Ciśnienie $p_1$ na wlocie do szczeliny wzdłużnej przed tarczą odciążającą

Dla wirnika pompy OW-250 m, mającego średnicę zewnętrzną  $d_w = 494\text{mm}$ , prędkość obrotową  $n = 1480\text{obr/min}$ , czyli prędkość kątową  $\omega = 154,9\text{s}^{-1}$ , wylotową szerokość kanału wirnika  $b_w = 22\text{mm}$ , kąt wylotowy  $\beta_w = 27^\circ$ , grubość łopatki  $s = 6\text{mm}$ , przy wydajności pompy  $Q = 620\text{m}^3/\text{godz}$  i wysokości podnoszenia  $H = 242,6\text{m}$ , obliczona wzorem (8.3) wysokość przyrostu ciśnienia statycznego wynosi  $H_p = 47,36\text{m}$ . Ze wzoru (8.4) ciśnienie przed szczeliną wzdłużną wynosi  $p_1 = 2,03\text{MPa}$ .

#### 8.7.2.2. Spadek ciśnienia w szczelinie wzdłużnej

Założono strumień przepływu przez zespół odciążenia  $q_{odc} = 3\text{m}^3/\text{godz}$ , co stanowi 0,6%  $Q_n$ , a w punkcie pracy poniżej 0,5%  $Q_n$ . Szczelina wzdłużna ma średnicę  $d_1 = 2r_1 = 0,14\text{m}$ , długość  $l_1 = 0,215\text{m}$  i średnią szerokość  $h = 0,43 \cdot 10^{-3}\text{m}$ .



Średnia prędkość przepływu przez szczelinę wzdłużną wynosi:  $v_1 = q_{odc} / \pi d_1 h = 4,41 \text{ m/s}$ . Liczba Reynoldsa w tym przepływie  $Re_p = 3793$ , czyli jego charakter jest przejściowy. Można zastosować wzór (8.6) Darcy-Weisbacha, przyjmując współczynnik oporu ciągłego  $\lambda_1 = 0,04$ .

Po podstawieniu wartości liczbowych otrzymuje się spadek ciśnienia w szczelinie wzdłużnej  $\Delta p_1 = 0,097 \text{ MPa}$  oraz ciśnienie przed tarczą:  $p_2 = p_1 - \Delta p_1 = 1,933 \text{ MPa}$ .

Wartość ta jest zgodna ze zmierzoną i zarejestrowaną na rys.8.2 z dokładnością odpowiadającą klasie pomiaru. Ciśnienie  $p_2$  pod tarczą jest zarazem wynikiem stanu równowagi między siłą T działającą na zespół wirujący pompy a siłą  $F=T$  od ciśnienia działającego na tarczę odciążającą.

### 8.7.3. Średnia szerokość szczeliny poprzecznej

a) Znając wartości  $q_{odc}$ ,  $\Delta p_2 = p_2 - p_3$ ,  $r_m, l_2$ , można z równania (8.10) oraz kolejnych podanych w punkcie 8.4.a wzorów obliczyć metodą podstawień i iteracji średnią szerokość szczeliny poprzecznej:  $a_m = 0,081 \text{ mm}$ .

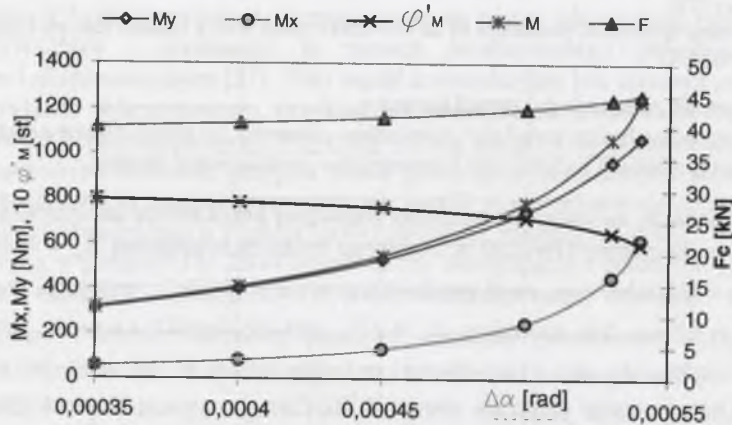
b) Stosując najdalej idące uproszczenia, czyli przyjmując, że współczynnik oporu ciągłego w szczelinie wynosi  $\lambda_2 = 96 / Re_p$ , wartość średniej szerokości szczeliny można obliczyć wzorem (8.11), z którego otrzymuje się:  $a_m = 0,0616 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0,0616 \text{ mm}$ .

c) Największą wartość szerokości szczeliny otrzyma się, podstawiając do wzoru (8.6a) współczynnik oporu ciągłego  $\lambda_2$  ze wzoru (4.19a). Przy takich założeniach średnia szerokość szczeliny wyniesie  $a_m = 0,0914 \text{ mm}$ .

Dla tarczy z podatnym pierścieniem oporowym, połączonym warstwą elastomeru, najbliższa rzeczywistej wartości średniej szerokości szczeliny będzie taka, jak obliczona w punkcie a).

### 8.7.4. Siła i moment od ciśnienia działającego na pierścieniu

Przez szczelinę poprzeczną o przyjętych wyżej średnicach i szerokości średniej  $a_m = 0,0914 \text{ mm}$  przepływa woda o temperaturze  $20^\circ \text{C}$  przy spadku ciśnienia  $p_2 - p_3 = 1,933 \text{ MPa}$ .



Rys. 8.3. Obliczone dla przykładu liczbowe przebiegi siły osiowej  $F = F_0$  składowe  $M_x$  i  $M_y$ , oraz moment  $M$  oraz kąt  $\varphi'_M$  działania wektora momentu w zależności od kąta zbieżności szczeliny poprzecznej  $\Delta\alpha$   
Fig. 8.3. Calculated changes of the axial force  $F = F_0$ , the components  $M_x$  and  $M_y$  as well as the momentum  $M$  and angle  $\varphi'_M$  concerning the operation of the momentum vector depending on the draft angle of the face clearance  $\Delta\alpha$

Wzorami przytoczonymi w punkcie 8.5 dla możliwych kątów zbieżności  $\Delta\alpha = 0$  do  $0,00055 \text{ rad}$  szczeliny poprzecznej obliczono: siłę osiową  $F(\Delta\alpha)$ , wartości składowych  $M_x(\Delta\alpha)$  i  $M_y(\Delta\alpha)$  oraz momentu  $M(\Delta\alpha)$  oraz kąt działania wektora momentu  $\varphi'_M(\Delta\alpha)$ . Przebiegi tych zależności przedstawiono na wykresie rys.8.3.

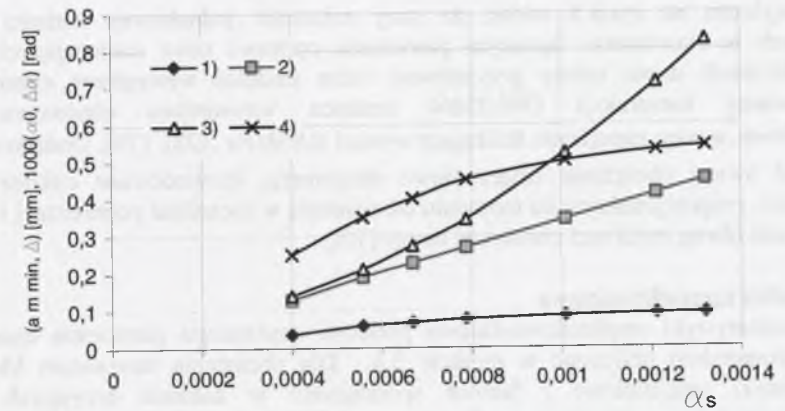
Składowa momentu  $M_y(\Delta\alpha)$ , przeciwdziałająca stykaniu się pierścieni, rośnie wraz ze wzrostem zbieżności  $\Delta\alpha$  szczeliny. Dodatkowym korzystnym efektem jest wzrost siły  $F(\Delta\alpha)$  wraz ze wzrostem kąta zbieżności szczeliny  $\Delta\alpha$ .

### 8.7.5. Charakterystyki statyczne podatnego pierścienia oporowego

Zakładając, że nie obciążony pierścień oporowy jest prostopadły do osi Oz, można dla różnych zbieżności  $\Delta\alpha$  szczeliny obliczyć jego kąty przechylenia  $\alpha_0 = M/k [\text{rad}]$ . Mając dane kąty  $\alpha_0, \Delta\alpha, \alpha_s, \varphi'_M$ , można z zależności (8.7) i (8.8) wyrugować kąty  $\alpha_s, \varphi'_m$  i otrzymać zależność:

$$\Delta\alpha = \alpha_0 \left\{ \sin(\varphi'_M + \varphi_0) [\sin \varphi_0 \operatorname{tg}(\varphi'_M + \varphi_0) + \cos \varphi_0] - \sin \varphi'_M \right\}$$

która pozwala iteracyjnie obliczać kąt  $\varphi_0$ . W rezultacie, mając opisaną geometrię szczeliny poprzecznej, można warunkiem (8.9) określić minimalną szerokość szczeliny  $a_{m,\min}$ . Na rysunku 8.4 przedstawiono wybrane zależności:  $\Delta\alpha(\alpha_s)$ ,  $a_{m,\min}(\alpha_s)$ ,  $\Delta(\alpha_s) = \alpha_s r_3$ ,  $\alpha_0(\alpha_s) = M(\Delta\alpha)/k$ , charakteryzujące pracę tarczy opisaną konstrukcją.



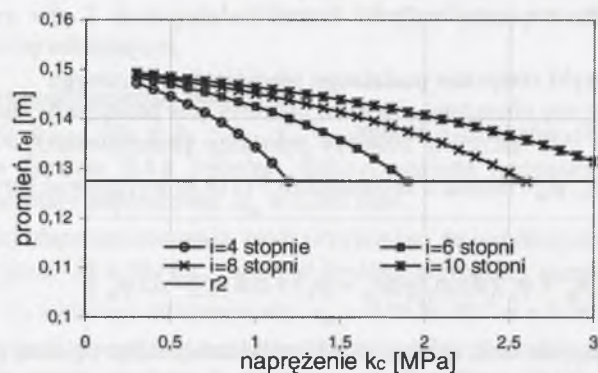
Rys. 8.4. Zależności: 1) minimalnej szerokości szczeliny-  $a_{m,\min}(\alpha_s)$ , 2) bicia czołowego pierścienia ślizgowego-  $\Delta(\alpha_s)$ , 3) odchylenia pierścienia oporowego  $\alpha_0(\alpha_s)$ , 4) kąta zbieżności szczeliny poprzecznej od kąta przechylenia pierścienia ślizgowego  $\alpha_s$   
Fig.8.4. Dependences of 1) the minimum width of the clearance  $a_{m,\min}(\alpha_s)$ , 2) the axial run-out of the slip-ring  $\Delta(\alpha_s)$ , 3) the deflection (inclination) of the thrust ring  $\alpha_0(\alpha_s)$ , 4) and the draft angle of the face clearance on the angle of inclination of the slip-ring  $\alpha_s$

Dzięki założonej podatności pierścienia do bicia czołowego ok.  $\Delta = 0,25 \text{ mm}$  pierścienie pracują bezstykowo, mimo że średnia szerokość szczeliny ma tylko  $a_m = 0,081 \text{ mm}$ .



### 8.7.6. Naprężenia w elemencie sprężystym

Wzorem (8.19) można obliczyć promień wewnętrzny warstwy elastomeru  $r_{el}$  lub traktując naprężenie w elastomerze  $k_c$  jako zmienną niezależną, można obliczyć zależności tego promienia od  $k_c$  i liczby stopni pompy:  $r_{el}(k_c, i)$ . Taką zależność dla niniejszego przykładu liczbowego przedstawiono na wykresie rys.8.5.



Rys. 8.5. Zależność naprężenia  $k_c$  w elastomerze od jego wewnętrznego promienia  $r_{el}$  dla danych z przykładu

Fig. 8.5. Dependence of the stress  $k_c$  in an elastomer on its internal radius  $r_{el}$  concerning the data quoted in the example

Z wykresu na rys.8.5 widać, że przy założeniu jednakowej wartości naprężeń ściskających w elastomerze łączącym pierścienie oporowe tarcz odciążających pomp o różnych liczbach stopni należy przyjmować różne średnice wewnętrzne elastomeru. W eksploatowanej konstrukcji OW-250/4 średnica wewnętrzna elastomeru wynosi  $r_{el} = 135,5\text{mm}$ , a więc naprężenie ściskające wynosi  $0,95\text{MPa}$ , [28], [79]. Dodatkowo należy wziąć pod uwagę obciążenie zmęczeniowe elastomeru, spowodowane cyklicznym jego obciążaniem, proporcjonalnym do momentu od ciśnienia w szczelinie poprzecznej i mającego częstotliwość równą prędkości obrotowej tarczy [10].

### 8.7.7. Analiza częstotliwościowa

Charakterystyki amplitudowo-fazowe podatnie osadzonego pierścienia oporowego o przyjętej konstrukcji obliczono w punkcie 3.4. Dla obciążenia momentem  $M=1066\text{Nm}$  charakterystyki amplitudowe i fazowe sporządzono w zakresie przyjętych wartości współczynnika  $c$  i przedstawiono graficznie na rys.3.5. Częstość drgań własnych podatnie osadzonego pierścienia oporowego wynosi  $\omega_0 = \sqrt{k/J} = 3709\text{ s}^{-1}$ . Ze wzorów i wykresu na rys.3.5 wynika, że element ma charakter inercyjny 2 stopnia, którego oscylacyjność pojawia się przy wartości współczynnika  $c < 500$ . Dla  $c > 500$  oraz  $\omega < 300\text{s}^{-1}$  amplituda drgań kątowych wynosi  $\Delta\alpha = 0,00071\text{rad}$ , a przesunięcie fazowe  $\beta \approx 0$ . Wówczas jest słuszny warunek pracy bezstykowej pierścieni, zdefiniowany wzorami (8.8) i (8.9).

### 8.8. Wnioski z obliczeń konstrukcyjnych

Obliczenia konstrukcyjne oparte na analizach teoretycznych [46], [58], badaniach laboratoryjnych [59] i pracach wdrożeniowych [57] wykazały możliwość zastosowania tarczy odciążającej z podatnym pierścieniem ślizgowym lub oporowym, mającej istotnie mniejszą średnicę zewnętrzną i pracującej przy znacznie mniejszej średniej szerokości szczeliny

poprzecznej niż dotychczas przyjmowana. Dzięki temu tarcza odciążająca staje się bardziej konkurencyjnym węzłem konstrukcyjnym w stosunku do innych sposobów równoważenia siły osiowej.

Przytoczony przykład obliczeniowy wykazuje, że zastosowanie tarczy odciążającej z pierścieniem oporowym podatnym pozwala na znaczne zmniejszenie koniecznych minimalnych strat objętościowych i tarcia w tym węźle konstrukcyjnym w porównaniu z takimi stratami w klasycznych konstrukcjach, co wynika ze znanych pozycji literaturowych [25], [76], [93], [109], [119].

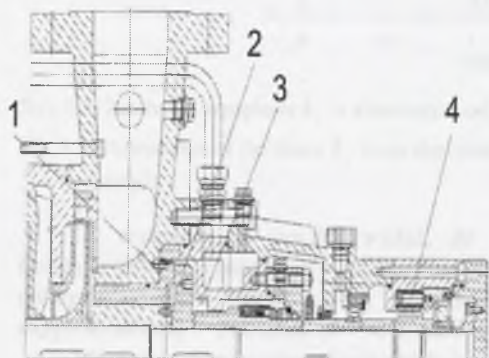
Obliczenia tarczy odciążającej z podatnym pierścieniem ślizgowym lub oporowym wymagają wdrożenia wyników prób przeprowadzonych na tym węźle konstrukcyjnym zaprojektowanym z pewną rezerwą. Szczególnie potrzebna jest wartość ciśnienia pod tarczą  $p_2(Q)$ , zmierzona w całym zakresie wydajności pompy. Również należy prognozować konsekwencje zużycia eksploatacyjnego pompy, np. wzrost siły osiowej. Dlatego należy brać pod uwagę sterowanie tym procesem np. przez odpowiedni dobór tworzyw konstrukcyjnych na pierścieniu i tuleje uszczelniające szyje wirników i międzystopniowe. Potrzebna duża ilość informacji oraz iteracyjnych obliczeń powoduje zasadność wdrożenia do procesu konstruowania systemu np. opisanego w pracy [83].



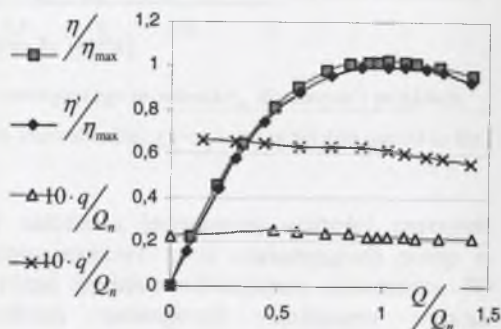
## 9. PRACE WDROŻENIOWE ORAZ BADANIA I OBSERWACJE EKSPLOATACYJNE

Prace realizowane w innym ośrodku i przedstawione w referacie [2] potwierdzają aktualność tematyki, której dotyczy niniejsza monografia. W referacie [2] przedstawiono konstrukcję pompy odśrodkowej wielostopniowej z tradycyjną konstrukcją bębna odciażającego i z zespołem tarczy odciażającej z samoustawnym pierścieniem oporowym, której zasadę działania opisano we wstępie rozdziału 7. Przytoczono wyniki pomiarów charakterystyk sprawności pompy dla obu przypadków. Pokazano też zmierzone wartości strumienia  $q = q_{odc}$  wypływu z zespołu odciażenia w tradycyjnej konstrukcji i w nowym rozwiązaniu.

