

Вплив багатопаринних ущільнень на динаміку ротора

В. А. Марцинковський¹⁾, О. О. Позовний¹⁾¹⁾ Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, 40007, м. Суми, Україна**Article info:**

Paper received:

March 14, 2017

The final version of the paper received:

May 25, 2017

Paper accepted online:

May 29, 2017

Correspondent Author's Address:¹⁾ aleksandrpozovnyi@gmail.com

Актуальність дослідження багатопаринних ущільнень має практичне значення для підвищення вібронадійності відцентрових насосів. У роботі розглядається модель однодискового ротора з ущільненнями. Визначаються змушені радіальні коливання ротора з урахуванням лінеаризованих інерційних, демпфівальних, гіроскопічних, позиційних і циркуляційних сил, що діють на робоче колесо з боку потоку рідини в ущільненнях. Теоретичний аналіз доповнений числовим прикладом, наведені амплітудні і фазові частотні характеристики.

Ключові слова: ущільнення, ротор, відцентровий насос, частотні характеристики.

1. ВСТУП

Технічний рівень сучасних відцентрових машин та високі параметри багато в чому оцінюються їх вібраційним станом, про що свідчить неперервне збільшення норм жорсткості на рівні вібрацій [3]. Саме тому аналіз динаміки та визначення засобів зниження віброактивності – один із основних напрямків досліджень для підвищення якості роботи агрегата. Як відомо, основним джерелом вібрацій відцентрових машин є невірноважений ротор, тому для аналізу та прогнозування їх вібраційного стану необхідні насамперед розрахунки динаміки роторів [2, 4]. Налаштування ротора на стадії проектування від резонансних режимів потребує розрахунку його власних та критичних частот. Особливість і складність цих розрахунків обумовлена тим, що коливання роторів значною мірою визначаються пружно-демпферними та інерційними властивостями рідини, яка протікає через дросельовальні зазори між роторними та статорними елементами через шпаринні ущільнення з великими перепадами тиску [5].

Динамічні характеристики роторів (критичні швидкості, амплітуди змушених коливань, межі динамічної стійкості) великою мірою залежить від ущільнень, тому дослідження гідродинамічних сил в ущільненнях потрібне для розрахунку критичних швидкостей, оцінювання динамічного напруження і розроблення ефективних способів стабілізації роторів. Основне призначення ущільнень – обмежити протікання через зазор між ротором і статором, а це завдання само по собі пов'язане з принциповими труднощами, особливо за великих тисків і частот обертання.

У сфері дослідження нелінійної динаміки роторних систем істотний внесок зробили М. Адамс, С. Г. Голоскоков, В. А. Грбов, А. І. Гурін,

Ф. М. Діментберг, І. Б. Карінцев, М. Я. Кушуль, А. А. Ломакін, Е. Л. Позняк, В. І. Симоновський.

Метою цієї статті є підвищення вібронадійності відцентрового насоса.

2. ОСНОВНА ЧАСТИНА**2.1. Постановлення завдання**

У відцентрових насосах для зменшення об'ємних втрат застосовують багатопаринні ущільнення (рис. 1).

Однак із досвіду експлуатації високооборотних насосів відомо, що в деяких випадках такі ущільнення спричиняють підвищену вібрацію ротора. Уперше теоретичне обґрунтування цього явища було подано у працях Ф. С. Бедчер і А. А. Ломакіна [1], де показано, що радіальна гідростатична сила в багатопаринних ущільненнях може бути спрямована в бік збільшення ексцентриситету ротора.

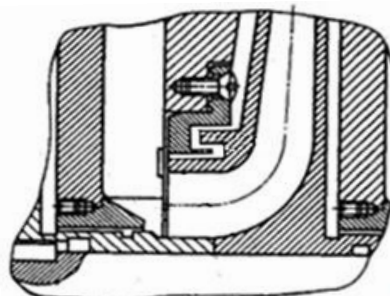


Рисунок 1 – Тришпаринне ущільнення робочого колеса відцентрового насоса

Оскільки багатошаринні ущільнення є деяким резервом підвищення об'ємного ККД, то дослідження якісного впливу їх окремих параметрів на величину і напрямок гідростатичної сили має практичне значення.

