

OCENA PRACY TARCZY ODCI AJ CEJ POMPY OD RODKOWEJ WIELOSTOPNIOWEJ ZE WZGL EDU NA DOPUSZCZALNE DRGANIA OSIOWE ZESPOŁU WIRUJ CEGO.

IWAN W. PAWLENKO

Sumski Pa stwowy Uniwersytet , Ukraina

Streszczenie: Sukcesywne zwi kszanie parametrów pracy nowoczesnych wielostopniowych pomp od rodkowych wymaga ci lejszych oblicze ich głównych w złów konstrukcyjnych. Potrzebne jest przej cie od oblicze przy załoeniu współczynników empirycznych do oblicze opartych na rachunku prawdopodobie stwa niezawodno ci pracy tych w złów. Naley uwzglednia prawdopodobie stwo zmian istotnych parametrów przepływu i cech konstrukcyjnych (geometria szczelin uszczelniaj cych, stan powierzchni ich cianek, wla ciwo ci tworzyw konstrukcyjnych i t. d.). Jednym z wa niejszych w złów konstrukcyjnych pomp od rodkowych wielostopniowych s tarcze odciaj ce sił osiow , która osi ga setki ton. W referacie przedstawiono metod oblicze tarczy odciaj cej, która bazuje na kryterium dopuszczalnej amplitudy drga osiowych zespołu wiruj cego.

1. WPROWADZENIE

Do równowa enia sił osiowych w pompach od rodkowych wielostopniowych stosuje si samoustawne tarcze odciaj ce. Konstruowanie tego w zła konstrukcyjnego wymaga mo liwo ci wykonania ciłych oblicze konstrukcyjnych, w tym sprawno ci jego pracy, która wpływa na niezawodno pracy całej pompy. Zwi kszenie niezawodno ci instalacji pompowej jest przede wszystkim zwi zane ze zwi kszonymi wymaganiami norm bezpiecze stwa w nast pstwie wzrostu parametrów pracy tych maszyn. Zapobieganie zawodno ci instalacji pompowych i mo liwo ci wypadania z ruchu podstawowych obiegów, wymaga podnoszenia norm wytrzymałociowych, kryteriów oceny stanu dynamicznego maszyn a te ich sprawno ci.

Stopniowe pogarszanie parametrów pracy zespołu tarczy odciaj cej [1] jest spowodowane sukcesywn erozj cianek szczelin uszczelniaj cych. (rys.1, kropkowana linia). Gdy szeroko szczeliny poprzecznej jest zbyt mała, to mo e wyst pi tarcie suche, które obni a sprawno mechaniczn pompy, gdy szczelina jest zbyt du a, to wzrastaj straty wolumetryczne. Oprócz tego przypadkowa zmiana geometrii szczelin wzdłu nej i poprzecznej powoduje zmian stanu dynamicznego maszyny. Amplituda drga osiowych mo e przekroczy zakres okre lony w obliczeniach konstrukcyjnych co prowadzi do wyst powania tarcia suchego w szczelinie poprzecznej i wzrostu strat mechanicznych oraz szybko ci cierania pier cieni tarczy.

Tak wady w żel konstrukcyjny wymaga z jednej strony mo liwie ci stych oblicze traktuj cych cao ciowo problem jego niezawodno ci a z drugiej strony mo e by przedmiotem nowych oryginalnych rozwi za konstrukcyjnych [6].

2. OCENA POPRAWNO CI PRACY TARCZY ODCI AJ CEJ

Prac tarczy odciaj cej mo na uzna za poprawn , gdy mimo drga wzdlu nych zespołu wiruj cego w szczelinie poprzecznej b dzie wyst powało tarcie plynne a wyciek przez ten w żel konstrukcyjny b dzie minimalny - niezbdny.

