

## ДИНАМІЧНІ ВИПРОБУВАННЯ РОТОРІВ НАСОСІВ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ТА ДИСКОВОЇ КОНФІГУРАЦІЇ В ШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕННЯХ

**Горовий Сергій Олександрович**

кандидат технічних наук, доцент

Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна

ORCID: 0000-0003-4136-5965

gorovyj64@gmail.com ,

**Головченко Галина Степанівна**

старший викладач

Сумський національний університет, м. Суми, Україна

ORCID: 0000-0003-3662-6163

golgalstep@gmail.com

*Відцентрові насоси знайшли застосування в найрізноманітніших галузях промисловості й сільського господарства всіх країн світу. В зв'язку із широким використанням відцентрових насосів продовжують залишатися актуальними питання відпрацювання їх конструктивних схем, які забезпечують високі показники довговічності та вібраційної надійності. Гідродинамічні сили в шпаринних ущільненнях насосів створюють істотний вплив на вібраційну активність ротора в цілому. Значні гідродинамічні сили в зазорах безконтактних ущільнень відцентрових насосів можуть привести до втрати динамічної стійкості ротора та автоколиваний ротора (що неприпустимо), а також навпаки – суттєво знизити вібраційну активність ротора в ущільненнях. Теоретичні й експериментальні дослідження різних авторів дозволили встановити структуру гідродинамічних сил і визначити величини коефіцієнтів радіальних сил. Виникла потреба в подальших практичних дослідженнях, з метою отримання достовірної інформації щодо впливу геометричної форми ротора на його здатність до самоцентрування в ущільненнях при різних кутових швидкостях обертання, аж до втрати ротором динамічної стійкості. На спеціально створеному лабораторному експериментальному стенді авторами даної роботи були отримані амплітудні частотні характеристики (АЧХ) вимушених радіально – кутових коливань самоустановлювальних у щілинних ущільненнях роторів насосів циліндричної й дискової геометричних конфігурацій при різних перепадах тиску робочої рідини на ущільненнях. Також були отримані амплітудні частотні характеристики вимушених радіально – кутових коливань ротора із знешкодженням закрутки робочої рідини на вході в ущільнення. Отримані експериментальним шляхом АЧХ роторів дозволили визначити критичні кутові швидкості радіальних і кутових коливань роторів в ущільненнях, а також межі їх динамічної стійкості. По теоретичних формулах були розраховані кутові швидкості власних радіальних і кутових коливань ротора в ущільненнях, а також межі їх динамічної стійкості. Порівняння теоретичних і експериментальних величин вказує на їх гарний кількісний збіг. Зроблений висновок щодо вищої динамічної стабільності ротора дискової геометричної конфігурації в порівнянні із циліндричною конфігурацією. При проектуванні відцентрових насосів із самоустановлювальним у щілинних опорах – ущільненнях робочим колесом слід прагнути до дискової геометричної конфігурації робочого колеса.*

**Ключові слова:** відцентровий насос, шпаринне ущільнення, ротор насоса, ротор, що самоцентрується в ущільненнях, гідродинамічні сили, тиск рідини, радіально – кутові коливання ротора в ущільненнях, динамічна стійкість ротора, амплітудна частотна характеристика ротора в ущільненнях.

DOI <https://doi.org/10.32845/msnau.2022.3.4>

Вступ (Introduction). На сьогоднішній день відцентрові насоси знайшли застосування в найрізноманітніших галузях промисловості й сільського господарства всіх країн світу. В зв'язку із широким використанням відцентрових насосів продовжують залишатися актуальними питання відпрацювання їх конструктивних схем, які забезпечують високі показники довговічності та вібраційної надійності. При цьому працездатність відцентрового насоса суттєво залежить від гідромеханічної системи "ротор – щілинне ущільнення": згідно статистичних даних ця система породжує 70 % випадків виходу з ладу відцентрових насосів (злам ротора, зачіпання ротора за статорні втулки ущільнень, ушкодження або зношування втулок ущільнень і т.п.) (Grokhovskiy, 1990). Значні гідродинамічні сили в зазорах безконтактних ущільнень відцентрових насосів можуть привести до втрати динамічної стійкості ротора та автоколивань ротора (що

неприпустимо), а також навпаки – суттєво знизити вібраційну активність ротора в ущільненнях.

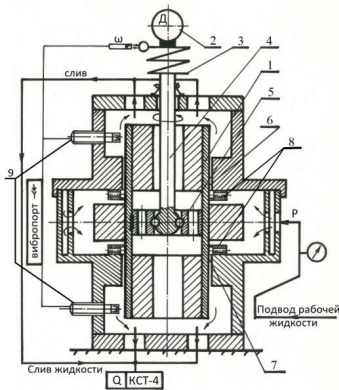
В роботах професора В.А. Марцинковського по методології розрахунку гідродинамічних параметрів безконтактних ущільнень (Martsinkovskiy, 1980), (Martsinkovskiy & Vorona 1987), (Martsinkovskiy, 2002) показано, що рух ротора приводить до зміни осередненого гідравлічного опору кільцевої щілини з перерозподілом тиску в кільцевому каналі безконтактного ущільнення, що є причиною виникнення гідродинамічних сил. В.А. Марцинковським були отримані аналітичні лінеаризовані вирази для розрахунку коефіцієнтів радіальних сил у шпаринному ущільненні в короткій кільцевій щілині з урахуванням конусності зазору й перекоосу осей роторної й статорної втулок ущільнення. Внаслідок перекоосу осей змінюється сумарний ексцентриситет ротора, що враховується добавками до радіальних сил (коригуючими коефіцієн

тами). Також показано, що дія циркуляційної сили може привести до втрати ротором динамічної стійкості та до автоколивань ротора зі значною амплітудою.