Для обчислення витрат і коефіцієнтів гідростатичної жорсткості ущільнень із різною кількістю шпарин, а також дослідження впливу різних елементів ущільнень на величину і напрямок радіальної сили візьмемо такі припущення.

1. Автомодельна область турбулентної течії, при цьому коефіцієнт опору тертя беруть сталим.

2. Течія в ущільнювальних щілинах лише осьова, рух стінок не враховується.

3. Радіальні зазори малі порівняно з їх радіусами і сталі за довжиною.

4. Тиск на вході в ущільнення і на виході з нього сталий. Відновлення тиску на виході з зазорів не враховується.

5. Досліджується випадок, коли торцеві камери великі і тиск у них вирівнюється по колу.

Аналіз окремих радіальних коливань становить як методичний, так і практичний інтерес, оскільки дозволяє виявити найбільш важливі закономірності руху роторів, оцінити вплив гідродинамічних характеристик шпаринних ущільнень на власні та на критичні частоти, їх стійкість і амплітуди змущених коливань.

2.2. Радіальні гідродинамічні сили в багатошпаринних ущільненнях

У роботі [4] для ущільнень із відносно великим об'ємом торцевих камер, коли тиск у них вирівнюється по колу, наведені вирази радіальних гідростатичних сил в окремій шпарині і сумарної сили в багатошпаринному ущільненні. Радіальна сила в i -й шпарині (рис. 2) за напрямом збігається з вектором ексцентриситету (спрямована по лінії центрів) і визначається за формулою

$$F_i = 0,5\pi\Delta p_i C_i (-1)^i e, \quad (1)$$

а її проекції на осі нерухомої системи координат одержано заміною ексцентриситету його проекціями.

Сумарна сила в ущільненні з n шпаринами:

$$F_{(n)} = 0,5\pi\Delta p \sum_{i=1}^n C_i (-1)^i e. \quad (2)$$

У цих формулах введені позначення:

$$C_i = \frac{R l_i}{h_{i0}} \frac{R_i^2 s_0^2 \zeta_{i0}}{R_i^2 s_i^2 \zeta_0} (1 - \alpha_i) \alpha_i, \quad s_i = 2\pi R_i h_{i0}, \quad s_0 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n s_i,$$

$$h_0 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n h_{i0}, \quad R_0 l_0 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n R_i l_i, \quad \alpha_i = \frac{\zeta_{i1}}{\zeta_{i0}}, \quad \zeta_{2i} = \frac{\lambda l_i}{2h_i}, \quad (3)$$

$$\zeta_{i0} = \zeta_{i1} + \frac{\lambda l_i}{2h_{i0}},$$

де e – ексцентриситет, зміщення центра вала щодо осі опор (прогин вала в місці посадки робочого колеса); λ – коефіцієнт опору тертя кільцевого каналу, який для автоматичної області турбулентної течії можна вважати сталим [7]:

$\lambda \approx 0,04 \cdot \zeta_{ii}$ – коефіцієнт втрат на вході та на виході по довжині шпарини; Δp_i – сумарне зниження тиску на i -й шпарині; h – радіальний зазор шпарини; R_i – радіус шпарини, l_i – довжина шпарини; m – маса ротора.

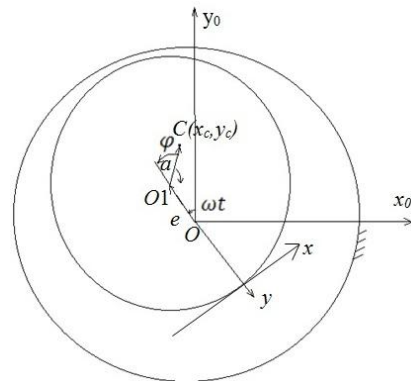


Рисунок 2 – Схема ексцентричного кільцевого зазора: e – ексцентриситет центра вала; α – ексцентриситет центра мас ротора

Звернемо увагу на те, що в непарних зазорах (нумерація йде від периферії до центра) сила від'ємна, спрямована проти прогину, тобто підвищує згинальну жорсткість вала, – центрувальна сила. У парних шпаринах картина зворотна – децентрувальна сила [5].