Obliczenia dynamiki tarczy odciaj cej bazuj na rozwi zaniu równa ruchu zespołu wiruj cego, równa ci gło ci przepływów przez szczeliny wzdlu n i poprzecz n z uwzgl dnieniem ci liwo ci cieczy i wypierania jej na skutek zmian szeroko ci szczeliny (rys.1):

$$\begin{cases} m\ddot{z} + \dot{z} + cz = F - T; \\ g_{cyl}\sqrt{p_0 - p_1} = g_{ax.b}u^{3/2}\sqrt{p_1 - p_2} + \frac{V_2}{E}\dot{p}_1 + s_2\dot{z}; \end{cases} \quad (1)$$

gdzie m – masa zespołu wiruj cego;

c , E – współczynnik tłumienia, współczynnik sztywno ci, moduł spr ysto ci warstwy cieczy w szczelinie poprzecznej;

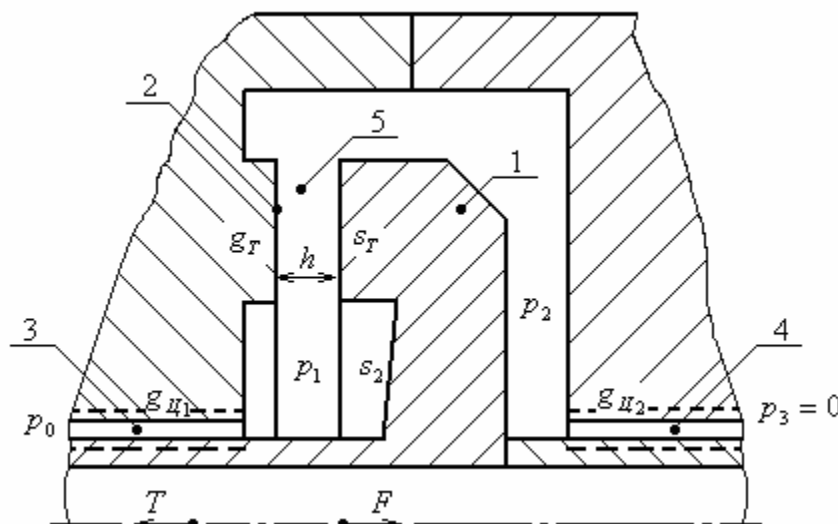
z , u – osiowe przemieszczenie zespołu wiruj cego i jego warto bezwymiarowa;;

T , F – sumaryczna siła osiowa działaj ca na wszystkie wirniki pompy i równowa ca j siła działaj ca na tarcz ;

g_{cyl} , $g_{ax.b}$ – przepływno ci szczeliny wzdlu nej i szczeliny poprzecznej;

p_0 , p_1 , p_2 – ci.snienie za ostatnim stopniem pompy, w komorze przed tarcz i za tarcz ;

s_2 , s_e , V_2 – pole powierzchni mi dzy piast a rednic wlotu szczeliny poprzecznej, zast pca powierzchnia tarczy i objeto komory przed tarcz .



Rys. 1. Schemat konstrukcji tarczy odciaj cej

Wyjściowy układ równań różniczkowych (1) względem parametrów z i p_1 okazuje się nieliniowym. Stosując rachunek wariacyjny i wprowadzając wielkości bezwymiarowe, otrzymujemy następujący układ równań różniczkowych:

$$\begin{cases} \ddot{u} + 2n \dot{u} + \omega_0^2 u - a_1 = -a_2; \\ a_4 \dot{u} + b_2 u + a_3 \psi + b_1 = 0; \end{cases} \quad (2)$$

gdzie $\delta\tau$, δu , $\delta\psi$ - wariacje siły osiowej, szerokości szczeliny poprzecznej i ciwnienia w komorze przed tarczą (w postaci bezwymiarowej);

a_{1-4} , $b_{1,2}$, n , ω_0 - współczynniki i parametry zespołu odciwnienia, określone następującymi wzorami:

$$\begin{aligned} a_{1-4}: \quad a_1 &= \frac{s_e p_b}{m z_b}; \quad a_2 = \frac{p_b s_b}{m z_b}; \quad a_3 = \frac{V_2}{E g_{cyl}}; \quad a_4 = \frac{s_2 z_b}{g_{cyl} p_b}; \\ b_1 &= \frac{g_{ax.b}}{g_{cyl}} \cdot \frac{u^{3/2}}{2\sqrt{u_0}} + \frac{1}{2\sqrt{u_0 - u_0}}; \quad b_2 = \frac{3}{2} \cdot \frac{g_{ax.b}}{g_{cyl}} \cdot \sqrt{u_0}; \quad n = \frac{c}{2m}; \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}; \end{aligned} \quad (3)$$

gdzie z_b , p_b , s_b - nominalna szerokość szczeliny poprzecznej, ciwnienie przed tarczą i jej powierzchnia; określone dla stanu równowagi przy pracy ustalonej

u_0 , ψ_0 , ψ_{10} - bezwymiarowa wartość szczeliny poprzecznej i ciwnienia, obliczonych dla warunków statycznej równowagi zespołu odciwnienia czyli te przy pracy ustalonej