Na rysunku 9.1 przedstawiono konstrukcję pompy z nowym węzłem konstrukcyjnym, na którym: 1 - samoustawny opierścień oporowy, 2 - sztywna tarcza odciażająca, 3 - komora za tarczą połączona z rurociągiem ssawnym pompy, 4 - sprężyste podparcie tocznego skośnego łożyska wzdłużnego [2]. Na rysunku 9.2 przedstawiono wyniki pomiarów charakterystyk tej pompy z dotychczasową i nową konstrukcją tego węzła [2].



Rys. 9.1. Konstrukcja pompy odśrodkowej wielostopniowej z zespołem tarczy odciażającej z samoustawnym pierścieniem oporowym [2]  
Fig. 9.1. Construction of a multi-stage centrifugal pump with a set of the balance disk with a self-assigning thrust ring [2]



Rys. 9.2. Bezwymiarowe charakterystyki sprawności pompy i strumienia wypływu z zespołu odciażenia typowej i nowej konstrukcji [2]  
Fig. 9.2. Dimensionless characteristics of efficiency of the pump and the flux of flowing out of the balance unit, provided with a typical balancing drum, as well as its new solution [2]

Autorzy nie przedstawiają wyników badań eksploatacyjnych pompy z tarczą odciażającą o konstrukcji pokazanej na rys. 9.1. Dopiero takie badania wyjaśnią, czy np. osad w szczelinie lub korozja współpracujących powierzchni cylindrycznych samoustawnego pierścienia i kadłuba, w którym pierścień jest podatnie osadzony, nie zwiększą nadmiernie oporów jego ruchu. Uzyskane zmniejszenie strat wolumetrycznych w zespole odciażenia przedstawiono przez porównanie ze stratami występującymi w przypadku zastosowania bębna odciażającego. Zastosowanie klasycznej tarczy odciażającej pozwala też na ograniczenie  $q_{odc}$  do ok. 2%.

Dalej przedstawiono wdrożone konstrukcje zespołów odciażenia sił osiowych w pompach odśrodkowych wielostopniowych, opracowane przez autora niniejszej monografii. Przedstawiono też wyniki pomiarów charakterystyk pomp z takimi węzłami konstrukcyjnymi. Straty wolumetryczne  $q_{odc}$  zostały w nich ograniczone do  $< 0,5\% Q_n$ . Było to możliwe przez wejście w strefę przepływów laminarnych w szczelinie poprzecznej zespołu tarczy

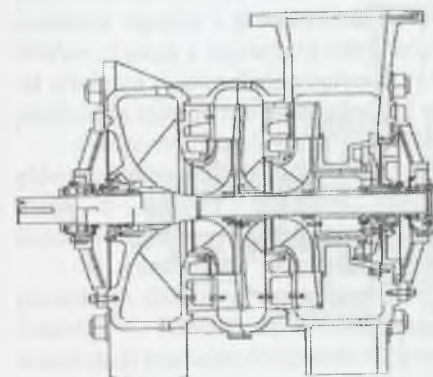
odciążającej. Jednakże istotniejsze od ograniczenia  $q_{odc}$  w nowej pompie jest spowolnienie wzrostu tego strumienia, spowodowanego eksploatacją pompy.

Opisane w niniejszej monografii prace wdrożeniowe i badania eksploatacyjne pomp odśrodkowych wielostopniowych z tarczą odciażającą pracującą w obszarze przepływów laminarnych miały na celu potwierdzenie możliwości praktycznych zastosowań takich rozwiązań. Istotą tych konstrukcji jest przyjęcie możliwie jak najmniejszej niezbędnej średnicy tarczy odciażającej. Wiąże się z tym zwiększenie udziału spadku ciśnienia w szczelinie poprzecznej, a więc zredukowanie spadku ciśnienia w szczelinie wzdłużnej oraz zmniejszenie szerokości szczeliny poprzecznej i strumienia wypływu z zespołu odciażenia. Zachowanie tarcia płynnego w szczelinie poprzecznej mimo zmniejszonej jej szerokości średniej wymaga zwiększenia precyzji wykonania maszyny albo zastosowania podatnego pierścienia ślizgowego lub oporowego.

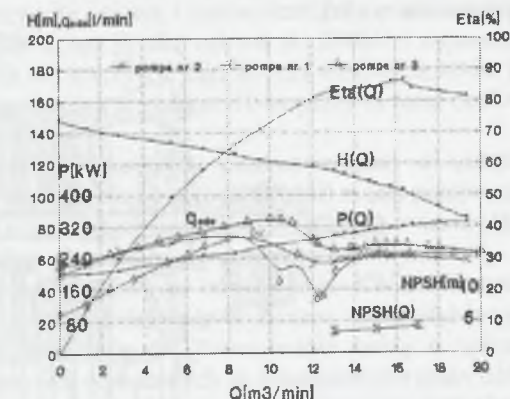
Prace wdrożeniowe przeprowadzono na pompach głównego odwadniania kopalń, pompujących wodę silnie mechanicznie zanieczyszczoną. Wynikało to z podstawowych doświadczeń zawodowych autora. W ten sposób potwierdzono postawioną tezę, że z przepływem mniejszego strumienia zanieczyszczonej cieczy przez szczeliny wiąże się zmniejszenie ich erozji.

### 9.1. Bęben-tarcza w pompie DET-300

Pierwsze własne prace wdrożeniowe przeprowadzono konstruując dwustopniową pompę DET-300/2 z bębniem-tarczą odciażającą. Zaprojektowana przez autora pompa [43] została wyprodukowana w Gliwickich Zakładach Urządzeń Technicznych. Przekrój pompy przedstawiono na rys.9.3.



Rys. 9.3. Konstrukcja pompy DET-300  
Fig. 9.3. Construction of a DET-300 pump



Rys. 9.4. Charakterystyki pompy i zależności  $q_{odc}(Q)$  dla trzech pomp DET-300  
Fig. 9.4. Characteristics of the pump and relations  $q_{odc}(Q)$  concerning three DET-300 pumps

Konstrukcja bębna-tarczy pozwalała na umieszczenie w jej gabarytach komory dławnicy i na znaczne skrócenie wału pompy [32], [44]. Założenia konstrukcyjne polegające na:

- zmniejszeniu dławienia szczeliną wzdłużną i przejściu prawie całego spadku ciśnienia przez szczelinę poprzeczną,
- zminimalizowaniu długości wału przez zastosowanie uszczelnienia ślizgowego umieszczonego częściowo w świetle bębna odciażającego i zbliżeniu łożyska do tarczy,
- precyzyjnym wykonaniu maszyny



pozwoiliły w pompie dwustopniowej na utrzymanie tarcia płynnego w szczelinie poprzecznej i ograniczenie łącznych strat objętościowych oraz tarcia bębna –tarczy w cieczy do poniżej 2% mocy na wale. W rezultacie w pompie dwustopniowej uzyskano poziom strat mocy związanych z odciążeniem siły osiowej porównywalny z zastosowaniem otworów odciążających w wirnikach.

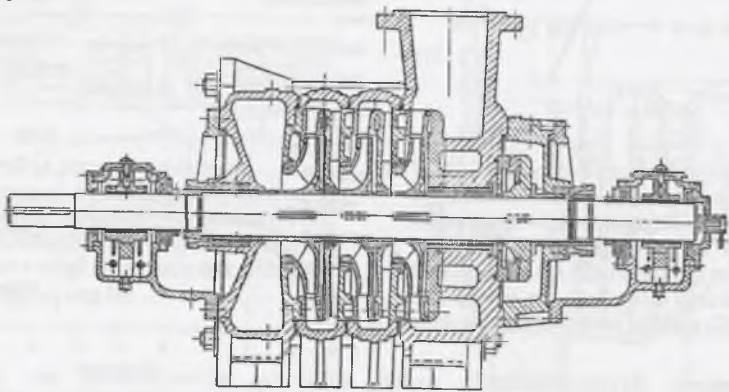
Na rysunku 9.4 pokazano charakterystyki pompy DET-300 oraz zmierzone dla trzech takich pomp strumień  $q_{odc}(Q)$  w całym zakresie wydajności pompy. Pomiary wykonano na Stacji Prób GZUT w Gliwicach. O ile charakterystyki  $H(Q)$  i  $P(Q)$  trzech pomp praktycznie się pokrywały, to mimo dużej precyzji wykonania strumień wypływu z odciążenia wykazywał pewien rozrzut, wynosząc ok. 0,4 do 0,6% nominalnej wydajności pompy.

Pomiary wykazały, że przy wydajności nominalnej  $Q_n=15m^3/min$  pompy strumień  $q_{odc}$  wypływu z odciążenia nie przekraczał 0,5% tej wydajności. W szczelinie poprzecznej liczba  $Re_P$  była 1400 do 2000. W zakresie wydajności pompy  $Q=10$  do  $13m^3$  następowało charakterystyczne przegięcie zależności  $q_{odc}(Q)$ . Było to spowodowane nieliniowością zależności  $\lambda(Re_P)$ . Jednakże układ odciążenia pracował stabilnie [32].

W 1998 roku wdrożono do eksploatacji trzy pompy DET-300/2, które pracują do tej pory w układzie głównego odwadniania Kopalni Olkusz-Pomorzany ZGH Bolesław w Bukowni. Strumień wypływu z odciążenia utrzymywał się na podobnym poziomie przez ponad 10000 godzin pracy. Po takim okresie pracy pompy zużycie erozyjne pierścieni oporowych z brązu BK331 nie przekraczało 0,3mm [32], [103].

## 9.2. Tarcza w pompie OW-250 osadzona na wale przez element sprężysty

Typową konstrukcję pompy odśrodkowej wielostopniowej z tarczą odciążającą przedstawia rys.9.5.

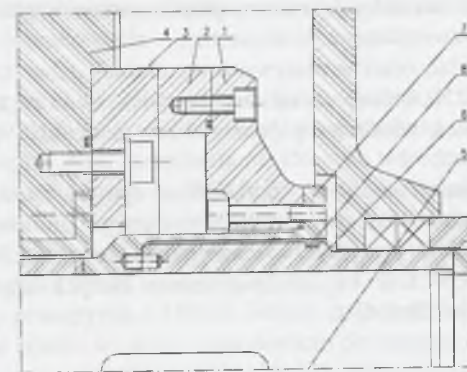


Rys. 9.5. Pompka odśrodkowa wielostopniowa typu OW-250, w której dokonywane są w ramach niniejszego projektu aplikacje nowych konstrukcji tarczy odciążającej  
Fig. 9.5. Multi-stage centrifugal pump type OW-250, in which new designs of the balance disk were applied within the frame of the presented investigations

W konstrukcji pokazanej na rys 9.6 nie zmniejszono średnicy zewnętrznej tarczy odciążającej, tylko wprowadzono pewną jej podatność przez osadzenie tarczy na wale poprzez element sprężysty. Mimo utrzymania wartości strumienia przepływu przez odciążenie jak w typowej pompie, moment od ciśnienia w szczelinie poprzecznej oraz wywołany zgniataniem cząstek zanieczyszczeń odchyłał sprężysto pierścienie ślizgowe i powodował zmniejszenie intensywności erozji ścianek szczeliny.

Na rysunku 9.6. pokazano konstrukcję tarczy, której próby eksploatacyjne przeprowadzono w pompie OW-250/10. Tarcza miała średnicę  $d_3=380mm$ , czyli taką jak typowe tarcze w tych pompach. Przedstawiona na rys. 9.6 tarcza 1 jest osadzona na wale 5

poprzez tuleję 7, będącą elementem sprężystym. Element sprężysty 7 jest dociskany tuleją 6, która jest względem niego uszczelniona uszczelką 8. Zadaniem uszczelki 8 jest tłumienie ewentualnych drgań elementu sprężystego 7 i zapobieganie osadzania się w szczelinie pod tuleją zanieczyszczeń, które mogłyby ją usztywnić.



Rys. 9.6. Konstrukcja tarczy odciążającej osadzonej na wale pompy OW-250/10, poprzez element sprężysty [46]  
Fig. 9.6. Construction of a balance disk mounted on the shaft of the OW-250/10 pump by means of an elastic element [46]

Na laboratoryjnej prasie hydraulicznej o maksymalnej sile nacisku 1MN wykonano pomiary ugięcia tarczy pokazanej na rys. 9.6. Stanowiącą element sprężysty tuleję 7 wykonano o grubościach ścianki: 5mm, 3,9mm i 2,9mm. Specjalne oprzyrządowanie pozwoliło na równoczesne obciążenie tarczy siłą osiową i momentem przy równoczesnym pomiarze ugięcia i przechylenia tarczy. Obciążano ją siłą osiową do 280kN i momentem 800Nm. Tarcza z najcieńszą tuleją odchyłała się sprężysto tak, że przy momencie takim jak od ciśnienia w szczelinie poprzecznej występującym w pompie 10-stopniowej bicie czołowe pierścienia ślizgowego wyniosło 0,12 mm [67].

Próby wdrożeniowe i eksploatacyjne tej konstrukcji przeprowadzono w układzie głównego odwadniania KWK Wieczorek. W tej kopalni z głębokości 640 m jest pompowana woda z dużymi ilościami zanieczyszczeń mechanicznych, będących szczególnie konsekwencją stosowania popiołu w podsadce płynnej [8].

W warunkach eksploatacji tych pomp w głównym odwadnianiu KWK Wieczorek pierścienie ślizgowe i oporowe tarczy typowej, które były wykonane ze standardowych materiałów, ścierały się z szybkością ok. 5mm/150godz. Zastosowanie tarczy o opisanej konstrukcji zmniejszyło istotnie zużycie pierścieni wykonanych ze standardowych materiałów. Potwierdziło to oczekiwany efekt odchylenia się sprężysto osadzonej tarczy, odpychanej momentem od ciśnienia lub zanieczyszczeniami mechanicznymi w szczelinie poprzecznej.

Ponieważ podobny wzrost trwałości tarczy osiągnięto przez zastosowanie w typowej konstrukcji tarczy odciążającej pierścieni ślizgowego i oporowego z bardzo twardych materiałów, więc odstąpiono od dalszych prób opisanej w tym punkcie konstrukcji. Jej wykonanie jest niewątpliwie droższe niż wykonanie typowej tarczy.

## 9.3. Badania pompy OW-250 z tarczą odciążającą, mającą podatny pierścień oporowy

Próby wdrożeniowe były przeprowadzane również w pompie odśrodkowej wielostopniowej typu OW-250.

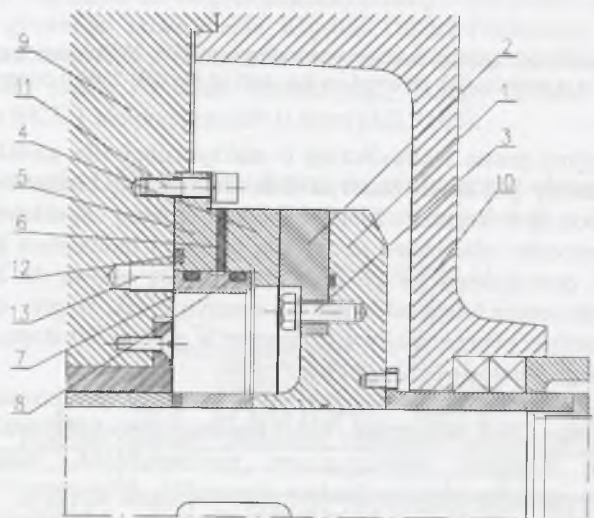
Istotą nowej konstrukcji pokazanej na rys. 9.7 jest zastosowanie tarczy odciążającej 1 ze sztywno połączonym z nią pierścieniem ślizgowym 2. Tarcza 1 ma średnicę zewnętrzną  $d_3$  mniejszą niż w typowych rozwiązaniach. Pierścień oporowy 4 jest podatnie połączony z



pierścieniem stałym 5 przez warstwę elastomeru 6, wulkanizowanego między czołowymi powierzchniami tych elementów. Warstwa elastomeru zapewnia sprężystą podatność pierścienia oporowego. Pierścień stały 5 jest połączony z kadłubem tłocznym pompy 9 śrubami 10. Od strony komory przed tarczą wstawiono pierścień wewnętrzny 7 z uszczelkami 8, który odgradza elastomer od ciśnienia  $p_2$  przed tarczą. W początkowych badaniach nie stosowano pierścienia wewnętrznego 7.

Na rysunku 9.7 widać znaczne rezerwy w wymiarach gabarytowych kadłuba 10 zespołu odciążenia pompy OW-250, które jeszcze uległy powiększeniu po zastosowaniu tarczy nowej konstrukcji. Pokazano też otwór gwintowany 13 w kadłubie 9, służący do mocowania typowej tarczy.

Niżej opisane prace stanowiły praktyczne doświadczenia, których plonem jest wdrożony węzeł konstrukcyjny przedstawiony na rys.9.7. Podstawową tezą nowego rozwiązania jest możliwość przejścia w szczelinach tarczy odciążającej pompy w strefę przepływów laminarnych. Jest to możliwe mimo dużych spadków ciśnienia w tych szczelinach, osiągających kilka MPa.



Rys. 9.7. Pompa OW-0250 z zespołem tarczy odciążającej mającej podatnie mocowany pierścień oporowy  
Fig. 9.7. OW-250 pump with a balance disk unit provided with a flexibly fixed thrust ring

Badania wdrożeniowe miały wyjaśnić:

- zachowanie się elastomerowego połączenia pod obciążeniem ciśnieniem przed tarczą i siłą od ciśnienia w szczelinie poprzecznej,
- wpływ nowej konstrukcji na drgania osiowe zespołu wirującego,
- pracę dławnicy przy małym strumieniu wypływu z odciążenia.

Poniżej opisano niektóre doświadczenia związane z pracami wdrożeniowymi. Przedstawiono zmierzone na Stacji Prób Fabryki Pomp charakterystyki pomp z typową i nową konstrukcją tarczy odciążającej.

### 9.3.1. Badania na stacji prób Fabryki Pomp POWEN

Celem badań na stacji prób Fabryki Pomp było sprawdzenie poprawności działania nowego węzła konstrukcyjnego oraz określenie jego wpływu na charakterystyki pompy. Również okazało się, że opisane badania wdrożeniowe umożliwiły wyeliminowanie wad nowej konstrukcji i pozwoliły na wprowadzenie korekt.