Радіальні сили можна виразити через відповідні k -коефіцієнти гідростатичної жорсткості для одношпаринних, двошпаринних та тришпаринних ущільнень (рис. 3), і подати у такому вигляді:

$$F_{(1)} = k_{(1)} e, \quad F_{(2)} = k_{(2)} e, \quad F_{(3)} = k_{(3)} e, \quad (4)$$

а в проекціях на осі нерухомої системи координат для центрувальної сили

$$F_{(nx)} = -k_{(n)} x, \quad F_{(ny)} = -k_{(n)} y. \quad (5)$$

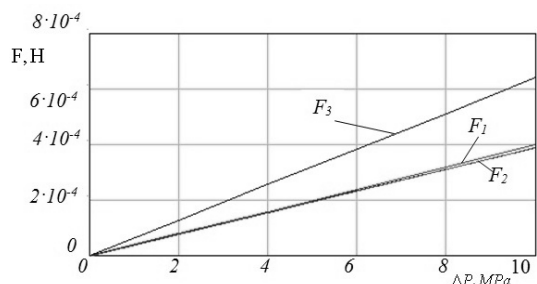


Рисунок 3 – Сили, зумовлені перепадом тиску на багатошпаринних ущільненнях

Проекції децентрувальної сили мають зворотні знаки.

Порівнюючи вирази (4) із загальною формулою (2), одержуємо коефіцієнти гідростатичної жорсткості:

$$k_{(1)} = -0,5\pi R_1 \frac{l_1}{h_{10}} \Delta p \alpha_1 (1 - \alpha_1),$$

$$k_{(2)} = 0,5\pi\Delta p \left[-R_1 \frac{l_1}{h_{10}} \alpha_1 (1 - \alpha_1) + R_2 \frac{l_2}{h_{20}} \frac{R_1^2 s_0^2 \zeta_{20}}{R_2^2 s_2^2 \zeta_0} \alpha_2 (1 - \alpha_2) \right], \quad (6)$$

$$k_{(3)} = 0,5\pi\Delta p \left[-R_1 \frac{l_1}{h_{10}} \alpha_1 (1 - \alpha_1) + R_2 \frac{l_2}{h_{20}} \frac{R_1^2 s_0^2 \zeta_{20}}{R_2^2 s_2^2 \zeta_0} \alpha_2 (1 - \alpha_2) - R_3 \frac{l_3}{h_{30}} \frac{R_1^2 s_0^2 \zeta_{30}}{R_3^2 s_3^2 \zeta_0} \alpha_3 (1 - \alpha_3) \right]$$

Для зручності розрахунків останні дві формули подамо у такому вигляді:

$$k_{(2)} = k_{(1)} + \Delta k_{(2)}, \quad \Delta k_{(2)} = 0,5\pi\Delta p R_2 \frac{l_2}{h_{20}} \frac{R_1^2 s_0^2 \zeta_{20}}{R_2^2 s_2^2 \zeta_0} \alpha_2 (1 - \alpha_2), \quad (7)$$

$$k_{(3)} = k_{(2)} + \Delta k_{(3)}, \quad \Delta k_{(3)} = -0,5\pi\Delta p R_3 \frac{l_3}{h_{30}} \frac{R_1^2 s_0^2 \zeta_{30}}{R_3^2 s_3^2 \zeta_0} \alpha_3 (1 - \alpha_3)$$

Коефіцієнт радіальної жорсткості вала (8) $a = b$, квадрат власної частоти коливань ротора без ущільнень (9) (рис. 4):

$$k = 3EI \frac{a^3 + b^3}{a^3 b^3}, \quad (8)$$

$$\Omega_{u0}^2 = k/m. \quad (9)$$

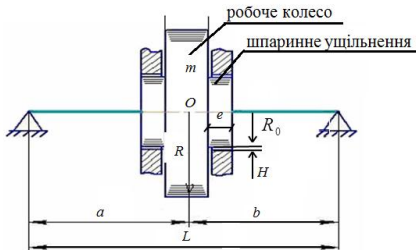


Рисунок 4 – Розрахункова схема одномасової симетричної моделі ротора

Тиски p_1 і p_2 залежать від провідності торцевого дроселя 3 і в сталому стані визначаються з рівняння балансу витрат. Тиск - задані зовнішні впливи. Виразимо витрати через провідності і перепади тиску для турбулентної течії в рівноважному стані:

$$Q_1 = g_1 \sqrt{p_1 - p_2} = Q_2 = g_2(z) \sqrt{p_2 - p_3} = Q_3 = g_3 \sqrt{p_3 - p_4}, \quad (10)$$

де $p_1 = p_n$ – тиск нагнітання насоса.