W postaci operatorowej układ równań różniczkowych (2) przyjmuje postać:

$$N(p)\delta U = \delta\Phi, \quad (4)$$

gdzie $N(p)$ - wyznacznik operatorowy:

$$N(p) = \begin{bmatrix} p^2 + 2np + \omega_0^2 & -a_1 \\ a_4 p + b_2 & a_3 p + b_1 \end{bmatrix}; \quad (5)$$

δU - wektor nieznanymi wariacji:

$$\delta U = \begin{Bmatrix} \delta u \\ \delta \psi \end{Bmatrix}; \quad (6)$$

$\delta\Phi$ - wektor siły wymuszającej (zewnątrznej)

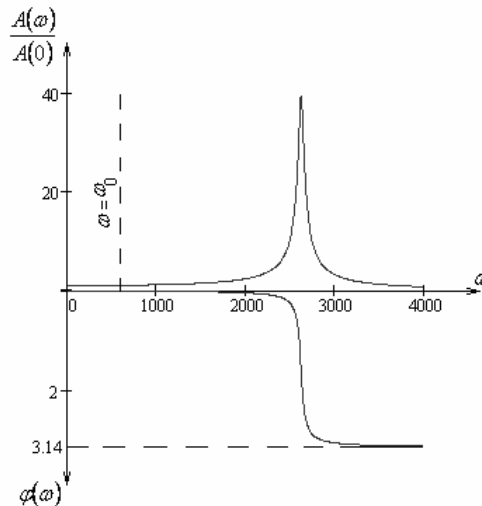
$$\delta\Phi = \begin{Bmatrix} -\delta\tau \\ 0 \end{Bmatrix}. \quad (7)$$

Funkcję przejścia dla systemu "zespół wirujący - tarcza odciwniająca" można na określenie rozwińcąc wyznacznikowo-operatorowe równanie (4):

$$W(p) = \frac{\delta u}{\delta \tau} = \frac{(a_3 p + b_1)/a_2}{(p^2 + 2np_1 + \omega_0^2)(a_3 p + b_1) + a_1(a_4 p + b_2)}. \quad (8)$$

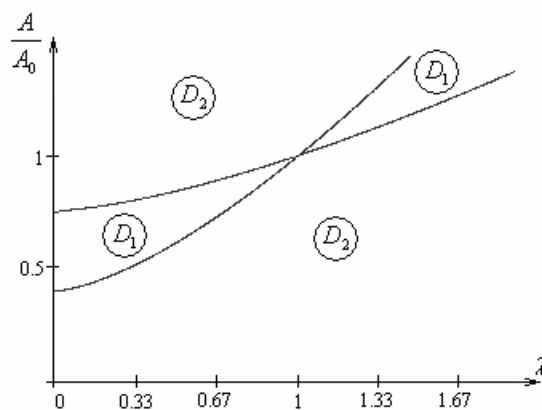
Jeśli w funkcji przejścia podstawimy $p = i\omega$ ($i = (-1)^{1/2}$) to otrzymamy [2] czysto liczbową funkcję przejścia $W(i\omega)$, której moduł i kąt fazowy są określone amplitudowymi $A(\omega)$ i fazowymi $\varphi(\omega)$ charakterystykami czysto liczbowymi (rys. 2):

$$\begin{cases} A(\omega) = |W(i\omega)|; \\ \varphi(\omega) = \arg[W(i\omega)]. \end{cases} \quad (9)$$



Rys.2. Czysto liczbowe charakterystyki amplitudowa i fazowa zespołu wirującego z tarczy odciążonej

Wskutek przypadkowej zmiany szczeliny wzdłużnej szczelina poprzeczna przemienia się. Zależność wariacji (odchylenia) amplitudy przemieszczenia zespołu wirującego z tarczy odciążonej od zmiany szerokości szczeliny wzdłużnej np. na skutek erozji, została przedstawiona na rys. 3.



Rys.3. Pola parametrów poprawnej pracy tarczy odciążonej
 D_1 – pole dopuszczalnych parametrów pracy; D_2 – pole niekorzystnych parametrów pracy.