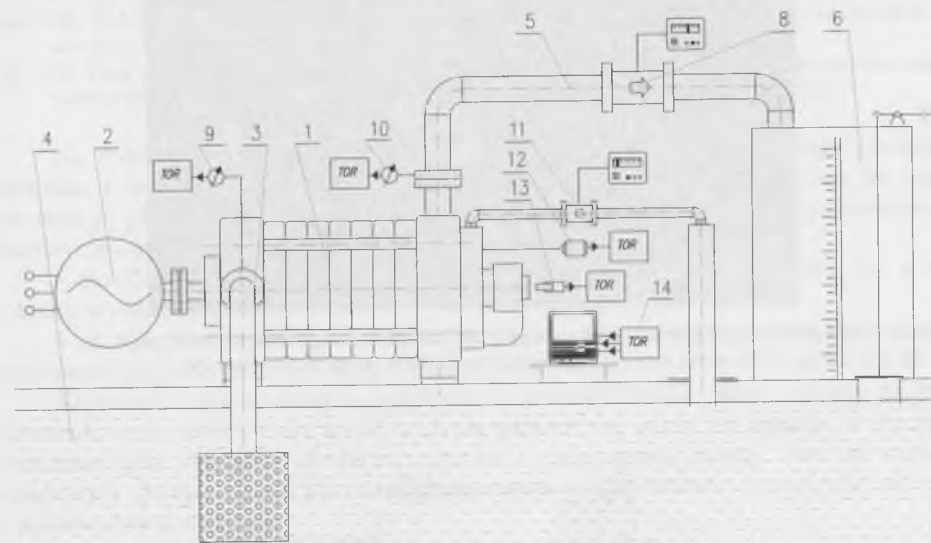
W przeciwieństwie do badań laboratoryjnych, w których stosowano podatny pierścień ślizgowy, w badaniach wdrożeniowych zastosowano podatny pierścień oporowy, który nie wymaga dynamicznego wyważania. Wynikało to z dość dużych tolerancji wykonania grubości warstwy elastomeru  $\pm 0,5\text{mm}$ , która po splanowaniu wpływała na grubość samego pierścienia oporowego. Wykonanie z większą precyzją grubości wulkanizowanej warstwy elastomeru wymaga dopracowania zastosowanego przy wulkanizacji specjalnego oprzyrządowania.

W przypadku dużych sił osiowych pierścień oporowy może być hydraulicznie odciążony lub warstwa elastomeru może mieć powierzchnię większą od powierzchni szczeliny poprzecznej między tymi pierścieniami. Do prac wdrożeniowych wybrano jedno z możliwych rozwiązań konstrukcyjnych. Wynikało to z możliwości jego zastosowania w pompie o konkretnej konstrukcji, przy minimalnych kosztach i zakresie prac adaptacyjnych. Również ważna była możliwość szybkiego montażu typowego węzła konstrukcyjnego.

W porównaniu z typową tarczą odciążającą pompy OW-250 pokazaną na rys.9.7 tarcza ma zmniejszoną średnicę zewnętrzną z 380 na 340mm oraz średnicę wewnętrzną pierścieni z 310 na 255mm. Pozostałe istotne wymiary dostosowano do konstrukcji pompy OW-250.

#### 9.3.1.1. Schemat stanowiska pomiarowego na stacji prób

Schemat stanowiska pomiarowego przedstawia rys.9.8. Badana pompa 1 napędzana silnikiem asynchronicznym 2 o mocy  $P=1200\text{kW}$  i prędkości obrotowej  $n=1485\text{ obr/min}$  pracowała w pomiarowym układzie pompowym ssąco - tłoczącym. Pompa zasysała wodę rurociągiem 3 z dolnego podpodłogowego zbiornika 4, o objętości ok.  $300\text{m}^3$ . Wylot rurociągu tłocznego 5 był skierowany do kalibrowanego nadpodłogowego zbiornika pomiarowego 6. Ponadto na rurociągu tłocznym był zabudowany przepływomierz elektromagnetyczny 8.



Rys. 9.8. Schemat stanowiska pomiarowego na stacji prób Fabryki Pomp  
Fig. 9.8. Diagram of the measuring stand at the testing station of the Pump Factory

Na rysunku 9.9 pokazano widok stacji prób Fabryki Pomp. Na stanowisku pomiarowym jest zainstalowana pompa odśrodkowa wielostopniowa typu OW-250/8 z tarczą odciążającą siły osiowe nowej konstrukcji.



Wielkości mierzone (jak w próbach odbiorczych tych maszyn):

$Q$  - wydajność pompy mierzono przepływomierzem elektromagnetycznym poz.8 oraz za pomocą cechowanego zbiornika pomiarowego 6,

$N_{el}$  - pobór mocy elektrycznej mierzony dwoma watomierzami 7 pracującymi w układzie Arona, połączonymi z przewodami zasilającymi silnik poprzez przekładniki napięciowe i prądowe,

$p_s$  - podciśnienie w króćcu ssawnym pompy mierzono wakuometrem lub przetwornikiem ciśnienia 9,

$p_t$  - ciśnienie w króćcu tłocznym pompy mierzono przetwornikiem ciśnienia 10,

$L$  - poziom hałasu, dB,

$v$  - sumaryczna wartość prędkości drgań łożysk pompy, mm/s.

W pomiarach realizowanych w ramach niniejszego programu dodatkowo mierzono:

$q_{odc}$  - strumień wypływu z zespołu odciążenia; za pomocą przepływomierza turbinkowego lub elektromagnetycznego .11,

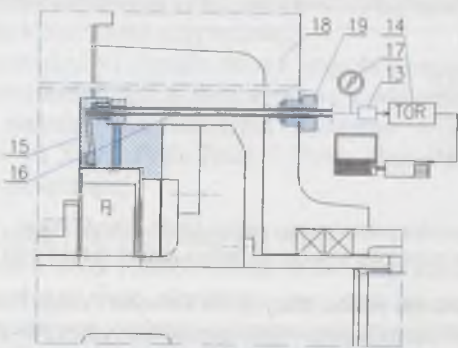
$p_2$  - ciśnienie przed tarczą odciążającą; za pomocą przetwornika ciśnienia 12,

$\Delta z$  - przesunięcia zespołu wirującego; za pomocą czujnika wiroprowadowego 13.

Wielkości mierzone i przetwarzane na napięciowe sygnały analogowe po przejściu przez kartę pomiarową rejestrowano w przenośnym torze pomiarowym 14.



Rys. 9.8a. Stacja prób Fabryki Pomp. Widok pompy OW-250M/8 na stanowisku pomiarowym  
Fig. 9.8a. Test station of the pump factory. View of an Ow-250M/8 pump on the test stand



Rys. 9.9. Przewód impulsowy do pomiaru i rejestracji ciśnienia  $p_2$  przed tarczą  
Fig. 9.9. Impulse conduit for measurements and recording of the pressure  $p_2$  under the disk

Do oceny konstrukcji zespołu odciążenia konieczny jest pomiar ciśnienia  $p_2$  przed tarczą. W tym celu poprowadzono przewód impulsowy ciśnienia jak na rys.9.8a. Wykonano otwór w pierścieniu stałym 15, szczelnie połączony rurką 16 z manometrem 17 i przetwornikiem ciśnienia 18. Rurka 16 przechodzi przez dławik 19 w kadłubie 18 zespołu odciążenia. Rozwiązanie takie umożliwiło wyprowadzenie przewodu impulsowego na zewnątrz pompy podczas jej montażu. Przetwarzany przez przetwornik ciśnienia 13 sygnał był obok innych doprowadzany do wielokanałowego toru pomiarowego 14. Przykład zarejestrowanego przebiegu ciśnienia  $p_2$  i innych mierzonych wielkości przedstawiono na wykresach rys. 8.2. i rys.9.18.



Rys. 9.9a. Widok pompy od strony tłocznej, z czujnikiem do pomiaru ciśnienia  $p_2$  przed tarczą odciążającą i wiroprowadowym czujnikiem położenia osiowego wału  
Fig. 9.9a. View of the pump seen from the pressing side, with a sensor for measuring the pressure under the balance disk and a whirling sensor of position, controlling the axial position of the shaft

Na rysunku 9.9a pokazano widok pompy od strony tłocznej (kadłuba odciążenia z dławnicą i wspornika łożyskowego z łożyskiem ślizgowym) z czujnikiem do pomiaru ciśnienia  $p_2$  przed tarczą odciążającą i wiroprowadowym czujnikiem położenia osiowego wału. Pomiar ciśnienia  $p_2$  przed tarczą odciążającą pozwalał na:

- określenie nadwyżki ciśnienia  $p_t$  w króćcu tłocznym nad ciśnieniem  $p_2$  w całym zakresie wydajności pompy,
- na stosunkowo dokładne obliczenie siły osiowej działającej na zespół wirujący i porównanie jej wartości z wartością obliczoną teoretycznie.

Rejestracja przemieszczeń osiowych i promieniowych wału pompy czujnikami wiroprowadowymi umożliwia ocenę wpływu parametrów pracy na drgania, a szczególnie określenie tych drgań w chwilach rozruchu i zatrzymania pompy. Jest to ważne dla eksploatacji pompy z tarczą odciążającą, która jest wrażliwa szczególnie na sposób przeprowadzania rozruchu.

### 9.3.1.2. Obserwacja pracy tarczy odciążającej nowej konstrukcji i charakterystyki badanych pomp ow-250

Podstawowym celem badań na stacji prób było stwierdzenie poprawnej pracy tarczy odciążającej nowej konstrukcji. Kolejne próby pozwalały na weryfikację dokonywanych usprawnień. Obok określenia ciśnienia  $p_2$  sprawdzeniu należało przede wszystkim poddać odporność połączenia elastomerem na działanie tego ciśnienia.



W konkretnej pompie ciśnienie przed tarczą wynika z przyjętych średnic tarczy  $d_2$  i  $d_3$ . Powinno ono być odpowiednio niższe od ciśnienia tłoczenia pompy. Różnica tych ciśnień ( $p_1 - p_2$ ) powinna mieć konieczne minimum, gdyż decyduje to o występowaniu przepływu przez zespół odciążenia i o szerokości szczeliny poprzecznej.

Mimo szczegółowych analiz pomiar sprawdzający był wskazany ze względu na przyjmowane w obliczeniach współczynniki z prawdopodobnych przedziałów ich wartości. Dla nominalnych parametrów badanej pompy, czyli  $H=70\text{m/1stopień}$  oraz wydajności  $Q=500\text{m}^3/\text{godz}$  siła osiowa działająca na jeden wirnik, obliczona podstawowymi wzorami, wynosi  $F=19800\text{N}$ . We wzorach tych przyjmuje się średnią prędkość obwodową cieczy między tarczami wirnika a ściankami kadłubów równą połowie prędkości obwodowej ścianki wirnika.

Natomiast na podstawie zmierzonego ciśnienia przed tarczą wartość obliczonej siły osiowej działającej na jeden wirnik wynosiła  $F_1=32369\text{N}$ , czyli ma wartość około 40% większą niż wynikająca z podstawowych wzorów. Dlatego istotne są dokładniejsze obliczenia sił osiowych w pompach odśrodkowych wielostopniowych, uwzględniające szereg istotnych szczegółów konstrukcyjnych i dokładniejszy opis przepływu w stopniu pompy [24], [27], [96], [122].

Typowe tarcze odciążające są konstruowane przy dużym współczynniku rezerwy ich średnicy zewnętrznej  $d_3$ , gdyż przyjmuje się, że spadek ciśnienia w szczelinie wzdłużnej  $\Delta p_1 = p_1 - p_2$  stanowi 40% do 60% całkowitego spadku ciśnienia  $\Delta p = p_1 - p_3$  w szczelinach.

Drugim podstawowym problemem była wytrzymałość warstwy elastomeru, poddanego działaniu wysokiego ciśnienia w komorze K2. Okazało się, że skuteczność połączenia gumy z metalem poprzez wulkanizację nie była zadowalająca. Woda pod ciśnieniem penetrowała w warstwę gumy i powodowała jej uszkodzenia aż do przerwania połączenia. Uszkodzoną warstwę gumy, przez którą przedarła się woda, pokazano na rys. 9.10.



Rys. 9.10. Pierścień oporowy połączony warstwą elastomeru z pierścieniem stałym. Widać uszkodzenia gumy, przez którą przedarła się woda pod ciśnieniem ok. 5,5 MPa

Fig. 9.10. Thrust ring connected with the constant ring by means of an elastomer layer. Damages of the rubber, caused by water which has forced its way through it under a pressure of about 5.5 MPa, are visible

Kolejne próby wzmocnienia połączenia nie dały pozytywnego wyniku. Po analizie uzupełniono konstrukcję o pierścień z uszczelkami, odgradzący wewnętrzną powierzchnię połączenia elastomerem od komory przed tarczą. Przestrzeń zamkniętą pierścieniem połączono z komorą K3 za tarczą otworem wyrównującym ciśnienia. Konstrukcję tarczy przyjętej do dalszych badań przedstawia rys.9.7.

Kolejnym problemem było ugięcie pierścienia ślizgowego i oporowego pod wpływem sił ciśnienia. Ugięcie pierścienia powodowało dyfuzorowość szczeliny, obniżenie występującego w niej średniego ciśnienia i równoczesny wzrost ciśnienia przed tarczą. Zbyt mała w tej sytuacji rezerwa ciśnienia przed tarczą i za mała całkowita siła ciśnienia działająca na tarczę powodowały ocieranie pierścieni. Przytartą powierzchnię pierścienia ślizgowego po 45 minutach pracy tarczy w pompie OW-250/8 pokazano na rys.9.11.

Widać, że ocieranie występowało na wewnętrznym odcinku szczeliny, co było wynikiem jej dyfuzorowości. Temat ten został też teoretycznie opracowany w referacie [70]. Określono analitycznie, jaka grubość tarczy odciążającej jest niezbędna przy maksymalnej liczbie stopni pompy.



Rys. 9.11. Tarcza z pierścieniem ślizgowym z otarciami spowodowanymi dyfuzorowością szczeliny  
Fig. 9.11. Disk with a slip-ring abraded due to the diffusivity of the clearance

Przyczyną awarii spowodowanej rozwarstwieniem kadłuba tłocznego pokazanego na rys.9.12 okazały się siła od ciśnienia pod tarczą oraz zmieniona przez regenerację konstrukcja kadłuba. Kadłub tłoczny był regenerowany przez wstawanie okrągłej płyty w miejsce wytoczenia powierzchni pasowań pierścienia oporowego i tulei uszczelniającej. Przed regeneracją w ramach któregoś z wcześniejszych remontów kadłub był uszkodzony na skutek eksploatacji i wielu napraw pompy. Pompa nie posiada dokumentacji, w której informacje o takich regeneracjach powinny być zanotowane. Po tej awarii w celu zmniejszenia siły od ciśnienia, działającej na pierścień stały (5 na rys.9.7), zmniejszono do minimum średnice uszczelnień 12 między pierścieniem stałym a kadłubem 9.

Na podstawie analizy skutków przeprowadzanych prób stwierdzono, że korzystniejsze ruchowo będzie zastosowanie twardego pierścienia ślizgowego wykonanego np. ze staliwa Sp4 o twardości 56-62 HRC a pierścienia oporowego ze znacznie bardziej miękkiego tworzywa konstrukcyjnego, np. z brązu BK331. Takie rozwiązanie zastosowano w badaniach



eksploatacyjnych, prowadzonych w KWK Kazimierz Juliusz i opisanych w następnym punkcie tego rozdziału [55], [57].



Rys. 9.12. Rozwarstwienie kadłuba tłoczno-pompy pod tarczą odciążającą, pod wpływem sił od ciśnienia przed tarczą  
 Fig. 9.12. Stratification of the outlet body of the pump under the balance disk affected by forces of the pressure under the disk

### 9.3.1.3. Pomiary charakterystyk badanych pomp

Pompy, w których badano eksperymentalne tarcze odciążające, były typowymi pompami OW-250, oddawanymi przez różne kopalnie do kapitalnego remontu. Do niniejszych badań przyjmowano pompy o liczbach stopni wynikających z bieżącego programu remontowego Fabryki Pomp POWEN.

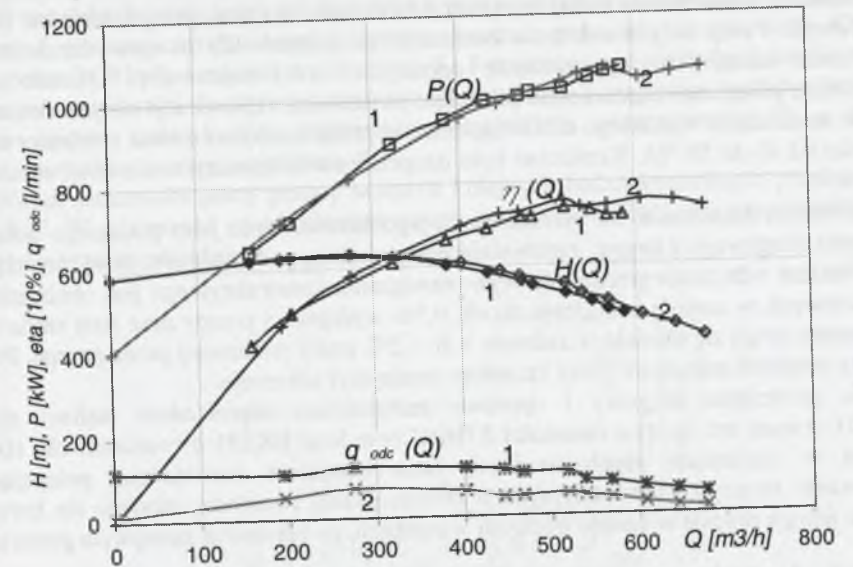
Pompy głównego odwadniania kopalń są po kapitalnym remoncie poddawane na stacji prób fabryki pomiarom ich podstawowych charakterystyk. W ramach niniejszych badań dokonywano pomiarów charakterystyk pomp z tarczą odciążającą w standardowym wykonaniu i z nową tarczą. W obu przypadkach dodatkowo mierzono strumień wypływu z odciążenia. Tylko w przypadku tarczy nowej konstrukcji możliwy był pomiar ciśnienia przed tarczą odciążającą.