На підставі рівності (10) можна записати використовувані надалі співвідношення:

$$\frac{g_1^2}{g_2^2} = \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1}, \quad \frac{g_2^2}{g_3^2} = \frac{\Delta p_3}{\Delta p_2}, \quad \frac{g_3^2}{g_1^2} = \frac{\Delta p_1}{\Delta p_3},$$

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2, \quad \Delta p_2 = p_2 - p_3, \quad (11)$$

$$\Delta p_3 = p_3 - p_4, \quad \Delta p = p_1 - p_4.$$

Із рівнянь балансу витрат одержимо:

$$p_2 = p_1 \frac{g_1^2 (g_2^2 + g_3^2)}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2} + p_4 \frac{g_2^2 g_3^2}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2} \quad (12)$$

$$p_3 = p_1 \frac{g_1^2 g_2^2}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2} + p_4 \frac{g_3^2 (g_1^2 + g_2^2)}{g_1^2 g_2^2 + g_2^2 g_3^2 + g_3^2 g_1^2},$$

де провідності кільцевих каналів із коаксіальним розташуванням вала у втулках з урахуванням місцевих опорів визначаються такими формулами:

$$g_1 = 2\pi R_1 H_1 [0,5\rho(\zeta_1 + \lambda_1/2H_1)]^{0,5},$$

$$g_3 = 2\pi R_4 H_3 [0,5\rho(\zeta_1 + \lambda_3/2H_3)]^{0,5}, \quad (13)$$

$$g_2 = \pi(R_2 + R_3)z [0,5\rho(\zeta_2 + \lambda_2 l_2/2z)]^{0,5}.$$

Провідності циліндричних дроселів при постійному ексцентриситеті сталі (не залежить від осевого положення ротора): $g_1 = const$, $g_3 = const$, а провідність торцевого дроселя, якщо знехтувати місцевими втратами, можна подати у вигляді $g_2 = g_{2n}(z/H_2)^{1,5}$.

2.3. Змушені коливання ротора в багатошаринних ущільненнях

Вираження силових коефіцієнтів зведені в таблицю [6].

Таблиця 1 – Вирази для силових коефіцієнтів

Назва силового коефіцієнта	Формула для розрахунку	Допоміжні коефіцієнти
гідростатичної жорсткості	$k_p = \Delta p_0 \frac{\pi R_0 l}{2Hm}$ [c ⁻²]	$\Delta\chi = \chi_1 - \chi_2$, $\chi_m = \chi_1 + \chi_2$; $N = 2(I+n)/(2-n)$.
демпфування	$k_d = \mu \frac{\pi R_0 l^3 \Lambda_0}{12H^3 m}$ [c ⁻¹]	$\Lambda_0 = \frac{\lambda_0}{8} Re_0$, $\lambda_0 = \frac{C}{Re_0}$, $Re_0 = \frac{2\rho q_0}{\mu}$, $q_0 = \left[\frac{4\Delta p_0 H^3}{\rho C l} \left(\frac{2\rho}{\mu} \right)^n \right]^{\frac{1}{2-n}}$, [M ² /c]
інерційних сил	$k_g = \rho \frac{\pi R_0 l^3}{12Hm}$ [1]	n, C – показник степеня та стала у формулі Блазіуса $\lambda_0 = C Re_0^{-n}$; автомодельна зона течії: $n = 0, C = 0,04$