Pod stopniow utrat poprawno ci działania tarczy odcia aj cej nale y pojmowa efekt zmniejszania szeroko ci szczeliny poprzecznej u a do $u = u_{\min}$ lub efekt wzrostu drza osiowych do $A = A_{\max}$. Przy tym dla poprawnej pracy jest konieczne, by pokazany punkt pracy M znajdował si w obszarze D_1 , który jest ograniczony liniami, odpowiadaj cymi zadanemu przedziałowi zmian szeroko ci szczeliny wzdłu nej $[h_{cyl}^{\min}; h_{cyl}^{\max}]$.

Zró nicowanie trwało ci elementów tego w zła konstrukcyjnego w wyniku zastosowania wielu metod obliczeniowych wymaga przej cia od analizy uwzgl dniaj cej współczynniki okre laj ce obci enia dopuszczalne jego poszczególnych elementów do oblicze bazuj cych na przyj tym prawdopodobie stwie ich niezawodnej pracy czyli przej cia na jako ciowo nowy poziom oblicze konstrukcyjnych. W rezultacie efektywno pracy w zła konstrukcyjnego tarczy odcia aj cej b dzie charakteryzowa redni mi dzyremontowy okres eksploatacji.

Przebieg zmian wzgl dnej szeroko ci szczeliny wzdłu nej w czasie mo na opisa zale no ci :

$$(t) = a + bt, \quad (10)$$

gdzie a i b – współczynniki niezale ne od czasu.

O ile na pr dko erozji wpływa wi ksza ilo parametrów (w tej liczbie fizyko – mechaniczne wła ciwo ci tworzyw konstrukcyjnych, z których wykonane s pier cienie lizgowy i oporowy, dokładno obróbki elementów tego w zła konstrukcyjnego, chropowato , falisto , ilo wtr ce stałych o wła ciwo ciach eroduj cych w pompowanej cieczy i t.d.), to prawdopodobie stwo przebiegu zmian warto ci współczynników mo na przyj w postaci rozkładu normalnego (rys. 4):

$$p_a(a) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_a} e^{-\frac{(a-\bar{a})^2}{2\sigma_a^2}}; \quad (11)$$

$$p_b(b) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \sigma_b} e^{-\frac{(b-\bar{b})^2}{2\sigma_b^2}}, \quad (12)$$

gdzie:

\bar{a} i \bar{b} - współczynniki matematycznej prognozy, które mo na okre li przez aproksymacj krzywej erozyjnego ubytku cianek szczelin (rys. 5) i otrzyma empirycznie przez pomiary geometrii szczelin eksploatowanych pomp.

σ_a , σ_b – odchyłki wielko ci a i b obliczone metod najmniejszych kwadratów na podstawie posiadanych statystycznych danych przy wykorzystaniu współczynnika wariacji k :

$$\begin{cases} \sigma_a = k \bar{a}; \\ \sigma_b = k \bar{b}. \end{cases} \quad (13)$$

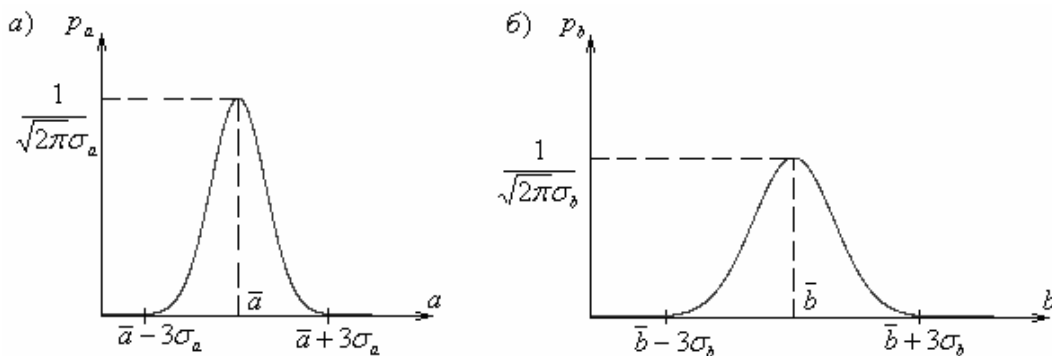
Rozkład prawdopodobie stwa wielko ci rzeczywistej (t) mo na okre li korzystaj c z rozkładu prawdopodobie stwa zestawu dwóch statystycznie niezale nych wielko ci [3]:

$$p(a, t) = p(a + bt) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma(t)} e^{-\frac{[a - \bar{a}(t)]^2}{2\sigma^2(t)}}, \quad (14)$$