Pomiar wielkości wymienionych w punkcie 9.3.1 pozwalał na opracowanie charakterystyk: przepływu  $H(Q)$ , mocy  $P(Q)$  i sprawności  $\eta(Q)$ . Ponadto opracowywano zależności:  $q_{odc}(Q)$  - strumienia wypływu z zespołu odciążenia oraz  $p_2(Q)$ , - ciśnienia przed tarczą odciążającą. Przykład zmierzonych charakterystyk pompy OW-250/4 i pompy OW-250/8 przedstawiono na rys.9.13 i 9.14.

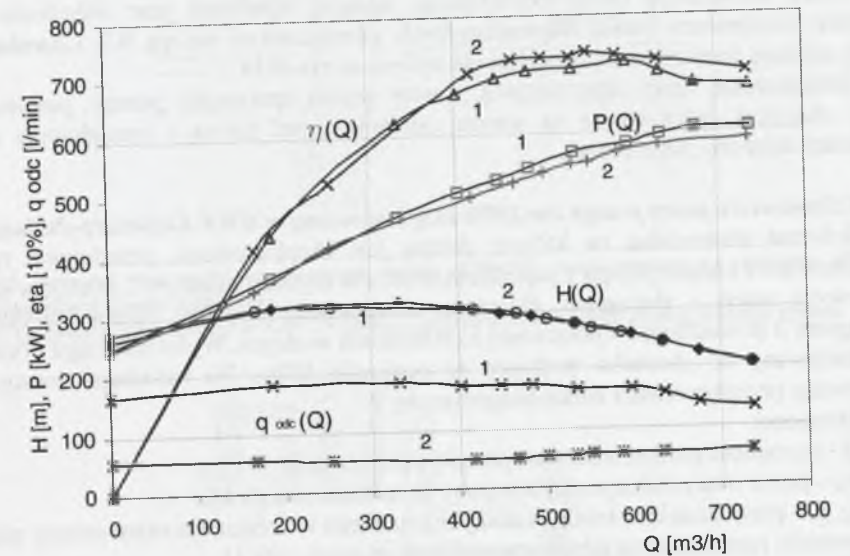
Z przebiegów charakterystyk sprawności wynika, że zmniejszenie strumienia  $q_{odc}$  przekłada się na wzrost sprawności pompy, odpowiadający stosunkowi  $q_{odc}/Q$ . Analiza zawarta w artykułach [61], [70] wykazuje, że opisana modernizacja konstrukcji tarczy redukuje rolę szczeliny wzdłużnej przed tarczą i w rezultacie jej erozja nie wpłynie tak na spadek sprawności pompy, jak w przypadku typowych rozwiązań, w których może osiągać nawet kilkanaście procent.

Również z analizy wynika, że rezerwa nadwyżki ciśnienia tłoczenia nad ciśnienie  $p_2$  przed tarczą odciążającą jest tym mniejsza, im mniejsza jest liczba stopni pompy [70].

Dlatego prace wdrożeniowe przeprowadzano na pompach o liczbie stopni 4 do 10. Losowo do badań eksploatacyjnych można było wdrożyć pompę czterostopniową.



Rys. 9.13. Charakterystyki pompy OW-250/8 zmierzone na stacji prób Fabryki Pomp  
 Fig. 9.13. Characteristics of the OW-250/8 pump determined at the test station



Rys. 9.14. Charakterystyki pompy OW-250/4 zmierzone na stacji prób Fabryki Pomp  
 Fig. 9.14. Characteristics of the OW-250/4 pump determined at the test station

### 9.3.1.4. Wnioski z badań wdrożeniowych

Badania wdrożeniowe przeprowadzano na pompach OW-250/10, OW-250/8 OW-250/4. Kolejność była wynikiem losowej możliwości przeprowadzenia prób na pompach



będących po kapitalnym remoncie, których charakterystyki były sprawdzane na Stacji Prób Fabryki Pomp POWEN.

Badania wdrożeniowe nowej konstrukcji tarczy odciążającej, przeprowadzone na Stacji Prób Fabryki Pomp były z założenia konieczne, gdyż pozwoliły na sprawdzenie nośności tarczy oraz umożliwiły wprowadzenie opisanych wyżej usprawnień. Okazało się, że zastosowane połączenie elastomerem pierścieni za pomocą wulkanizacji nie jest dostatecznie odporne na działanie wysokiego ciśnienia, mimo iż próbowano zastosować elastomer o różnej twardości od 40 do 55 °Sh. Konieczne było uzupełnienie konstrukcji o pierścień wewnętrzny 7 (rys. 9.7).

Histereza elastomeru nie przeszkodziła jego zastosowaniu jako podatnego połączenia pierścienia ślizgowego z tarczą, zapewniającego pożądaną podatność sprężystą pierścienia.

Efekt wdrożenia przedmiotowego rozwiązania konstrukcyjnego jest obniżenie strat objętościowych w zespole odciążenia do ok. 0,5% wydajności pompy oraz strat tarcia tak, że łączne straty mogą się mieścić w zakresie 1 do 1,5% mocy pobieranej przez pompę. Ponadto mniejszy strumień przepływu przez szczeliny zmniejszył ich erozję.

Na pierścieniu ślizgowy i oporowy zastosowano odpowiednio staliwo stopowe L210H21 (zwane też Sp-4) o twardości 57HRC oraz brąz BK331 o twardości ok. 100 HB. Również w warunkach eksploatacyjnych takie klasyczne rozwiązanie, polegające na zastosowaniu tworzyw konstrukcyjnych o zróżnicowanej twardości, okazało się korzystne, mimo że pompa pracuje w bardzo trudnych warunkach, co opisano w następnym punkcie.

### 9.3.2. Badania eksploatacyjne pompy ow-250/4 z nową tarczą

Do badań eksploatacyjnych przyjęto pompę OW-250/4, na której pomyślnie zakończono prace wdrożeniowe.

Nową konstrukcję tarczy odciążającej, będącej wynikiem prac wdrożeniowych a następnie przedmiotem badań eksploatacyjnych, przedstawiono na rys. 9.7. Charakterystyki pompy oddanej do eksploatacji przedstawia wykres na rys. 9.14.

Zmniejszenie straty objętościowej, a więc wzrost sprawności pompy, powinno mieć trwały charakter, gdyż trwałe są wzrost ciśnienia przed tarczą i zmniejszenie średniej szerokości szczeliny poprzecznej.

#### 9.3.2.1. Stanowisko pracy pompy ow-250/4 eksploatowanej w KWK Kazimierz-Juliusz

Schemat stanowiska, na którym pompa jest eksploatowana, przedstawia rys.9.15. Eksploatowana i badana pompa 1 napędzana silnikiem asynchronicznym 2 pracuje w układzie pompowym ssąco - tłoczącym głównego odwadniania kopalni. Pompa zasysa wodę rurociągiem 3 ze studzienki 4 połączonej z chodnikiem wodnym. Wylot rurociągu tłocznego 7 jest skierowany do chodnika wodnego na poziomie 450m. Na rurociągu tłocznym jest zabudowany przepływomierz elektromagnetyczny 9.

Mierzono:

$Q$  - wydajność pompy, mierzona przepływomierzem 9,

$N_{el}$  - pobór mocy elektrycznej mierzony licznikiem energii 18,

$p_s, p_t$  - podciśnienie w króćcu ssawnym i ciśnienie w króćcu tłocznym pompy mierzone wakuometrem i manometrem lub przetwornikami ciśnienia 10 i 11.

W pomiarach realizowanych w ramach niniejszego programu ponadto mierzono:

$q_{odc}$  - strumień wypływu z zespołu odciążenia za pomocą przepływomierza elektromagnetycznego 13,

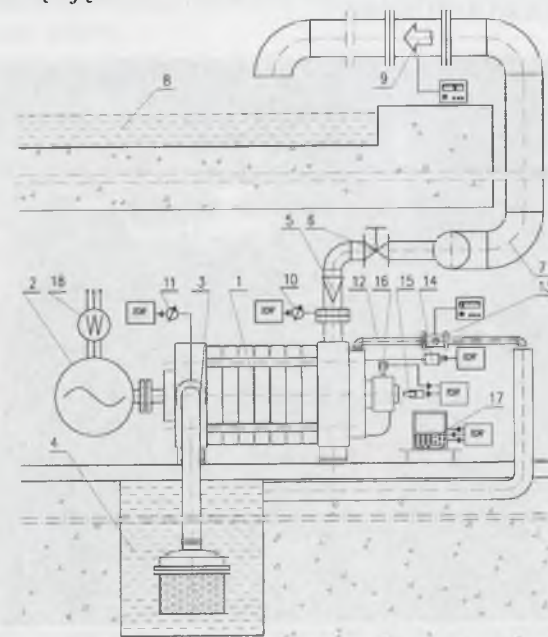
$p_2$  - ciśnienie przed tarczą odciążającą mierzone przetwornikiem ciśnienia 14,

$\Delta z, \Delta y$  - osiowe i promieniowe zmiany położenia zespołu wirującego mierzone za pomocą czujników wiropędowych 15 i 16.

Wielkości przetwarzane na napięciowe sygnały analogowe po przejściu przez kartę pomiarową rejestrowano w przenośnym torze pomiarowym 17.

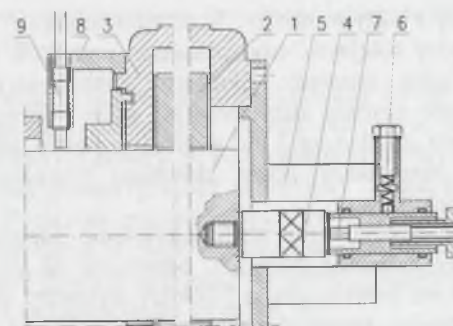
W warunkach ruchowych na stanowisku pracy przeprowadzano też rejestrację drgań osiowych i promieniowych, stosując oprzyrządowanie pokazane na rys. 9.16. Czujniki wiropędowe 7 i 9 były osadzone w uchwytach 5 i 8 przymocowanych do kadłuba ślizgowego łożyska promieniowego 2, czyli rejestrowano drgania wału 1 względem kadłuba łożyska 2. Drgania osiowe wału 1 były rejestrowane czujnikiem wiropędowym 7, a drgania promieniowe takim samym czujnikiem 9.

Widok stanowiska pracy pompy w czasie kolejnych badań kontrolnych przedstawiono na rys.9.17. W pompowni są zabudowane cztery pompy OW-250/4. Trzy pozostałe pompy mają typowe tarcze odciążające.



Rys. 9.15. Schemat stanowiska pomiarowego pompy OW-250 eksploatowanej w systemie głównego odwadniania kopalni głębinowej

Fig. 9.15. Diagram of the test stand of OW-250 pumps, applied within the deep-mining drainage system



Rys. 9.16. Konstrukcja uchwytów czujników wiropędowych do pomiarów drgań osiowych i promieniowych zespołu wirującego pompy odśrodkowej wielostopniowej

Fig. 9.16. Construction of the holders off-position sensors measuring the axial and radial vibrations of the rotating unit of a multi-stage centrifugal pumps



Celem badań jest ocena wpływu eksploatacji pompy na jej charakterystyki i porównanie ze skutkami eksploatacji pomp tego typu z typową tarczą odciążającą. Pompa z eksperymentalną tarczą odciążającą jest eksploatowana identycznie z pozostałymi trzema pompami w tej pompowni. Podobnie jak w KWK Wieczorek, w KWK Kazimierz –Juliusz jest stosowana podsadzka płynna. Wyeksploatowane, opuszczane wyrobiska wypełnia się popiołem z elektrowni. Popiół ma złe właściwości sedymentacyjne i znaczna jego ilość dostaje się do chodników wodnych i dalej do studzienek ssawnych pomp głównego odwadniania. Przykład analizy nr 1663/03 składu pompowanej wody, wykonanej w dniu 07.11.03, wykazał, że znajduje się w niej między innymi:

- substancji rozpuszczalnych  $3780 \text{ mg/dm}^3$ ,
- suchej pozostałości  $4370 \text{ mg/dm}^3$ .



Rys. 9.17. Pompa OW-250/4 na stanowisku pracy w KWK Kazimierz – Juliusz z dodatkowym oprzyrządowaniem do pomiarów kontrolnych

Fig. 9.17. OW-250/4 pump applied in the hard-coal mine Kazimierz-Juliusz provided with an additional instrumentation for controlling measurements

Skład wody zmienia się w dużym zakresie. Ilość zanieczyszczeń w pompowanej wodzie zwiększa się w okresie między kolejnymi czyszczeniami osadników i chodników wodnych, które odbywają się co kilka miesięcy. Skutkiem zanieczyszczeń mechanicznych i chemicznych jest stosunkowo szybkie zużywanie się pomp. Okres eksploatacji międzyremontowej tych maszyn nie przekracza 3 do 4 tysięcy godzin ich pracy. W krajowym górnictwie zwykle okres eksploatacji pomp głównego odwadniania jest dłuższy od ekonomicznie uzasadnionego [102].

Ze względu na skład pompowanej wody pierścienie ślizgowe i oporowe tarczy odciążającej są wykonywane z bardzo twardych, odpornych na erozję stali stopowych. Kolejne próby wykonane przez Fabrykę Pomp POWEN wykazały, że zastosowanie na oba pierścienie jednakowych, bardzo twardych materiałów (58 do 64 HRC) spowodowało ich ścieranie z  $5 \text{ mm}/150 \text{ godzin}$  do  $5 \text{ mm}/900 \text{ godzin}$ .

Tarcza eksperymentalna ma pierścień oporowy wykonany z brązu BK331 o twardości ok. 100 HB, a pierścień ślizgowy z ulepszanego cieplnie staliwa chromowego L210H21S

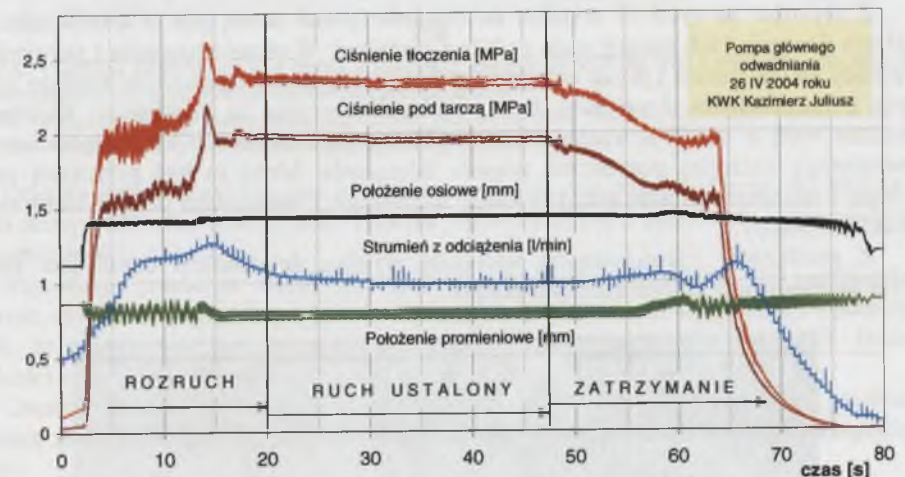
zwanego też Sp4 o twardości 57 HRC. Ubytek pierścienia oporowego na skutek ścierania erozyjnego mierzono pośrednio przez pomiar przesuwu wału.

### 9.3.2.2. Rejestracja przebiegów podstawowych mierzonych wielkości

W warunkach eksploatacyjnych pomiarów dokonywano na pompie OW-250/4 na wyżej opisanym stanowisku pracy. Nominalne parametry pracy pompy to:  $Q_n=490 \text{ m}^3/\text{godz}$ ,  $H_n=280 \text{ m}$ . Pompa pracowała przy wydajności  $Q_1=1,25Q_n=620 \text{ m}^3/\text{godz}$ . Ciśnienie w króćcu tłocznym pompy wynosiło  $p_1=2,15 \text{ MPa}$ , czyli stosunek ciśnienia pod tarczą do ciśnienia tłoczenia  $\psi_2=0,823$ .

Badana pompa jest napędzana silnikiem asynchronicznym pierścieniowym, który jest uruchamiany za pomocą rozrusznika elektrolitycznego. Okresy rozruchów i zatrzymań silnika wynoszą ok. kilkunastu sekund.

W czasie kolejnych obserwacji pracy pompy dokonywano rejestracji przebiegów podstawowych wielkości. Na wykresie rys.9.18 przedstawiono przykład zarejestrowanych przebiegów mierzonych wielkości. Wykres ujmuje rozruch pompy, stan ruchu ustalonego i zatrzymanie pompy.



Rys. 9.18. Przebiegi mierzonych wielkości w czasie rozruchu, ruchu ustalonego i zatrzymania pompy OW-250/4

Fig. 9.18. Changes of the measured quantities in the course of starting the OW-250/4- pump, its steady-state motion and arrestment

Na rurociągu tłocznym za pompą jest zabudowany zawór zwrotny i zasawa. Rutynowo przeprowadzane rozruchy i zatrzymania pompy odbywają się po uprzednim zamknięciu zasawy za króćcem tłocznym pompy. W rezultacie przy ręcznym napędzie zasaw w okresach rozruchów i zatrzymań pompa pracuje przez parę minut przy całkowicie i częściowo zamkniętej zasawie. Ponieważ geometryczna wysokość podnoszenia rurociągu przekracza 85% wysokości podnoszenia w punkcie pracy, więc autor zaproponował przeprowadzanie rozruchów przy otwartej zasawie za pompą. Rejestrację przebiegu mierzonych wielkości przy takim rozruchu przedstawiono właśnie na rys. 9.18.