Розмірності табличних коефіцієнтів не відповідають їх фізичному змісту, оскільки вони висловлюють наведені до маси сили. Введемо позначення подвоєних компонентів сил:

$$a_1 = 1 + a_{11}, \quad a_2 = a_{20} + a_{21}, \quad a_3 = \Omega_{u0}^2 + a_{31}, \quad a_4 = a_{41} = a_4' \omega, \quad (14)$$

$$a_4' = k_g \kappa, \quad a_5 = a_{51} = a_5' \omega, \quad a_5' = k_d \kappa, \quad a_2 = a_2' \omega,$$

$$u_x' = u_x + \Delta u_x, \quad u_x'' = u_x - \Delta u_x, \quad \Delta u_x = \frac{1}{H} l_c \vartheta_y = 2 \frac{l_c}{l} \theta_y,$$

$$u_y' = u_y - \Delta u_y, \quad u_y'' = u_y + \Delta u_y, \quad \Delta u_y = \frac{1}{H} l_c \vartheta_x = 2 \frac{l_c}{l} \theta_x, \quad (15)$$

$$\ddot{u}_x' = \ddot{u}_x + \Delta \ddot{u}_x, \quad \ddot{u}_x'' = \ddot{u}_x - \Delta \ddot{u}_x, \quad \Delta \ddot{u}_x = 2 \frac{l_c}{l} \ddot{\theta}_y,$$

$$\ddot{u}_y' = \ddot{u}_y - \Delta \ddot{u}_y, \quad \ddot{u}_y'' = \ddot{u}_y + \Delta \ddot{u}_y, \quad \Delta \ddot{u}_y = 2 \frac{l_c}{l} \ddot{\theta}_x.$$

Тут використано співвідношення $\theta_{x,y} = \vartheta_{x,y} l / 2H$. У формулах для прискорень не зазначені доцентрові складові, тому що вони спрямовані по осі ротора і не

впливають на його радіальні коливання. Рівняння першої парціальної системи [3]:

$$a_1 \ddot{u} + a_2 \dot{u} + a_3 u + i(a_4 \dot{u} + a_5 u) \omega = \omega^2 |a^*| e^{z i \alpha}, \quad (16)$$

де коефіцієнти визначаються формулами (14), (15). Аналіз вільних коливань необхідний насамперед для визначення власних частот, знання яких дозволяє уникнути роботи на резонансних режимах змушених коливань. Такі режими, в разі змушених коливань під дією відцентрової сили невірноваженої маси, виникають на частотах обертання ротора, що збігаються з однією з його власних частот, тобто на критичних частотах обертання ротора. Власні частоти визначаються розв'язуванням рівнянь вільних коливань (16) без правої частини.

Розглядаються змушені коливання під дією невірноваженої сили інерції, частота якої дорівнює частоті обертання ротора $\omega > 0$. Частинний розв'язок рівняння має вигляд $u = u_a e^{i(\alpha + \varphi_n)}$. Після його підстановки і скорочення на $e^{i\alpha}$ одержимо алгебраїчне рівняння з комплексними коефіцієнтами

$$[-a_1 \omega^2 + a_3 + a_4 \omega + i(a_2 \omega - a_5)] u_a e^{i\varphi_n} = \omega^2 |a^*|, \quad (17)$$

в якому квадратна дужка представляє власний оператор, тобто комплексне число $D(i\omega) = U + iV$:

$$U = -a_1 \omega^2 + a_3 + a_4 \omega, \quad V = a_2 \omega - a_5. \quad (18)$$

Для постійного перепаду тиску

$$U = \Omega_{a0}^2 + a_{31} - (a_1 - a_4') \omega^2, \quad V = (a_{20} + a_{21} - a_5') \omega. \quad (19)$$

Реакція на зовнішній вплив дає частотну передатну функцію

$$W(i\omega) = \frac{u_a}{\omega^2 |a^*|} e^{i\varphi_n} = A_{u^*}(\omega) e^{i\varphi_n(\omega)} = \frac{1}{U(\omega) + iV(\omega)}, \quad (20)$$

де $A_{u^*} = u_a / (\omega^2 \cdot |a^*|)$.