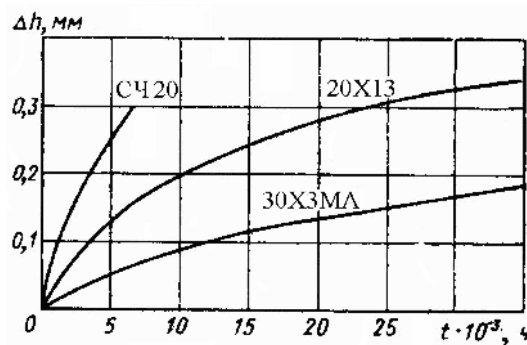
gdzie prognozowana wartość $\bar{a}(t)$ i redniokwadratowa odchyłka tej funkcji wynoszą :

$$\bar{a}(t) = \bar{a} + \bar{b}t; \quad (15)$$

$$\sigma(t) = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_b^2 t^2}. \quad (16)$$



4. Prawdopodobieństwo wielkości rzeczywistych



Rys.5. Zależność wzrostu szerokości szczeliny uszczelniającej od czasu eksploatacji dla różnych tworzyw konstrukcyjnych

Funkcja rozkładu szerokości szczeliny wzdłuż niej:

$$F(a, t) = \int_{-\infty}^a p(a, t) da. \quad (17)$$

Amplituda odchylenia przemieszczenia zespołu wirującego z tarcz odciążonych jest rozkładem normalnym:

$$p_A(A) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_A} e^{-\frac{[A - \bar{A}]^2}{2\sigma_A^2}}, \quad (18)$$

gdzie \bar{A} i σ_A – matematycznie oczekiwana wartość średnia i wariancja sprężone współczynnikiem wariacji k :

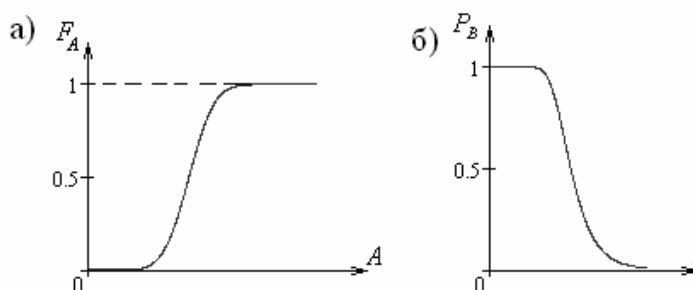
$$\sigma_A = k \bar{A}. \quad (19)$$

w rezultacie otrzymuje się funkcję rozkładu (rys. 6 a):

$$F_A(\varphi) = \int_{-\infty}^A p_A(\varphi) dA. \quad (20)$$

Prawdopodobieństwo wystąpienia badanego punktu M w obszarze B racjonalnej pracy zespołu tarczy odciążonej, (rys. 3), można określić następującym wzorem [4] (rys. 6 b):

$$P_B(t) = \int_{A_{\min}}^{A_{\max}} [F_z(\chi_2, t) - F_z(\chi_1, t)] \frac{\partial F_A(A)}{\partial A} dA. \quad (21)$$



Rys.6. Funkcja rozkładu bezwymiarowej siły równoważonej

średni okres eksploatacji badanego w zła konstrukcyjnego do wypadnięcia z ruchu:

$$T = \int_0^{\infty} P_B(t) dt. \quad (22)$$

3. PRZYKŁAD LICZBOWY

Wartości wielkości przyjętych do obliczeń:

$r_0 = 0,04$ m; $r_1 = 0,08$ m; $r_2 = 0,12$ m; $h_0 = 150$ mkm; $l_{cyl} = 0,04$ m; $h_{min} = 50$ mkm; $A_{max} = 1,2 A_0$; $p_0 = 10$ MPa; $n = 3000$ min⁻¹.

Wyniki obliczeń układu mechanicznego o właściwościach dynamicznych: „zespół wirujący – tarcza odciążona” na podstawie wyżej przytoczonej analizy, zestawiono w niej zamieszczonej tabeli 1.

Tabela 1. Wyniki obliczeń. [10³ godz]

Materiał tulei	20	20 13	30
średni okres eksploatacji do wypadnięcia z ruchu (okres międzyremontowy)	7,3	36,4	54,6
Czas efektywnego funkcjonowania przy współczynniku prawdopodobieństwa 0,8	5,5	27,4	41,1