Zawór zwrotny otwiera się przy prędkości obrotowej pompy, przy której ciśnienie w króćcu tłocznym przekracza ciśnienie za zaworem zwrotnym i odwrotnie, zamyka się przy obniżeniu prędkości obrotowej pompy do podobnego poziomu. Należy zaznaczyć, że taki sposób rozruchów i zatrzymań jest korzystny dla pomp, a szczególnie dla zespołu tarczy



odciążającej pod warunkiem, że jest kontrolowana wysokość słupa cieczy w rurociągu tłocznym, która nie powinna się obniżyć w czasie postoju tych pomp o więcej niż parę metrów [47]. Taki sposób rozruchu pomp przeprowadzano w układach głównego odwadniania:

- KWK Wieczorek; pompy OW-250/10 na poziomie 640m,
- KWK Kazimierz –Juliusz ; pompy OW-250/4 na poziomie 640m/450m,
- ZG Bytom III; pompy OW-250/9 na poziomie 540m.

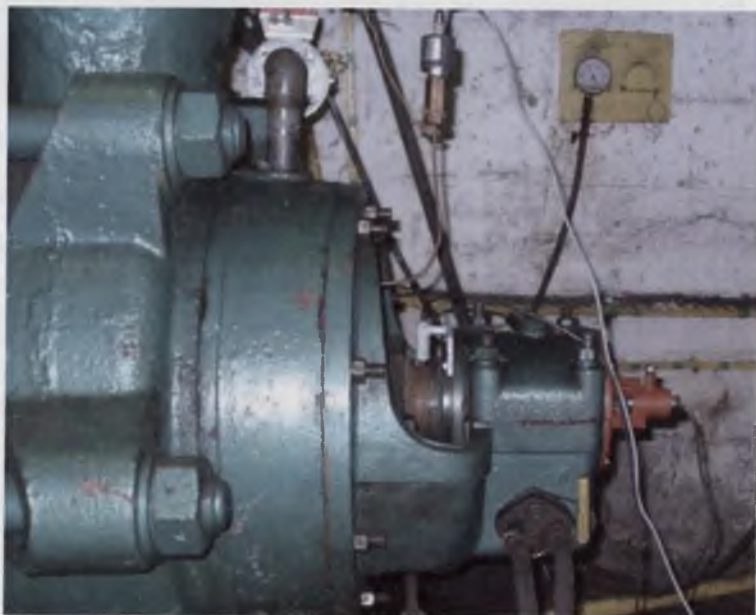
Są prowadzone dalsze prace, mające na celu udokumentowanie konsekwencji rozruchów przy otwartej zasuwie za pompą również dla napędów elektrycznych [14]. Rozruch taki jest aktualnie niezgodny z obowiązującą instrukcją WUG, lecz znacznie korzystniejszy dla tarcz odciążających.

### 9.3.2.2.1. Pomiary drgań zespołu wirującego

W czasie obserwacji pracy pompy równocześnie mierzono przebieg ciśnienia pod tarczą  $p_2(t)$ , drgania poprzeczne wału przed łożyskiem  $y(t)$ , drgania wzdłużne wału  $x(t)$ . Konstrukcję oprzyrządowania do pomiaru drgań pokazano na rys.9.16, a jego widok przedstawia rys.9.19.

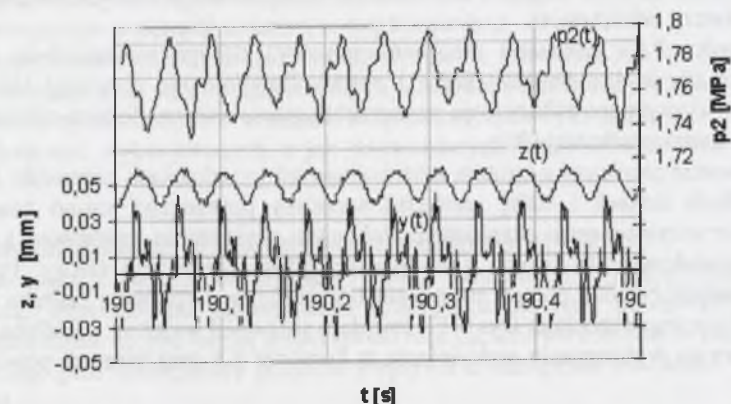
Z wykresu na rys.9.18 wynika, że ciśnienie przed tarczą jest proporcjonalne do ciśnienia tłoczenia i ich zmiany mają podobny charakter. W okresie rozruchu i zatrzymania amplitudy zmian ciśnień i drgań osiowych oraz promieniowych są znacznie większe niż w czasie pracy ustalonej. Amplitudy drgań w okresie rozruchu są największe. Rejestracja położenia wału w czasie rozruchu pompy wykazuje jego chwilowe przesunięcie osiowe, zmniejszające szczelinę poprzeczną zespołu odciążenia. Może to być przyczyną tarcia suchego i nadmiernego ścierania pierścieni ślizgowego i oporowego przy wielokrotnych rozruchach pompy.

Z przebiegów rejestrowanych wielkości wynika, że źródłem drgań jest głównie oscylacja ciśnienia w króćcu tłocznym pompy.



Rys. 9.19. Widok czujników wiropędowych zabudowanych na pompie OW-250/4  
Fig. 9.19. View of current-rotation sensors, mounted on an OW-250/4 pump

Na wykresie rys.9.20 przedstawiono zarejestrowane przebiegi mierzonych wielkości w czasie ustalonej pracy pompy. Wynika z nich, że amplituda drgań poprzecznych wału wynosi ok. 0,06mm. Przy wysokości szczeliny wzdłużnej wynoszącej  $h=0,45mm$  drgania poprzeczne zbyt słabo wpływają na jej przepływność i w rezultacie na pulsację ciśnienia pod tarczą.



Rys. 9.20. Przebiegi ciśnienia  $p_2$  pod tarczą odciążającą, drgania poprzeczne  $y(t)$  i wzdłużne  $z(t)$  zespołu wirującego, zarejestrowane po stronie zespołu odciążenia

Fig. 9.20. Changes of the pressure  $p_2$  under the balance disk, transversal  $y(t)$  and longitudinal vibrations  $z(t)$  of the rotating unit, recorded on the side of the balance unit

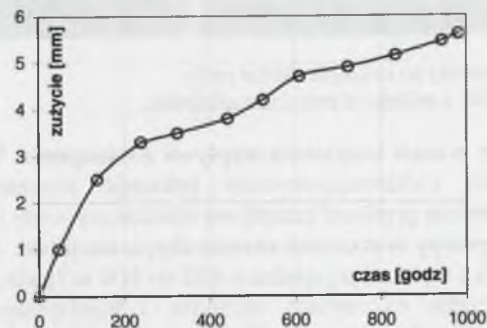
Drgania wzdłużne praktycznie są w fazie z pulsacją ciśnienia pod tarczą. Wynika to z bardzo dużego stosunku osiowej siły ciśnienia do wynikającej z masy wału i przyspieszeń siły bezwładności.

Rejestracja przebiegu drgań osiowych pozwoliła na porównanie ich amplitudy z obliczoną szerokością szczeliny poprzecznej między pierścieniami ślizgowym i oporowym. Widać, że amplituda drgań osiowych wynosi ok. 0,02mm i stanowi ok. 25% średniej szerokości szczeliny poprzecznej.

Częstotliwości rejestrowanych drgań osiowych i promieniowych są zgodne z prędkością obrotową pompy. Między drganiami osiowymi i promieniowymi występuje przesunięcie fazowe.

### 9.3.2.3. Obserwacja zużycia pierścieni tarczy odciążającej na skutek eksploatacji pompy

Zużycie pierścieni ślizgowego i oporowego tarczy odciążającej jest określane pośrednio przez pomiar osiowego przesunięcia wału.



Rys. 9.21. Łączne zużycie pierścieni ślizgowego i oporowego w czasie pracy pompy

Fig. 9.21. Overall wear of the slip-ring and thrust ring in the course of the exploitation of the pump



Po pierwszym 112 - godzinnym okresie eksploatacji stwierdzono 1,5mm zużycie głównie pierścienia oporowego wykonanego z brązu. Ocena sytuacji wykazała, że tak szybkie ścieranie pierścieni tarczy odciążającej było spowodowane dwoma czynnikami:

- wyjątkowo dużą ilością zanieczyszczeń w pompowanej wodzie, spowodowaną znacznym zamulaniem osadników i chodników wodnych,
- zasysaniem powietrza przez dławnicę i występowaniem znacznych jego ilości w komorze K3 tarczy odciążającej.

Na rysunku 9.22 pokazano pierścień oporowy, którego powierzchnia mimo 2,5-milimetrowego starcia jest bardzo gładka i płaska. Zupełnie nie dostrzega się zarysowań obwodowych. Występujące zabarwienia powierzchni pierścienia są efektem niejednorodności jego struktury metalograficznej [20].

Zastosowanie pierścieni o istotnie zróżnicowanych twardościach zapewniło zachowanie płaskich gładkich ścianek i stałej geometrii szczeliny poprzecznej mimo znacznego ich starcia. Po pierwszym okresie eksploatacji dokonano czyszczenia osadników i chodników wodnych. Spowodowało to istotne zmniejszenie zużycia pierścieni tarczy. Po kolejnym okresie eksploatacji badanej pompy zmieniono 1,5" rurociąg wypływu z kadłuba odciążenia. Aktualnie wylot z tego rurociągu (rys.9.17) znajduje się ponad wylotem z kadłuba odciążenia i nie dopuszcza do wytworzenia podciśnienia w komorze K3 oraz zassania powietrza przez dławnicę.



Rys. 9.22. Podatny pierścień oporowy po kolejnym okresie pracy  
Fig. 9.22. Flexible thrust ring after a successive period of exploitation

Efekt ten potwierdza pomiar strumienia wypływu z odciążenia. W przypadku zassania powietrza przepływomierz elektromagnetyczny pokazuje znacznie większe wartości strumienia, gdyż mierzy średnią prędkość przepływu mieszaniny wody i powietrza.

Pomiar wydajności pompy w rocznym okresie eksploatacji (ok. 1500 godz. pracy przy ponad 600 uruchomieniach) wykazał jej spadek z 632 do 600 m<sup>3</sup>/godz, czyli ok. 5%. Było to spowodowane erozją szczelin na szyjach wirników i międzystopniowych. Wypływ z odciążenia praktycznie utrzymał się na początkowym poziomie i wynosił 46 do 50 l/min. Kolejne pomiary podstawowych parametrów badanej pompy na stanowisku pracy wykazały

też nieco mniejszy ich spadek niż w przypadku pomp z typowym układem odciążenia. Zależność zużycia pierścieni ślizgowego i oporowego od czasu eksploatacji pompy przedstawiono na wykresie rys.9.21.

Do dnia 05.04.2005 r. zespół wirujący pompy przesunął się o ok. 5,5mm po łącznym czasie eksploatacji wynoszącym 2060 godzin, w którym dokonano ok. 800 uruchomień pompy. Pracownicy obsługi w kopalni samodzielnie dokonali korekty roboczego położenia zespołu wirującego w pompie z tarczą nowej konstrukcji.

Mimo zastosowania pierścienia oporowego z brązu BK331 o stosunkowo małej twardości a pierścienia ślizgowego ze staliwa L210H21S o znacznej twardości, czyli 57HRc, ich zużycie w tych trudnych warunkach eksploatacyjnych było porównywalne ze zużyciem dwóch pierścieni wykonywanych z jak najtwardszych materiałów; o twardościach 57 do 63HRc.

#### 9.4. Wnioski z badań wdrożeniowych i eksploatacyjnych

Zastosowanie tarczy odciążającej nowej konstrukcji, mającej mniejszą średnicę zewnętrzną, spowodowało zmniejszenie strat objętościowych przez odciążenie i przez podniesienie ciśnienia pod tarczą zredukowało rolę szczeliny wzdłużnej w kadłubie tłocznym. Efektem tego jest zmniejszony przyrost wypływu z odciążenia na skutek erozji szczeliny wzdłużnej.

Zmniejszony strumień wypływu z odciążenia wymaga podniesienia wylotu rurociągu odprowadzającego z komory odciążenia w celu zapobieżenia zasysania powietrza przez dławnicę. Dodatkowy wzrost ciśnienia w komorze odciążenia za tarczą można uzyskać stosując dławik na rurociągu odprowadzającym. Może to być też potrzebne w celu wyeliminowania możliwości wystąpienia kawitacji w szczelinie poprzecznej między pierścieniami ślizgowym i oporowym.

Pompa jest eksploatowana w bardzo trudnych warunkach, na które składają się krótkie okresy pracy ustalonej, a więc częste rozruchy i zatrzymania pompy oraz duża ilość zanieczyszczeń mechanicznych i chemicznych w pompowanej wodzie. Ponadroczone obserwacje pracy pompy z tarczą odciążającą nowej konstrukcji wykazały jej dobrą odporność na zużycie przy jednoczesnym trwałym zredukowaniu strat objętościowych.

Planuje się przeprowadzenie podobnych badań na pompach sześć-, ośmio- i dziesięciostopniowych. W pompie o większej liczbie stopni pojawia się większa rezerwa nadwyżki ciśnienia w króćcu tłocznym nad ciśnieniem pod tarczą odciążającą o tej samej średnicy. Uzasadnione jest więc stwierdzenie, że tarcza o przyjętej średnicy może być zastosowana w tych pompach o liczbie stopni od 4 do 10.



## PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

Najistotniejszym efektem niniejszej pracy są wyniki obliczeń teoretycznych i jakościowe ich potwierdzenie poprzez badania empiryczne. Również użyteczny wynik wdrożenia korzystnego fenomenu odśrodkowego przepływu przez szczelinę poprzeczną, polegającego na wytwarzaniu się pola ciśnienia przeciwdziałającego stykaniu się powierzchni czołowych pierścieni tworzących szczelinę, należy uznać za potwierdzenie realizacji założonego celu pracy.

W przykładach obliczeniowych zawartych w tej pracy przyjmowano wartości liczbowe wynikające z aktualnie opracowywanych tematów w ramach realizowanego programu badawczego.

W przytoczonych w rozdziale 2 obliczeniach potwierdzono, że dla laminarnego przepływu równaniami uproszczonymi różnice wartości obliczonych wielkości są rzędu stosunku  $\varepsilon$  długości szczeliny do jej promienia wewnętrznego i będą tym mniejsze, im mniejsze są  $\varepsilon$  [107]. W krótkich szczelinach zadowalające wyniki można otrzymać stosując bardziej uproszczony opis. Przy dłuższych szczelinach zjawisko ma jakościowo podobny charakter, lecz wartości obliczane równaniem (2.12) mogą się istotnie różnić od obliczonych dokładniej.

Z obliczeń wynika, że rozkład ciśnienia w szczelinie poprzecznej istotnie zależy od jej zbieżności  $\Delta a$ . Przy przepływie odśrodkowym składowa momentu  $M_y$  spowodowanego siłami ciśnienia w poprzecznej szczelinie o zbieżności  $\Delta a$  przeciwdziała stykaniu się jej ścianek.

W zbieżnej szczelinie depresja ciśnienia może być przyczyną kawitacji. Z drugiej strony ograniczenie spadku do ciśnienia wrzenia cieczy zwiększa moment  $M_y$ .

W zakresie przepływów turbulentnych wykazano, że model przepływu samopodobnego daje jakościowo podobne wyniki do uzyskanych obliczeniami z zastosowaniem modelu  $k-\varepsilon$ .

Model  $k-\varepsilon$  wymaga założenia wartości kilku stałych empirycznych, które mają wpływ na wyniki obliczeń. Wyznaczenie strumienia przepływu przez szczelinę za pomocą algorytmu dla przepływu samopodobnego z zastosowaniem znanych z literatury współczynników określonych empirycznie pozwala na weryfikację założeń do obliczeń modelem  $k-\varepsilon$ .

Wyniki obliczeń z zastosowaniem modelu  $k-\varepsilon$  wskazują na zmienność współczynnika oporu ciągłego wzdłuż obwodu szczeliny poprzecznej o przyjętej geometrii. Uzmiennienie tego współczynnika wzdłuż obwodu szczeliny może pozwolić na zbliżenie wyników otrzymanych obydwoma sposobami obliczeń. Potwierdzenie zgodności opisu modelem  $k-\varepsilon$  z rzeczywistym zjawiskiem przepływu wymaga badań empirycznych.

Ponieważ większość opisanych w literaturze przedmiotu wyników badań przepływu przez szczeliny jest opracowana przy założeniu przepływu samopodobnego, więc opis ten może być pomocny w przyjęciu założeń do obliczeń modelem  $k-\varepsilon$ .

Kinematyka rzeczywistych zbieżnych szczelin poprzecznych jest bardziej złożona niż przedstawiona w rozdziale 2. Jednakże przedstawione opisy dotyczą istotnych charakterystycznych stanów, pozwalających zdefiniować warunki bezstykowej współpracy pierścienia ślizgowego z oporowym.

W rozdziale 3 wyprowadzono geometryczny warunek bezstykowej współpracy płaskich przechylonych względem osi głównej pierścienia ślizgowego z oporowym. Przedstawiono warunek graniczny określający możliwość bezkontaktowej (czyli przy tarcu płynnym) współpracy pierścieni mimo wielokrotnie mniejszej szerokości średniej szczeliny poprzecznej od ich łącznego bicia czołowego.

Przedstawiono opis dynamiki i analizę częstotliwościową równań ruchu podatnie mocowanych pierścieni oporowego i ślizgowego. Zalecono, by w obliczeniach konstrukcyjnych zakładać zbliżone do zera wartości przesunięć fazowych. W takim zakresie prędkości obrotowych warunek współpracy bezstykowej pierścieni może być opisany w

przytoczony sposób. Również w tym zakresie pracy podatny pierścień oporowy nie wykazuje własności oscylacyjnych.