Розділимо дійсну та уявну частини, помноживши чисельник і знаменник на поєднане у знаменнику комплексне число:

$$W(i\omega) = \omega^2 \frac{\Omega^2 - \omega^2 - 2n\omega i}{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + (2n\omega)^2} = \omega^2 (U - iV) = A(\omega) e^{i\varphi(\omega)}. \quad (21)$$

Амплітуда $A(\omega)$ та фаза $\varphi(\omega)$ цього комплексного числа представляють відповідно амплітудну та фазову частотні характеристики. Для ущільнень із n шпаринами маємо:

$$A_{(n)}(\omega) = \frac{\omega^2}{\sqrt{U_{(n)}^2 + V_{(n)}^2}} = \frac{\omega^2}{\sqrt{(\Omega_{0(n)}^2 - \omega^2)^2 + (2n\omega)^2}},$$

$$\varphi_{(n)}(\omega) = -\arctg \frac{V_{(n)}}{U_{(n)}} = -\arctg \frac{2n\omega}{\Omega_{0(n)}^2 - \omega^2}, \quad U > 0, \quad (22)$$

$$\varphi_{(n)}(\omega) = -\arctg \frac{V_{(n)}}{U_{(n)}} = -\pi + \arctg \frac{2n\omega}{|\Omega_{0(n)}^2 - \omega^2|}, \quad U < 0.$$

Розділимо чисельник та знаменник останніх виразів на ω^2 . При цьому одержимо частотні характеристики в безрозмірному вигляді:

$$A_{(n)}(v) = \frac{v_{(n)}^2}{\sqrt{(1 - v_{(n)}^2)^2 + (2\xi v_{(n)})^2}}, \quad \varphi_{(n)}(v) = -\arctg \frac{2\xi v_{(n)}}{1 - v_{(n)}^2}. \quad (23)$$

2.4. Числовий приклад

Числовий аналіз для оцінювання впливу шпаринних ущільнень будемо проводити для одноступінчастого насоса (рис. 4).

Вихідні дані: $L = 1,5$ м; $a = 0,75$ м; $b = 0,75$ м; параметри ротора: $d = 0,08$ м; $R = 0,25$ м; $b_e = 0,04$ м; $l_c = 0,06$ м; модуль пружності матеріалу вала та зведена маса ротора $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; $m = 120$ кг; номінальна робоча частота обертання ротора $\omega_n = 300$ рад/с, радіальний та кутовий коефіцієнти зовнішнього демпфування беремо за нуль.

Параметри ущільнень:

1) тришпаринне ущільнення: $R_1 = 0,1203$ м; $R_2 = 0,1175$ м; $R_3 = 0,1128$ м; $l_1 = 0,017$ м; $l_2 = 0,010$ м; $l_3 = 0,019$ м; $H_1 = 0,25 \cdot 10^{-3}$ м; $H_2 = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м; $H_3 = 0,25 \cdot 10^{-3}$ м; $\xi = 0,1$; $\xi = 0,05$; $\xi = 0,01$;

2) двошпаринне ущільнення: $R_1 = 0,1203$ м; $R_2 = 0,1175$ м; $l_1 = 0,017$ м; $l_2 = 0,010$ м; $H_1 = 0,25 \cdot 10^{-3}$ м; $H_2 = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м; $\xi = 0,1$; $\xi = 0,05$; $\xi = 0,01$;

3) одношпаринне ущільнення: $R_1 = 0,1203$ м; $l_1 = 0,017$ м; $H_1 = 0,25 \cdot 10^{-3}$ м; $\xi = 0,1$; $\xi = 0,05$; $\xi = 0,01$.

Номінальний перепад тиску, що дрослюється на ущільненнях, $\Delta p_n = 4$ МПа. Перекачувана рідина – вода, температура 20 °С, густина $\rho = 10^3$ кг/м³. Режим руху рідини – автотурбулентна область турбулентної течії. Амплітуда та фаза комплексного числа є амплітудною та фазовою частотними характеристиками для різних ущільнень у безрозмірному вигляді (рис. 5–7). Числові значення коефіцієнтів радіальних сил наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Коефіцієнти радіальних сил

Тип ущільнення	Результат розрахунку			
	k (кг/с ²)	$F(N)$	A_{max}	Q (м ³ /с)
Одношпаринне	5,71	427	226	$1,1 \cdot 10^{-2}$
Двошпаринне	5,41	522	225	$9,9 \cdot 10^{-3}$
Тришпаринне	5,64	470	238	$7,4 \cdot 10^{-3}$

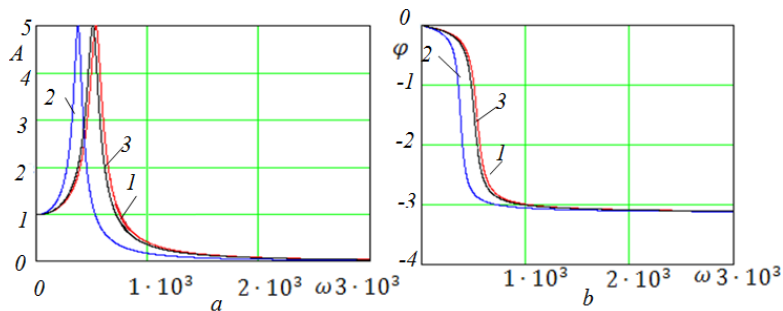


Рисунок 5 – Амплітудні (а) та фазові (б) частотні характеристики одношаринного (1), двошаринного (2) і тришаринного (3) ущільнень при $\xi = 0,1$

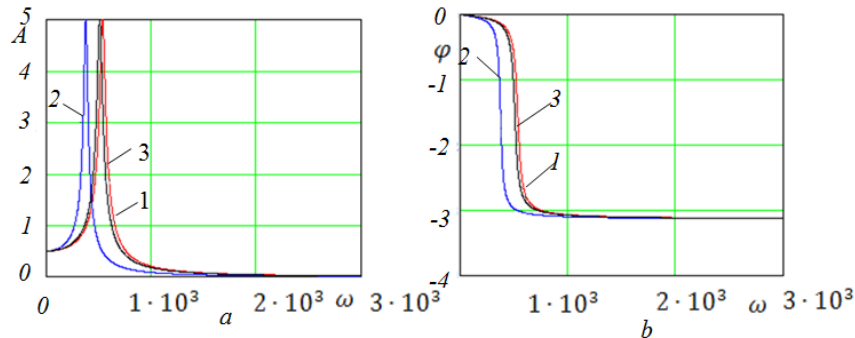


Рисунок 6 – Амплітудні (а) та фазові (б) частотні характеристики одношаринного (1), двошаринного (2) і тришаринного (3) ущільнень при $\xi = 0,05$

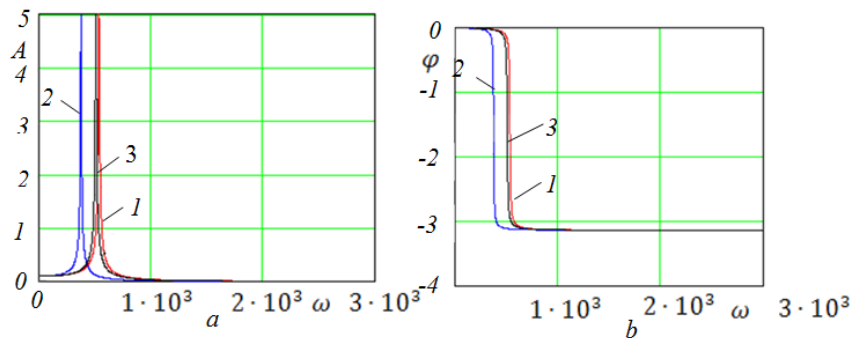


Рисунок 7 – Амплітудні (а) та фазові (б) частотні характеристики одношаринного (1), двошаринного (2) і тришаринного (3) ущільнень при $\xi = 0,01$

3. ВИСНОВКИ

Числове оцінювання впливу багатошаринних кільцевих каналів показало, що тришаринне ущільнення зменшує витрати порівняно до одношаринних, а коефіцієнт жорсткості майже не змінюється.

Аналіз амплітудних характеристик засвідчив, що одношаринне та тришаринне ущільнення майже не відрізняються, а на двошаринному ущільненні помітно знижується амплітуда за рахунок другої шпарини, яка має децентрувальну силу [6].