Opisane w rozdziale 4 badania potwierdziły poprawność przyjętych rozwiązań konstrukcyjnych tarcz odciążających z podatnym pierścieniem ślizgowym oraz możliwość ich pracy w zakresie przepływów laminarnych w szczelinie poprzecznej. Wykazano efekt korzystnego sprzężenia zwrotnego między malejącą szerokością szczeliny poprzecznej, a więc też liczbą  $Re_p$  a rosnącą wartością współczynnika strat tarcia  $\lambda_2$ .

Badania wykazały, że mimo oscylacji kątowych pierścienia ślizgowego można stosować wzory do obliczeń hydraulicznych przepływu laminarnego przez szczelinę poprzeczną o uśrednionej wartości szerokości szczeliny. Otrzymane empiryczne wzory pozwalają na dokładniejsze obliczenia niż za pomocą wzorów otrzymanych z rozwiązania równań ruchu. Okazało się też, że konstrukcja połączenia pierścienia podatnego z tarczą ma wpływ na własności dynamiczne szczeliny, a więc i na współczynnik strat tarcia. Przebadano dwie konstrukcje: pierścień ślizgowy połączony elastomerem z tarczą oraz „pływający” pierścień ślizgowy. Dla innych podatnych pierścieni ślizgowych otrzyma się z dużym prawdopodobieństwem wynik mieszczący się między uzyskanymi dla omówionych skrajnych rozwiązań konstrukcyjnych.

W przyjętym zakresie parametrów badanych przepływów w warunkach laboratoryjnych wykazano, że przepływ laminarny w szczelinie poprzecznej jest stabilny i przy minimalnych strumieniach nie zachodzi niebezpieczeństwo skokowej zmiany charakteru przepływu z laminarnego w graniczny. Stwierdzenie to można rozszerzyć na wyższe parametry, występujące w układach odciążenia pomp badanych na stacji prób. W badaniach tych ciśnienie  $p_2$  przekraczało 5,5 MPa.

Ponadto badania wykazały, że na pierścieniu ślizgowym i oporowym konieczne jest zastosowanie materiałów mających dobre własności do takiej współpracy. Jest to sytuacja analogiczna do występującej w łożyskach ślizgowych.

W rozdziale 5 przytoczono algorytmy pozwalające na wariantowe ujęcie zależności między kolejno wybieranymi wielkościami, charakteryzującymi zespół tarczy odciążającej. Należy zwrócić uwagę na konstrukcję tarczy (sposób mocowania pierścieni ślizgowego i oporowego, ich grubości, średnice, na których umieszczone są uszczelnienia stałe pierścieni), która może dać w wyniku zarówno konfuzorowość, jak i dyfuzorowość szczeliny poprzecznej i wpływać na jej własności hydrauliczne.

W rozdziale 6 opisano dynamikę zespołu wirującego pompy odśrodkowej wielostopniowej, mającego tarczę odciążającą ze wspomagającym sprężyscie podpartym łożyskiem osiowym. Układ odciążenia sił osiowych, działających na zespół wirujący pompy odśrodkowej wielostopniowej, spełnia równocześnie rolę szczelinowego uszczelnienia ruchowego oraz łożyska promieniowo-osowego. Zespół ten jest zarazem układem regulacji automatycznej wielkości wycieku i nośności tarczy. W pierwszej części rozdziału 6 przytoczono algorytm obliczeń charakterystyk statycznych dla układu tarczy odciążającej ze sprężyscie podpartym łożyskiem wspomagającym. Następnie przeprowadzono obliczenia charakterystyk dynamicznych i wykonano analizę częstotliwościową. Dokonano oceny stateczności układu. W analizie dynamicznej jako generator drgań osiowych przyjęto mimośrodowość wału w szczelinie wzdłużnej. Wówczas ustalone drgania poprzeczne wału stanowią kinematyczne wzbudzenie drgań osiowych.

Wprowadzenie dodatkowej cechy konstrukcyjnej do układu mechanicznego, jak podatność jednego z pierścieni w zespole tarczy odciążającej i wykorzystanie fenomenu przepływu przez szczelinę poprzeczną, pozwala na koncipowanie jego nowych rozwiązań. W rozdziale 7 przytoczono ich przykłady.

Ich wspólną dodatkową cechą jest właśnie podatny pierścień ślizgowy lub oporowy, mający istotnie mniejszą średnicę zewnętrzną i pracujący przy znacznie mniejszej średniej



szerokości szczeliny poprzecznej niż dotychczas przyjmowana. Powinno to znacznie obniżyć łączne straty objętościowe i tarcia. Dzięki temu tarcza odciążająca może być jeszcze bardziej konkurencyjnym węzłem konstrukcyjnym w stosunku do innych sposobów równoważenia siły osiowej.

W celu praktycznego zastosowania wyników niniejszej pracy w rozdziale 8 przedstawiono przykład obliczeń konstrukcyjnych nowego rozwiązania tarczy odciążającej. Ponieważ rezerwa nadwyżki ciśnienia w króćcu tłocznym pompy nad ciśnieniem przed tarczą w proponowanych konstrukcjach jest redukowana do niezbędnego minimum, więc projekt takiego węzła konstrukcyjnego jest znacznie trudniejszy od tradycyjnego. Konieczne jest trafne prognozowanie wartości ciśnienia przed tarczą  $p_2(Q)$ . Również należy brać pod uwagę wzrost siły osiowej T na skutek zużycia eksploatacyjnego pompy.

Wreszcie realizacja pełnego przyjętego programu badawczego wymagała też przeprowadzenia badań wdrożeniowych i eksploatacyjnych, które opisano w rozdziale 9. Badania wdrożeniowe pozwoliły na dopracowanie nowej konstrukcji i usunięcie jej niedostatków. Badania i obserwacje eksploatacyjne mogły potwierdzić uzyskanie zamierzonego efektu zastosowania w pompie odśrodkowej wielostopniowej tarczy odciążającej nowej konstrukcji. Pozytywny jakościowy wynik tych prac można ująć następującymi stwierdzeniami:

-Przez okres eksploatacji 2060 godzin w bardzo trudnych warunkach ruchowych pompa zachowywała lepsze parametry niż pozostałe podobnie eksploatowane pompy.

-Zużycie tarczy odciążającej było nie większe niż w przypadku jej typowej konstrukcji, w której są stosowane pierścienie z najtwardszych staliw.

-Pracownicy obsługujący typowe konstrukcje dokonali bez nadzoru autorskiego i bez istotnych trudności korekty ustawienia nowej tarczy na wale, z czym wiązał się jej demontaż i ponowny montaż.

Wyniki badań przedstawione w niniejszej monografii stanowią podstawę do dalszych prac w kierunkach, których przykłady można wymienić:

-optymalizacja par materiałów na pierścienie ślizgowe i oporowe zespołów tarcz odciążających wg proponowanych w niniejszej monografii rozwiązań konstrukcyjnych,

-prace teoretyczne pozwalające na dokładniejszy opis przepływu przez szczeliny wzdłużne i poprzeczne o oscylujących ściankach,

-wyjaśnienie zależności między mimośrodowością szczelin wzdłużnych i zbieżnością płaskościennych szczelin poprzecznych a współczynnikami tarcia w opisach przepływów samopodobnych,

-analizy dynamiki układów z tarczami odciążającymi przy różnych czynnikach generujących drgania,

-wykonanie dokumentacji technicznej i prototypów innych wybranych rozwiązań konstrukcyjnych opisanych w rozdziale 7.

Prace nad zastosowaniami kolejnych nowych rozwiązań konstrukcyjnych pozwolą na ich racjonalizację i dopracowanie. W rezultacie można będzie optymalizować kierunek rozwoju konstrukcji zespołu tarczy odciążającej, bazującej na fenomenie przepływu przez szczelinę poprzeczną.

## LITERATURA

1. Bach M.: „*Radial und Axialspalt bei Hochdruckkreiselpumpen*”. Maschinenmarkt. 1970. H.76, Nr.32, s. 688-689.
2. Barhoum M., Nicklas A.: *Improving the efficiency of multi-stage pumps using a new axial thrust balancing design*. Pump Users International Forum 2004. Karlsruhe, 29 –30 September 2005.
3. Błaszczak A.: *Metoda projektowania pomp o specjalnych wymaganiach eksploatacyjno-ruchowych z wykorzystaniem numerycznej analizy przepływów trójwymiarowych*. Zeszyty Naukowe nr 920. Rozprawy Naukowe, Z. 321, Łódź 2003, s. 150.
4. Burka E.: *Ustalony przepływ burzliwy przez gładkie prostoosiowe rury o przekroju kołowym*. Archiwum Hydrotechniki. Zeszyty 2,3,4, Gdańsk 1955.
5. *CFX-TASC flow Theory Documentation .Version 2.12*. AEA Technology Engineering Software Limited Waterloo, Ontario, Canada N2L 5Z4.
6. Chmielniak T. J.: *Maszyny przepływowe*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej. Gliwice 1997, s. 236.
7. Chodkiewicz R., Papierski A.: *CFD Code – A Useful Tool for the Turbomachinery Designer*, Seminar/Summer School CFD for Turbomachinery Applications, 2001.
8. Czepiel J., Korczak A.: *Pomiary i analiza pracy pomp głównego odwadniania zainstalowanych w KWK Wieczorek na poziomie 630m*. Niepubl. praca wykonana na zlecenie KWK Wieczorek, Gliwice 1998.
9. Czepiel J., Korczak A.: *Analiza wpływu cech konstrukcyjnych zespołu tłoka tarczy odciążającej na niezawodność pracy pompy zasilającej kocioł parowy*. Międzynarodowa konferencja naukowo-techn. Rzeszów 1998.
10. Dietrych J., Kocańda S., Korewa W.: *Podstawy konstrukcji maszyn*. Część I. WNT, Warszawa 1964.
11. Ferenc M.: *Podstawy automatyki*. Wyd. II. Skrypt Pol. Śl, Gliwice, 1987.
12. Gaft J., Martsinkovsky V.: *A choice of the seal for pump shaft*. Pump Users International Forum. Karlsruhe, 29-30 September 2004.
13. Fuchslocher E., Schulz H.: *Die pumpen*. Springer – Verlag. Berlin 1967. s. 369.
14. Gierlotka K., Korczak A., Peczkis G.: *Opracowanie założeń do prac zwiększających sprawność i efektywność pompowni głównego odwadniania na poz. 540m Zakładu Górniczego Bytom III*. Praca badawczo - usługowa aktualnie realizowana.
15. Gryboś R.: *Podstawy mechaniki płynów*. PWN, Warszawa 1989, s. 587.
16. Gryboś R.: *Dynamika maszyn wirnikowych*. PWN, Warszawa 1994.
17. Heil M., Sawci M.: *Dynamische Eigenschaften hydrostatischer Axiallager beim kleinstmöglichem Gesamtleistungsaufwand*. Konstruktion, 1975, No 4.
18. Horenburg O.: *Schaden an Kesselspeisepumpen. Hinweise zur Schadenverhütung durch Auswertung von Schadenstatistiken*. Der Maschinenschaden 43, Heft 4, Stuttgart 1970.
19. Huhn G.: *Theory of fluid sealing*. BHRA International Conference of fluid sealing, April 1961.
20. Janecki J., Hebda M.: *Tarcie, smarowanie i zużycie części maszyn*. WNT, Warszawa 1969.
21. Jędral W.: *Przepływ cieczy we wzdłużnych szczelinach pierścieniowych*. Przegląd Mechaniczny, 1979, nr 11, s.9-14.
22. Jędral W.: *Turbulentny przepływ cieczy w hydraulicznie gładkich szczelinach poprzecznych*. Arch. Bud. Maszyn. 1981, nr 1, Warszawa 1981, s. 39-53.
23. Jędral W.: *Komputer simulation of dynamic behavior of a pump rotor assembly with a ballancing disk*. Prace Inst. Maszyn Przepl. PAN Nr 90-91, Gdańsk 1987.



24. Jędrał W.: *Metody obliczania sił wzdłużnych i układów odciążających w pompach wirowych*. Wyd. Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1988.
25. Jędrał W.: *Metoda wyznaczania optymalnych wymiarów zespołu z tarczą odciążającą*. Przegląd Mechaniczny, 1991, cz.I, nr 17, s. 7-12; cz.II, nr 18, s.21-25.
26. Jędrał W.: *Metoda obliczania sił wzdłużnych w pompach wirowych*. Przegląd Mechaniczny, 1992, nr 13, s. 11-14.
27. Jędrał W.: *Pompy wirowe*. PWN, Warszawa 2001, s. 404.
28. Katalog: *Techniczne wyroby gumowe i z tworzyw sztucznych*. Centrala Zaopatrzenia Górnictwa. Zakłady Gumowe Górnictwa, Bytom 1977.
29. Kazimierski Z.: *Numeryczne wyznaczanie przepływów turbulentnych*. Ossolineum, Wrocław 1992.
30. Kleinert H. J.: *Axiale Ringspaltströmung bei Rotation des Innenzylinders*. Wissenschaftliche Zeitschrift der T.U. Dresden. 21(1972 ) Heft 6, s. 1061-1067.
31. Kleinert H. J.: *Stirnsplattströmung mit Rotation einer Begrenzungswand*. Zeitschrift der T.U. Dresden. 21(1972 ) Heft 6, s. 1069-1077.
32. Kocjan R., Korczak A., Piniożyński J., Wawrzykowski W.: *Pompy nowej konstrukcji do głównego odwadniania płytkich kopalń*. Seminarium „Maszyny i Urządzenia we współczesnych technologiach energetycznych”. Politechnika Śląska, Gliwice-Ustroń 2002.
33. Korczak A.: *Przepływ przez promieniową szczelinę uszczelniającą w pompach wirowych*. Rozprawa doktorska, Politechnika Śląska 1972.
34. Korczak A., Odrobina A.: *Napór osiowy w pompie odśrodkowej pracującej w obszarze kawitacji*. Konferencja naukowo-techn. Hydroforum -80, Porąbka -Kozubnik 1980.
35. Korczak A.: *Opracowanie algorytmu obliczeń zespołu odciążającego pompy wirowej odśrodkowej wielostopniowej*. Niepublikowana praca wykonana na zlec. Biura Projektów Górniczych KOMAG, Gliwice 1981.
36. Korczak A.: *Badania eksploatacyjne pompy typu OWB-250/10 o zwiększonej wysokości podnoszenia (rozwiązanie problemu przeciążenia łożyska osiowego pompy głównego odwadniania na poz. 760m)*. Niepublikowana praca dla KWK Zabrze, listopad 1982.
37. Korczak A., Lamboj J.: *Obliczenia hydrauliczne tarczy odciążającej napór osiowy w pompie wirowej odśrodkowej wielostopniowej*. Mechanika płynów. VIII Konferencja Krajowa, Białystok 1988.
38. Korczak A.: *Entlastungsscheibe mit selbsttätig einstellbarem Ring in einer mehrstufigen Kreiselpumpe*. Pumpentagung, Karlsruhe 1992.
39. Korczak A.: *Łożysko osiowe z wahliwie podpartym pierścieniem wirującym*. Konferencja naukowo-techniczna. Technologia Maszyn Wirnikowych, Rzeszów 1993.
40. Korczak A., Lamboj J., Nikolin S., Perchał S., Wróblewski A.: *Pompa wirowa odśrodkowa wielostopniowa*. Patent nr 163278. UP RP, Warszawa 1994.
41. Korczak A., Paszek J., Krysta A., Jałowicki A.: *Badania łożyska osiowego z wahliwie podpartym pierścieniem wirującym*. Z.N.Pol. Śl. s. Energetyka z. 126, Gliwice 1995.
42. Korczak A., Tabor H.: *Współpraca pompy odśrodkowej wielostopniowej z pustym rurociągiem tłocznym*. Pompy –Pompownie, Nr 11, Wrocław 1995.
43. Korczak A., Czepiel J.: *Projekt techniczny pompy odśrodkowej wielostopniowej DET-300*, Gliwice 1997.
44. Korczak A., Kocjan R., Krawet W., Piniożyński J., Chojowski J., Krok A., Poczesny Z., Tabor H.: *Pompa odśrodkowa wielostopniowa*. Zgłoszenie patentowe nr P-318516 z 15.02.1997.
45. Kocjan R., Korczak A., Piniożyński J., Wawrzykowski W.: *Historia pompy DET-300*. Pompy –Pompownie nr 5, Wrocław 1998.