Запропонована методика динамічного розрахунку, що ґрунтується на простій моделі ротора із системою врівноваження, дозволяє оцінити критичні частоти обертання ротора й амплітуди його змушених коливань. Однак для формулювання обґрунтованих узагальнень необхідний більш повний і більш глибокий числовий аналіз як спрощеної моделі, так і розроблення та дослідження вдосконалених моделей, які б повніше відображали динамічні властивості ротора.

The impact of the multi-gap seals on rotor dynamics

V. A. Martsynkovskyy¹⁾, O. O. Pozovnyi¹⁾

¹⁾ *Sumy State University, 2 Rymyskogo-Korsakova St., 40007, Sumy, Ukraine*

The research relevance of multi-slotted seals is of practical significance for increasing vibration-reliability of centrifugal pumps. This paper presents the model of a single-disk rotor with seals. The forced radial rotor vibrations are determined taking into account the linearized inertial, damping, gyroscopic, positional, and circulating forces operating on the impeller from the liquid flow side in the annular seals. A theoretical analysis was supplemented with a numerical example, the amplitude-frequency and phase characteristic are presented.

Keywords: seals, rotor, centrifugal pump, frequency characteristics.

Влияние многощелевых уплотнений на динамику ротора

В. А. Марцинковский¹⁾, А. А. Позовный¹⁾

¹⁾ *Сумський державний університет, ул. Римського-Корсакова, 2, 40007, г. Суми, Україна*

Актуальность исследования многощелевых уплотнений имеет практическое значение для повышения вибронадежности центробежных насосов. В работе рассматривается модель однодискового ротора с уплотнениями. Определяются вынужденные радиальные колебания ротора с учетом линеаризованных инерционных, демпфирующих, гироскопических, позиционных и циркуляционных сил, действующих на рабочее колесо со стороны потока жидкости в многощелевых уплотнениях. Теоретический анализ дополнен численным примером, приведены амплитудные и фазовые частотные характеристики.

Ключевые слова: уплотнение, ротор, центробежный насос, частотные характеристики.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бедчер Ф. С. Определение критического числа оборотов ротора насоса с учетом сил, возникающих в уплотнениях / Ф. С. Бедчер, А. А. Ломакин // Паро- и газотурбостроение. 1957. – Вып. 5. – С. 249–269.
2. Симоновский В. И. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин / В. И. Симоновский. – Харьков : Высшая школа, 1986. – 128 с.
3. Марцинковский В. А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов / В. А. Марцинковский. – Москва : Машиностроение, 1970. – 272 с.
4. Марцинковский В. А. Гидродинамика дросселирующих каналов / В. А. Марцинковский. – Суми : СумДУ, 2002. – 338 с.
5. Марцинковский В. А. Динамика роторов центробежных машин / В. А. Марцинковский. – Суми : СумГУ, 2012. – 562 с.
6. Марцинковский В. А. Щелевые уплотнения: теория и практика / В. А. Марцинковский. – Суми : СумГУ, 2005. – 416 с.
7. Марцинковский В. А. Насосы атомных электростанций / В. А. Марцинковский, П. Н. Ворона. – Москва : Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.

REFERENCES

1. Bedher F. S., Lomakin A. A. (1957). Determination of the critical number of revolutions of the pump rotor taking into account the forces that arise in the seals. *Steam and gas turbine construction*, 5, 249–269 [in Russian].
2. Simonovskiy V. I. (1986). Stability and nonlinear oscillations of rotors of centrifugal machines. *Kharkov, Vysshaya shkola* [in Russian].
3. Martsynkovskyy V. A. (1970). Hydrodynamics and the strength of centrifugal pumps. *Moscow, Engineering* [in Russian]
4. Martsynkovskyy V. A. (2002). Hydrodynamics of throttling channels. *Sumy State University* [in Russian].
5. Martsynkovskyy V. A. (2012). Rotordynamics of centrifugal machines. *Sumy State University* [in Russian].
6. Martsynkovskyy V. A. (2005). Annular seals : theory and practice. *Sumy State University* [in Russian].
7. Martsynkovskyy V. A., Vorona, P. N. (1987). Pumps of nuclear power plants. *Moscow, Energoatomizdat* [in Russian].