46. Korczak A., Coghen M., Mazur M., Pawlik R., Perchał S., Czepiel J., Mięka S.: *Pompa wirowa odśrodkowa wielostopniowa*. Zgł. Patentowe nr P335922 z 09.10.99.
47. Korczak A., Kocjan R., Krok A., Grabowski M.: *Przygotowanie pompy do rozruchu*. Pompy –Pompownie. Nr. 12 (86), Wrocław 1999, s.11-14.
48. Korczak A.: *Wpływ cech konstrukcyjnych zespołu odciążenia siły osiowej pompy odśrodkowej wielostopniowej na jej własności eksploatacyjne*. III Konferencja nauk-techn. Problemy i Innowacje w Remontach Energetycznych PIRE 2000, Szklarska Poręba 28 XI-IXII 2000, s. 105-118.
49. Korczak A.: *„The laminar flow of liquids in flat-wall face clearance with a variable width between stationary and rotating rings”*. Transactions Of The Institute Of Fluid-Flow Machinery, No 111, Gdańsk 2002, p. 89-108.
50. Korczak A., Zarzycki M., Perchał S., Peczkis G.: *Pompa odśrodkowa wielostopniowa*. Zgłoszenie patentowe nr P-354697 z 24.06.02.
51. Korczak A.: *Stanowisko do badań modelowych tarczy odciążającej napór osiowy w pompach odśrodkowych wielostopniowych, mającej podatnie osadzony pierścień ślizgowy*. XII Seminarium Energetyczne. Politechnika Śląska, Gliwice 01.03.03, s.139-148.
52. Korczak A., Peczkis G.: *Pompa odśrodkowa wielostopniowa*. Zgłoszenie patentowe nr P 363671 z 24.11.2003.
53. Korczak A., Marcinkowski W., Peczkis G., Zagorulko A.: *Zespół odciążenia siły osiowej w pompie zasilającej kocioł parowy*. Zgłoszenie patentowe nr.P 367862, Warszawa 2004.
54. Korczak A., Marcinkowski W.A., Peczkis G.: *Tarcza odciążająca siłę osiową w sprężarce wirnikowej*. Zgłoszenie patentowe nr P-365432. z 20. 02.2004.
55. Korczak A., Mięka S., Peczkis G., Perchał S.: *Badania wdrożeniowe nowych rozwiązań węzłów konstrukcyjnych pomp odśrodkowych wielostopniowych*. XII Międzynarodowa Konferencja nauk. –techn. Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych, TEMAG 2004, Polit. Śl, Gliwice - Ustroń, XI, 2004.
56. Korczak A., Papierski A., Peczkis G.: *Przepływy przez szczeliny uszczelniające w pompach odśrodkowych*. Międzynarodowa X Konferencja n-t. Uszczelnienia i technika uszczelniania maszyn i urządzeń. Wrocław-Polanica Zdrój, 25-27.05. 2004, s.299-310.
57. Korczak A., Peczkis G., Pajęczkowski.: *Badania eksploatacyjne pomp wielostopniowych z podatnym pierścieniem oporowym tarczy odciążającej*. Kwartalnik Pompy-Pompownie, Nr 3/04, Wrocław 2004.
58. Korczak A., Papierski A.: *The flow through the face clearance of the disk relieving the axial force in a multi-stage centrifugal pump*. Transactions Of The Institute Of Fluid-Flow Machinery, No 115, Gdańsk 07.2004, s.125-140.
59. Korczak A., Peczkis G.: *Badania laboratoryjne przepływu przez szczelinę poprzeczną*. Referat zgłoszony na Międzynarodowe Sympozjum. International compressor & turbine flow systems- theory & application areas. SYMCOM '05. Łódź, 21-23 09.2005.
60. Korczak A.: *Geometria szczeliny poprzecznej i dynamika podatnych pierścieni tarcz odciążających w pompach odśrodkowych wielostopniowych*. Przegląd Mechaniczny, (artykuł po recenzji akceptującej publikację), Warszawa 2005.
61. Korczak A.: *Algorytm obliczeń konstrukcyjnych tarczy z podatnym pierścieniem ślizgowym lub oporowym odciążającej siłę osiową w pompie odśrodkowej wielostopniowej (w recenzji w Przeglądzie Mechanicznym, Warszawa 2005)*.
62. Kosyna G.: *Untersuchungen an radial durchströmten Dichtspalten mit ebenen Spaltwandungen unter Berücksichtigung von Parallelitätsfehlern*. Dokt. Diss. T.U. Braunschweig 1976.
63. Kreith F., Viviani H.: *Laminar source flow between two parallel coaxial disks rotating at different speeds*. Trans. ASME, E, 1976, nr 3, s. 541-547.



64. Kundera Cz.: *Aktywne uszczelnianie drgających elementów wirujących*. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, seria Mechanika, Kielce 1999, s. 115.
65. Ławrynowicz J.: *Rachunek wariacyjny ze wstępem do programowania matematycznego*. WNT, Warszawa 1977.
66. Łączkowski R.: *Wyważanie elementów wirujących*. WNT, Warszawa 1979.
67. Łybko K.: *Konstrukcja i obliczenia hydrauliczne zespołu tarczy odciążającej siłę osiową w wielostopniowej pompie wirowej odśrodkowej*. Praca dyplomowa magisterska, Politechnika Śląska, Gliwice 1999.
68. *Mały Poradnik Odlewnika*. Praca zbiorowa. WNT, Warszawa 1974, s.560.
69. Marcinkowski W.A., Korczak A.: *Szczeliny uszczelniające tarczy odciążającej napór osiowy i ich wpływ na dynamikę zespołu wirującego pompy odśrodkowej wielostopniowej*. X Międzynarodowa Konferencja nauk.techn., Technika uszczelnień. Politechnika Wrocławska, Polanica Zdrój, 25-27 maj 2004, s. 318-328.
70. Marcinkowski W.A., Korczak A.: *Analiza pracy hydrostatycznego łożyska osiowego, w strefie przepływów laminarnych*. Kwartalnik: Pompy –Pompownie nr 1 (112), Wrocław 2004, s. 37-42.
71. Marcinkowski W.A., Korczak A.: *Analiza pracy tarczy odciążającej w wielostopniowej pompie odśrodkowej, uwzględniająca jej osiowosymetryczne ugięcie sprężyste*. IX Międzynarodowa Konferencja: Przepływowe maszyny wirnikowe. Rzeszów-Myczkowce, 16-18.10.2003.
72. Miller U.: *Über laminare strömung in einer inkompressiblen Flüssigkeit zwischen einer rotierenden Scheibe und einer festen Wand bei kleinen Spaltbreiten und radialem Massenstrom*. Acta Mech. 1971 nr 11, s.99-116.
73. Papierski A., Peczkis G.: *Computations of the flow through the axial eccentric clearance*. Transactions Of The Institute Of Fluid-Flow Machinery, Gdańsk 07.2004. (w recenzji).
74. Papierski A., Rabiega M.: *Multiblock Parallel Computation of an Incompressible 3-D Flow in Turbomachines* Task Quarterly 3 No 1 (1999), p. 39-52.
75. Peczkis G.: *Badania modelowe zespołu tarczy odciążającej z podatnie podpartym pierścieniem wirującym*. Praca dyplomowa magisterska, Politechnika Śląska, Gliwice 2001.
76. Pfeleiderer C.: *Die Kreiselpumpen für flüssigkeiten und Gase*. Springer Verlag, Berlin 1955.
77. Plötner W. (Kollektivleiter): *Technisches Handbuch .Pumpen*. VEB Verlag Technik, Berlin 1969.
78. Plutecki J.: *Wytyczne konstrukcyjno-obliczeniowe projektowania elementów hydraulicznych pomp wielostopniowych*. Zeszyty Naukowe Instytutu Konstr. i Eksploat. Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1975.
79. *Poradnik Inżyniera Mechanika*. WNT, Warszawa 1969.
80. Prandtl L.: *Dynamika przepływów*. PWN, Warszawa 1956.
81. Priesnitz Chr.: *Der Einfluß von Ein- und Dreispaltdichtungen auf die Lage der Kritischen Drehzahl und die Laufruhe von Pumpenwellen*. Pumpen und Verdichter, Halle 1967.
82. Rodi W.: *Experience with two-layer models combining the  $k$ - $\epsilon$  model with a one-equation model near the wall*. American Institute of Aeronautics and Astronautics Paper 91-0216, American Institute of Aeronautics and Astronautics 29th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, U.S.A., January 7-10 1991.
83. Rohatyński R (red. naukowy): *Methodological foundations of computer aided and computer automated design*: Oficyna Wydaw. Politech. Wrocławskiej, Wrocław 1994.
84. Saechtling H.: *Tworzywa sztuczne. Poradnik*. WNT, Warszawa 1999, s.208.
85. Schlichting H., Gersten K.: *Grenzschicht-Theorie*. (9 Auflage) Springer Verlag, Berlin - Heidelberg 1997, S 851.
86. Smirnow W.I.: *Matematyka wyższa. Równania o pochodnych cząstkowych. Zagadnienia brzegowe*. T.4, cz. 2. PWN, Warszawa 1962.
87. Sneek H.J.: *The Effects of Geometry and Inertia on Face Seal Performance-Laminar Flow*. Journal of Lubrication Technology, April 1968.
88. Soo S.L.: *Laminar flow over an enclosed rotating disk*. Trans. ASME vol. 80, 1958.
89. Spałek J.: *Problemy inżynierii smarowania maszyn w górnictwie*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2003, s.109.
90. Stepanoff. A.J. *Centrifugal and Axial Flow Pumps*. Publ. By John Wiley & Sons, Inc., New York, 1957, p. 401.
91. Sydenham P.H. (red.): *Podręcznik metrologii*. Wyd. Komunikacji i Łączności, Warszawa 1988.
92. Tiedt W.: *Berechnung des laminaren und turbulenten Reibungswiderstandes konzentrischer und exzentrischer Ringspalte*, I bis VII. Chemiker-Ztg./Chem. Apparatur. 1966 No 12, 1967 No 1, 1967 No 5, 1967 No 9, 1967 No 11, 1968 No 1, 1968 No 3. Dresden.
93. Trokolanski A.T., Łazarkiewicz Sz.: *Pompy Wirowe*. WNT, Warszawa 1973.
94. Trokoleński A.T.: *Hydromechanika*. WNT, Warszawa 1962.
95. Tryliński W.: *Drobne mechanizmy i przyrządy precyzyjne*. WNT, Warszawa 1973.
96. Verba A., Sebestyen G.: *Contribution to the calculation of axial thrust of multistage pumps*. Proceedings of the IV Conference on Fluid Machinery, Budapest 1971.
97. Volk W.: *Statystyka stosowana dla inżynierów*. WNT, Warszawa 1965.
98. Wagner W.: *Experimentelle Untersuchungen an radial durchströmten Spaltdichtungen*. Dissertation T.U. Braunschweig. 1972.
99. Węgrzyn S.: *Podstawy automatyki*.Wyd.III. PWN,Warszawa 1976.
100. Witkowski A.: *Sprężarki wirnikowe*. Wyd. Pol. Śl., Gliwice 2004.
101. Zarzycki M., Żukowski E., Grychowski J., Korczak A.: *Dokumentacja techniczna pompy głównego odwadniania kopalń do dużych wysokości podnoszenia*. Gliwice 1978.
102. Zarzycki M., Peczkis G.: *Optymalizacja międzyremontowego okresu eksploatacji pomp odśrodkowych wielostopniowych (np. pomp głównego odwadniania kopalń)*. X Jubileuszowa Międzynarodowa Konferencja „Trwałość Elementów i Węzłów Konstrukcyjnych Maszyn Górniczych” TEMAG 2002, Ustroń XI 2002.
103. Zwierzycki W. (red.): *Wybrane zagadnienia zużywania się materiałów w ślizgowych węzłach maszyn*. PWN, Warszawa-Poznań 1990.
104. Zwierzycki W.: *Prognozowanie zużycia elementów maszyn*. Z. 21- Konferencje, Politechnika Częstochowska, Częstochowa 1997, s. 29-44.
105. Байбиков А.С. Шнепп В.Б. Евгенов С.С.: *Исследование турбулентного течения жидкости между вращающимся диском и корпусом при радиальном разходе*. Энергомашиностроение Нр.3/72, Москва 1972.
106. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Шнейдерович Р.М.: *Расчет на прочность деталей машин*. Машиностроение, Москва 1966, с. 616.
107. Голубев А. И.: *Трение в торцовых уплотнениях. Жидкостное трение*. АНССР Сер. Машиностроение. Нр 4, 1966, с.114.
108. Редакция: Грянко Л. и Папир А. Н: *Лопастные насосы*. Изд. Машиностроение, Ленинград 1975, с.430.
109. Ким Я.А.: *Расчет гидравлических пят для разгрузки осевой силы*. Энергомашиностроение, Нр.1/66, Москва 1966.
1010. Корчак А., Марцинковский В.А., Печкис Г.: *Затворно уравнивающее устройство ротора центробежного компрессора*. Международная Научно-Техническая Конференция по Компрессоростроению, 15-17.09.2004, Сумы.



111. Корчак А., Марцинковский В.А., Чурилова В.Е.: *Статический расчет радиально упорных гидростатических саморегулируемых подшипников*. I Українсько – polska konferencja naukowa: „Współczesne Techniki Wytwarzania w Rozwoju Ekonomicznej Integracji i Przedsiębiorczości”. 16-18. 10. 2003, Satanów, Ukraina.

112. Ломакин А. А.: *Расчет критического числа оборотов и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высоконапорных гидравлических машин с учетом сил возникающих в уплотнениях*. Энергомашиностроение, Нр.4/58. Москва 1958.

113. Ломакин А. А.: *Центробежные и осевые насосы*. Изд. Машиностроение, Москва 1966, с. 364.

114. Марцинковский В.А.: *Гидродинамика и прочность центробежных насосов*. Изд. Машиностроение, Москва 1970, с.270.

115. Марцинковский В.А.: *Анализ осевой устойчивости роторов питательных насосов* - М. Энергомашиностроение. Нр.4/73, с.28-31

116. Марцинковский В.А.: *Бесконтактные уплотнения роторных машин*. Изд. Машиностроение, Москва 1980, с. 200.

117. Марцинковский В.А., Ворона П.Н.: *Насосы атомных электростанций*. Энергоатомиздат, Москва 1987, с. 256.

118. Марцинковский В.А.: *Гидродинамика дроселирующих каналов*. Изд. Сумского Госуниверситета, Сумы 2002, с. 336.

119. Михайлов А.Н., Малюшенко В.В.: *Лопастные насосы*. Изд. Машиностроение, Москва 1977.

120. Федорова Г.И.: *Радиальное течение вязкой жидкости в узкой щели между вращающимися и неподвижным дисками*. Труды ВНИКиТИ Гидромаш, Вып.42 (1971), с.31-42.

121. Чегурко Л. Е.: *Исследование самоустанавливающейся гидропяты*. Гидравлические машины. Изд. ХГУ, 1974, вып. 8, с. 66-73.

122. Чегурко Л. Е.: *Разгрузочные устройства питательных насосов тепловых электростанций*. Изд. Энергия, Москва 1978.

## BADANIA UKŁADÓW RÓWNOWAŻĄCYCH NAPÓR OSIOWY W WIELOSTOPNIOWYCH POMPACH ODŚRODKOWYCH

### Streszczenie

Tarcze odciążające równoważąc dowolnie duży napór osiowy w pompach odśrodkowych wielostopniowych oraz redukując ciśnienie przed dławnicą tłoczną są trudnym do zastąpienia węzłem konstrukcyjnym. Z drugiej strony są one najbardziej awaryjnym elementem pomp, więc prace nad ich doskonaleniem są uzasadnione.

Obliczenia wykazują, że w przepływach przez szczeliny poprzeczne typowych tarcz odciążających liczby Reynoldsa nie przekraczają istotnie wartości dla strefy przejściowej. Przejście w strefę laminarną jest możliwe przez zmniejszenie średnicy tarczy odciążającej, z którym wiąże się zmniejszenie szerokości szczeliny poprzecznej i wzrost ciśnienia przed tarczą kosztem spadku ciśnienia w szczelinie wzdłużnej. Ograniczeniem jest konieczność zachowania odpowiedniej szerokości szczeliny poprzecznej. Badania empiryczne i teoretyczne wykazały, że rozkład ciśnienia w płaskościennnej szczelinie poprzecznej o zmiennej szerokości wywołuje moment przeciwdziałający stykaniu ścianek szczeliny. Podatne mocowaniu jednego z pierścieni tworzących szczelinę poprzeczną umożliwia jego odchylenie się i zachowanie tarcia płynnego, mimo iż łączne bicie powierzchni czołowych kilkakrotnie przekracza średnią szerokość szczeliny. Badania nad wdrożeniem takiego efektu zostały omówione w niniejszej monografii.

Ponadto zmniejszony kilkakrotnie strumień przepływu przez szczeliny zespołu odciążenia i znaczny wzrost spadku ciśnienia w szczelinie poprzecznej kosztem spadku ciśnienia w szczelinie wzdłużnej powodują, że erozja szczeliny wzdłużnej ma mniejszy wpływ na wzrost strumienia i spadek sprawności pompy.

Powyższe tezy były uzasadnieniem opracowania wybranych zagadnień przedstawionych w kolejnych rozdziałach niniejszej monografii.

Opisano przepływy laminarne i turbulenty przez płaskościenną szczelinę poprzeczną o zmiennej szerokości między pierścieniem stałym i wirującym.

Dla przepływu laminarnego analitycznie i numerycznie rozwiązano uproszczone równania ruchu N-S i równanie ciągłości. Podano zależności pozwalające obliczyć rozkład ciśnienia w szczelinie, prędkość promieniową, siłę osiową oraz kierunek i moduł wektora momentu. Dla przepływu turbulenty przedstawiono rozwiązanie jak dla przepływu samopodobnego oraz z zastosowaniem modelu  $k-\epsilon$  do równań Reynoldsa.

Wyniki obliczeń zilustrowano przykładami liczbowymi. Porównano pola ciśnienia oraz pozostałe wielkości, otrzymane dla różnych modeli obliczeniowych.

Przedstawiono geometrię płaskościennnej szczeliny poprzecznej o przechylonych ściankach i wyprowadzono warunek bezkontaktowej współpracy pierścienia ślizgowego z oporowym. Przytoczono równania ruchu opisujące drgania kątowe podatnie mocowanego pierścienia oporowego oraz podatnie osadzonego w tarczy pierścienia ślizgowego. Przeprowadzono analizę częstotliwościową tych równań. Dano przykład liczbowy, w którym dla tarczy o przyjętych cechach konstrukcyjnych i parametrach pracy określono charakterystyki amplitudowe i fazowe.

Na wybranych konstrukcjach tarczy odciążającej z podatnym pierścieniem ślizgowym potwierdzono efekt działania opisanego teoretycznie pola ciśnienia. Badano przepływy przez szczelinę poprzeczną rejestrując torem pomiarowym: strumień, ciśnienie przed i za szczeliną, szerokość szczeliny, prędkość obrotową, siłę osiową, moment obrotowy. W założonym zakresie zmian mierzonych parametrów przepływu laminarnego określono współczynnik oporu tarcia dla założonej wartości współczynnika oporu wlotowego. Potwierdzono, że dla szczeliny o oscylującej ściance można stosować algorytm obliczeń jak dla szczeliny o szerokości średniej.



Dla przepływów laminarnego i turbulentygo przedstawiono algorytm obliczeń charakterystyk statycznych układu tarczy odciążającej. Umożliwia on wariantowe ujęcie zależności między kolejno wybranymi wielkościami, charakteryzującymi ten węzeł konstrukcyjny. Pozwala to na wybór cech konstrukcyjnych zapewniających założony strumień i średnią szerokość szczeliny poprzecznej przy założonej sile osiowej.

Przedstawiono opis dynamiki zespołu wirującego pompy odśrodkowej wielostopniowej z tarczą odciążającą i podpartym sprężyscie dodatkowym łożyskiem osiowym. Założono, że drgania są generowane przez mimośrodowość szczeliny wzdłużnej. Dla przykładu liczbowego przedstawiono analizę amplitudowo-częstotliwościową. Obiekt rozpatrzono jako układ automatycznej regulacji, w którym szerokość szczeliny poprzecznej i strumień są wielkościami regulowanymi, a siła osiowa od ciśnienia działającego na tarczę odciążającą wielkością wejściową.

Omówiono nowe konstrukcje tarczy odciążającej lub łożyska wzdłużnego, uwzględniające fenomen przepływu laminarnego przez szczelinę poprzeczną przez zastosowanie podatnego pierścienia ślizgowego lub oporowego. Przedstawione rozwiązania stanowią znamienności cytowanych opisów patentowych.

Przedstawiono algorytm obliczeń tarczy z podatnym pierścieniem dla założonego przepływu laminarnego w szczelinie poprzecznej. Przed przystąpieniem do konstruowania zespołu tarczy odciążającej należy dysponować konstrukcją pompy, z której wynikają: średnica wału, linia ugięcia wału, średnica piasty.

W przykładzie liczbowym przyjęto pompę poddaną badaniom wdrożeniowym. Przedstawiono:

- obliczenia ciśnienia przed tarczą, pozwalające określić jej wymiary dla założonej wartości siły osiowej,
- charakterystyki statyczne, pozwalające na określenie przedziału parametrów pracy tarczy dla określonego zakresu wartości siły osiowej,
- charakterystyki dynamiczne pierścienia oporowego.

Badania wdrożeniowe przeprowadzono na Stacji Prób Fabryki Pomp POWEN. Badano pompę OW-250 z tarczą odciążającą z wulkanizowanym pierścieniem oporowym. Badania wykazały konieczność zastosowania: -wewnętrznego pierścienia, odgradzającego warstwę elastomeru od ciśnienia przed tarczą, -pierścienia ślizgowego z materiału twardego, np. staliwa Sp4, a oporowego z miękkiego, np. brązu BK331, - taką sztywność tarczy, by ugięcie pierścienia ślizgowego oraz oporowego pod wpływem sił od ciśnienia nie powodowało dyfuzorowości szczeliny.

Badania eksploatacyjne są prowadzone w układzie głównego odwadniania kopalni KWK Kazimierz Juliusz. Pompa z eksperymentalną tarczą odciążającą jest eksploatowana tak samo jak pozostałe pompy w tej pompowni. Trudne warunki eksploatacji są spowodowane:

- krótkimi okresami pracy ustalonej, a więc dużą liczbą rozruchów i zatrzymań pompy,
- dużą ilością zanieczyszczeń mechanicznych i chemicznych w pompowanej wodzie.

Ponadroczone obserwacje pracy pompy z tarczą odciążającą nowej konstrukcji wykazały jej dobrą odporność na zużycie, przy jednocześnie trwałym zredukowaniu strat objętościowych. Konieczne są podobne badania pomp sześć-, ośmio- i dziesięciostopniowych.

## INVESTIGATIONS OF SYSTEMS COUNTERBALANCING THE AXIAL THRUST IN MULTI-STAGE CENTRIFUGAL PUMPS

### Abstract

Balance disks counterbalancing an arbitrarily high axial pressure in multi-stage centrifugal pumps and reducing the pressure ahead of the forcing gland are a kinematic pair which is difficult to be replaced. On the other hand, they are the most emergency element of a pump, and therefore investigations aiming at their improvement are actually reasonable.

Calculations have revealed that the flow through the face clearances of typical balance disks, the Reynolds numbers do not exceed essentially the values concerning the transient zone. A transition to the laminar zone can be achieved by a reduction of the diameter of the balance disk, accompanied by a reduction of the width of the face clearance and an increase of pressure ahead of the disk at the sacrifice of a pressure drop in the longitudinal clearance. This is restricted by the necessity of maintaining an adequate width of the face clearance. Empirical and theoretical investigations have shown that the distribution of pressure in a flat-walled face clearance with a variable width elicits a moment counteracting the contact of the walls. A flexible fixing of one of the rings constituting the face clearance permits a deflection and the maintenance of fluid friction despite the fact that total hammering of the face surfaces exceeds several times the average width of the clearance. Investigations concerning the implementation of such an effect are the subject matter of the present monograph.

Moreover, the flow rate through the clearance of the balance unit, reduced a number of times, and the considerable increase of the pressure drop in the face clearance at the cost of a pressure drop in the longitudinal clearance decrease the effect of the erosion of the longitudinal clearance on the growth of the flow rate through the clearance and a reduction of the efficiency of the pump. These theorems justify the taking up of studies concerning some selected problems, dealt with in the successive chapters of this monograph.

The laminar and turbulent flow through a flat-walled face clearance with a varying width between the stable and the rotating ring has been described.

Concerning the laminar flow, the equations of motion N-S, as well as the equation of continuity have been solved analytically and numerically. Relations have been quoted which permit to calculate the pressure distribution in the clearance, the radial velocity, the axial force and the direction and module of the moment vector. In the case of a turbulent flow the presented solution concerns a flow with a quadratic dependence of the friction losses as well as the applications of a  $k-\varepsilon$  model in Reynolds equations. The results of these calculations have been illustrated by numerical examples. The pressure fields have been compared with other quantities obtained for various models of calculations.

The geometry of a flat-walled face clearance with tilted walls has been presented and the condition of a contactless cooperation of the slip-ring with the thrust ring has been derived. The quoted equations concern angular vibrations of a flexibly fixed thrust ring, flexibly mounted in the disc of the slip-ring. A frequency analysis of these equations has been carried out. The quoted numerical example concerns a disk with assumed structural characteristics and operational parameters, determining its amplitudinal and phase characteristics.

On the example of selected constructions of the balance disk with a flexible slip-ring the effect of the operation of the theoretically described pressure field has been confirmed. The flow through the face clearing has been tested, recording the flow rate, the pressure ahead of and behind the clearance, its width, the rotational speed, axial force and torque. In the considered range of changes of the measured parameters of the laminar flow the coefficient of continuous resistance concerning the assumed value of the coefficient of resistance at the



input could be determined. It has been proved that in the case of a clearance with an oscillating wall the same algorithm may be applied as for the clearance with an average width.

For the laminar and turbulent flow an algorithm has been suggested for calculations of the static characteristics of the balance disk unit. This allows to formulate the relations between the successively selected quantities, characterizing this structural kinematic pair. In this way such design features can be chosen which warrant that the required flow rate and average width of the clearance are retained at the assumed axial force.

A description of the dynamics of the rotating unit of a multistage centrifugal pump with a balance disk and a flexibly supported additional axial bearing has been presented, assuming that the vibrations are generated by the eccentricity of the longitudinal clearance. As a numerical example an amplitudinal frequency analysis has been presented. The whole object is considered as an automatically controlled system, in which the width of the face clearance and the flow rate are controlled quantities, and the axial force caused by the pressure exerted on the balance disk is an input value.

New designs of the balance disk have been discussed, taking into account the phenomenon of the laminar flow through the face clearance, due to the application of a flexible slip-ring or thrust ring. The presented solutions characterize the quoted patent specifications.

An algorithm of checking the calculations concerning a disk with a flexible ring for the assumed laminar flow in the face clearance has been presented. Previous to constructing the balance disk unit, we must have the design of the pump informing us about the diameter of the shaft, the bending line of the shaft, the diameter of the hub.

In the numerical example a pump has been dealt with subjected to implementation tests, comprising calculations of the pressure under the disk permitting the determination of the range of working parameters of the disk for some given range of values of the axial force, as well as the dynamical characteristics of the thrust ring.

The implementation tests were carried out at the Test Station of the Pump Factory POWEN. An OW-250 pump with a balance disk provided with a vulcanized thrust ring was tested. These tests displayed the necessity of applying an internal ring, separating the elastomer layer from the pressure ahead of the disk, a slip-ring made of some hard material, e.g. cast steel type Sp4, whereas the thrust ring ought to be made of some soft material, e.g. BK331 bronze. The rigidity of the disk should prevent a bending of the slip-ring and thrust ring due to pressure which might result in a diffusivity of the clearance.

Investigations in situ were carried out within the main drainage system of the hard-coal mine Kazimierz Juliusz. A pump with an experimental balance disk was applied similarly as other pumps in this pump station. The existing difficult conditions of exploitation are caused by too short periods of operation, i.e. the frequent starting and arresting of the pump, and by the large amount of mechanical and chemical contaminations in the pumped water. Observations of the operation of a pump with a newly constructed balance disk, lasting for more than a year, have proved its high resistance to wear and a continuous reduction of voluminar losses. Similar investigations on six-, eight-, and ten-stage pumps seem to be expedient.

## OD AUTORA

W swojej czterdziestoletniej praktyce zawodowej, obok zajęć dydaktycznych prowadzonych na kilku wydziałach Politechniki Śląskiej w zakresie przedmiotów dotyczących techniki pompowej, wykonywałem prace naukowo-badawcze na zlecenie m. in. Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku, Głównego Instytutu Górnictwa w Katowicach, OBR Pomp Przemysłowych w Warszawie, Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG w Gliwicach, OBR Fabryki Samochodów Małolitrażowych w Bielsku Białej, Fundacji Rozwoju Kardiologii Profesora Religi w Zabrze. Ponadto na zlecenia różnych podmiotów gospodarczych (najczęściej kopalń) wykonywałem prace studialne i projektowe, ekspertyzy, modernizacje, pomiary ruchowe, badania eksploatacyjne, analizy techniczno – ekonomiczne, dotyczące pomp i układów pompowych. W wieloletniej praktyce zawodowej wykonałem ponad sto prac inżynierskich, których tematyka najczęściej obejmowała:

- konstruowanie i modernizowanie pomp krętnych i badania ich układów przepływowych,
- produkcję, eksploatację, remonty i diagnostykę pomp odśrodkowych,
- projektowanie i modernizowanie rurociągów zarówno dla górnictwa, jak i dla energetyki,
- badania odporności tworzyw konstrukcyjnych na działanie erozji piaskowej i kawitacyjnej,
- diagnostykę przyczyn niedomagań i awarii pomp i rurociągów.

Największa liczba prac dotyczyła pomp i rurociągów głównego odwadniania kopalń. W krajowym górnictwie kopalnie głębinowe najczęściej są odwadniane pompami odśrodkowymi wielostopniowymi z tarczą odciążającą. Problemy związane z tym węzłem konstrukcyjnym były istotnym motywem do zajęcia się tym tematem. Obok wcześniejszych prac cytowanych w niniejszej monografii, dzięki uzyskaniu w 2001 roku Grantu KBN nr 8 T07 B006 21, mogłem zrealizować założony program badawczy, dotyczący zespołu tarczy odciążającej w pompach odśrodkowych wielostopniowych. Raport końcowy z realizacji tego projektu badawczego został oceniony przez Zespół Mechaniki, Budownictwa i Architektury KBN jako znakomity.

Podstawową tezę pracy było wdrożenie wykazanego fenomenu w przepływie odśrodkowym przez szczelinę poprzeczną. Celem pracy była poprawa sprawności i niezawodności pomp odśrodkowych wielostopniowych z tarczą odciążającą. Ten węzeł konstrukcyjny jest w zasadzie też hydrostatycznym łożyskiem osiowym, które dzięki wdrożeniu proponowanych, nowych cech konstrukcyjnych może być bardziej konkurencyjny w stosunku do znanych rozwiązań.

Od ukończenia studiów w 1964 roku pracowałem na Uczelni w zespole kierowanym przez Profesora Macieja Zarzyckiego. Naszym największym osiągnięciem było skonstruowanie pompy typu OWH-250, odśrodkowej wielostopniowej z tarczą odciążającą. Za ten projekt zespół otrzymał w 1983 roku nagrodę I st. Ministra Nauki i Szkolnictwa Wyższego oraz w 1986 roku nagrodę II st. Ministra Górnictwa i Energetyki. Maszyna ta jest aktualnie wizytówką Fabryki POMP POWEN i stanowi podstawową pompę głównego odwadniania najgłębszych krajowych kopalń. Profesor Maciej Zarzycki dbał szczególnie o nasz rozwój naukowy. Jego wielostronna pomoc pozwoliła mi na ukończenie tej rozprawy. Za to składam Profesorowi serdeczne podziękowania.

Dyrekcji Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej w osobach Profesorów Tadeusza Chmielniaka, Gerarda Kosmana i Andrzeja Witkowskiego dziękuję za akceptację moich wysiłków ukierunkowanych na realizację tej pracy oraz za sprzyjającą atmosferę i pomoc.

Profesorowi Włodzimierzowi A. Marcinkowskiemu z Państwowego Uniwersytetu w Sumach na Ukrainie dziękuję za zainteresowanie postawioną w moich badaniach tezą i włączenie się do wspólnych prac, które zaowocowały cytowanymi publikacjami i stanowiły materiał, będący podstawą do opracowania 5 i 6 rozdziału.

Dziękuję Recenzentom monografii: Profesorowi Waldemarowi Jędralowi za wnikliwe i szczegółowe uwagi merytoryczne, które pozwoliły na istotną poprawę tekstu, Profesorowi Ryszardowi Rohatyńskiemu za docenienie mojej pracy i za cenne uwagi.

Doktorantowi Grzegorzowi Peczkisowi dziękuję za wydatną pomoc w badaniach laboratoryjnych oraz opracowaniach graficznych zawartych w tej pracy.

Motywowaną do tej pracy była chęć wdrożenia do praktyki inżynierskiej stwierdzonego fenomenu występującego w przyrodzie.

Dostatek czasu na realizację tej pracy zawdzięczam mojej żonie Teresie, której ją poświęcam.

Andrzej Korczak

Gliwice w maju 2005 r.



Wydano za zgodą  
Rektora Politechniki Śląskiej

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ  
ul. Akademicka 5, 44-100 Gliwice; tel. (0-32) 237-13-81  
<http://wydawnictwo.polsl.pl>

Sprzedaż i Marketing  
tel. (0-32) 237-18-48  
[wydawnictwo\\_mark@polsl.pl](mailto:wydawnictwo_mark@polsl.pl)

Nakł. 100+50	Ark. wyd. 15	Ark. druk. 10,125	Papier offset. 70x100,80g
Oddano do druku 10.06.2005 r.	Podpisano do druku 10.06.2005 r.	Druk ukończ. w czerwcu 2005 r.	

Wydrukowano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach, ul. Kujawska 1  
zam. 275/05

## Książki Wydawnictwa można nabyć w księgarniach

### GLIWICE

- ♦ Punkt Sprzedaży – ul. Akademicka 2 (237-17-87)
- ♦ „FORMAT” – Akademicka 5 (architektura i budownictwo)
- ♦ „LAMBDA” – ul. Akademicka 2 (237-21-40)
- ♦ Punkt Sprzedaży – ul. Akademicka 16 (automatyka, elektronika, informatyka)
- ♦ „ŻAK” – ul. Kaszubska

### RYBNIK

- ♦ „ORBITA” – ul. Rynek 12
- ♦ „NEMEZIS” – ul. Hallera 26

### CZĘSTOCHOWA

- ♦ „AKADEMICKA” – Al. Armii Krajowej 46 (fax. 32-254-70)

### ŁÓDŹ

- ♦ „POLITECHNIKA 100” – ul. Żeromskiego 116 PL.
- ♦ Hurtownia „BIBLIOPIL” – ul. Jędrowizna 9a (042) 679-26-77

### KATOWICE

- ♦ Punkt Sprzedaży – ul. Krasieńskiego 8
- ♦ Hurtownia „DIK” – ul. Dułęby 7 (032) 204-82-30
- ♦ Hurtownia „JERZY” – ul. Słoneczna 24 (258-99-58)

### TYCHY

- ♦ „I Ja Tours” – ul. Piłsudskiego 10 (217-00-91 w.130)

### ZABRZE

- ♦ Punkt Sprzedaży – ul. Roosevelta 26

### KRAKÓW

- ♦ Techniczna – ul. Podwale 4 (012) 422-48-09
- ♦ Punkt Sprzedaży WND – AGH, Al. Mickiewicza 30

### GDAŃSK

- ♦ EKO-BIS – ul. Dyrekcyjna 6 (058) 305-28-53

### WARSZAWA

- ♦ Studencka – Pl. Politechniki 1 (022) 628-77-58
- ♦ Techniczna – ul. Kaliskiego 15 (022) 666-98-02
- ♦ Techniczna – ul. Świętokrzyska 14
- ♦ MDM – ul. Piękna 31

### BIAŁYSTOK

- ♦ Dom Książki (Księgarnia 84) – ul. Wiejska 45 c

### POZNAŃ

- ♦ Księgarnia „POLITECHNIK” – ul. Piotrowo 3 (061) 665-23-24
- ♦ Księgarnia Techniczna – ul. Półwiejska 28 (061) 659-00-38

### NOWY SĄCZ

- ♦ Księgarnia „ATOM” – ul. Hoffmanowej 3 (018) 446-08-72



BIBLIOTEKA GŁÓWNA  
Politechniki Śląskiej

P3349/05/141

Druk: Drukarnia Gliwice, ul. Zygmunta 27, tel. 230 49 50

**Wydawnictwo Politechniki Śląskiej**  
44-100 Gliwice, ul. Akademicka 5  
tel./fax (0-32) 237-13-81  
[www.wydawnictwo.polsl.pl](http://www.wydawnictwo.polsl.pl)  
**Dział sprzedaży i reklamy**  
tel. (0-32) 237-18-48  
e-mail: [wydawnictwo\\_mark@polsl.pl](mailto:wydawnictwo_mark@polsl.pl)