Автором даної роботи були продовжені теоретичні дослідження з уточнення коефіцієнтів гідродинамічних сил в ущільненнях, а також були отримані деякі практичні результати динамічних випробувань відцентрового насоса із само встановлювальним у шпаринних опорах – ущільненнях робочим колесом. Результати досліджень наведені в роботах (Gorovoi, 2017), (Gorovoi, 2019), (Gorovoi & Golovchenko, 2020), (Gorovoi, et al. 2021).

Виникла потреба в подальших практичних дослідженнях з метою отримання достовірної інформації щодо впливу геометричної форми ротора на його здатність до самоцентрування в ущільненнях при різних кутових швидкостях обертання, аж до втрати ротором динамічної стійкості.

Матеріали і методи досліджень (Materials and Methods). З метою одержання повної динамічної картини самоцентрування обертового в ущільненнях ротора насоса був створений експериментальний стенд для динамічних випробувань роторів різної геометричної конфігурації (мал. 1).



**Рис. 1. Схема стенда для динамічних випробувань ротора в ущільненнях**

- 1 – ротор, 2 – електродвигун, 3 – пружна податлива муфта,
- 4 – вал, 5 – карданний шарнір, 6 - верхнє ущільнення,
- 7 – нижнє ущільнення, 8 – втулки з радіальними отворами,
- 9 – струмовихорові датчики переміщень ротора

Крутний момент від двигуна 2 передавався на ротор 1 за допомогою пружної податливої муфти 3 і карданного шарніра 5, забезпечуючи ротору 1 можливість радіально – кутових переміщень із утриманням в осьовому напрямку. Подача рідини під тиском нагнітання в робочу камеру стенда проводилася через систему радіальних отворів по периметру внутрішньої оболонки камери, що виключало виникнення односторонньо спрямованих струминних впливів рідини на поверхню випробуваного ротора. Вертикальне компонування роторної системи дозволило одержати картину радіально – кутових коливань ротора 1 під дією силових факторів виключно з боку ущільнень 6, 7.

В конструкції стенда передбачалася можливість знешкодження закрутки рідини на вході в ущільнення. Для цього встановлювалися спеціальні втулки (поз. 8, мал. 1) з отворами й кільцевою канавкою перед глад-

кими циліндричними ущільненнями. Таке комбіноване ущільнення ефективно протистоїть закрутці потоку на вході в щілину на всіх частотах обертання ротора.

Геометричні розміри ущільнень стенда (мал. 1):

радіус ущільнення:  $r = 30 \text{ мм} = 3 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ;

довжина ущільнення:  $l = 20 \text{ мм} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ;

радіальний зазор:  $h_0 = 0,25 \text{ мм} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ ;

відстань по осі від центру ротора до центру ущільнення:  $L = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ .

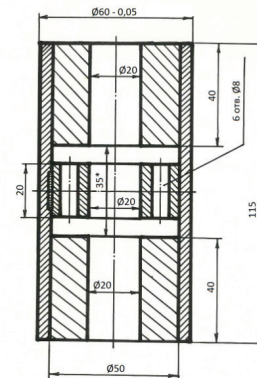
У верхнього й нижнього ущільнень стенда (мал. 1, поз. 6, 7) було встановлено по два струмовихорових датчики переміщень (поз. 9) під кутом  $90^\circ$  один до одного в площині, перпендикулярній осі ущільнень. Сигнали з датчиків переміщень реєструвалися й оброблялися спеціалізованим приладом "Вібропорт" фірми "Брюль і Кьєр". Форма сигналів (амплітуда, частота, фазовий зсув) і відповідна траєкторія руху центрів ротора під місцями розташування датчиків спостерігалися на екрані електронного осцилографа С 1-68. Приладом "Вібропорт" здійснювалися виміри кутової швидкості обертання (частоти обертання) ротора з точністю  $\pm 1$  оберт / хвилину.

Для відпрацювання оптимальної геометричної форми самоустановлювального в щілинних ущільненнях ротора були виготовлено три експериментальні ротори:

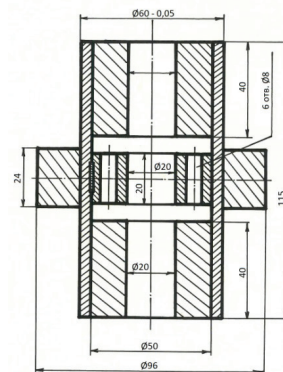
ротор – циліндр № 1 (мал. 2) з переважним по величині екваторіальним  $J_x$  моментом інерції,

ротор № 2 (мал. 3) із проміжним співвідношенням осьового  $J_o$  й екваторіального  $J_x$  моментів інерції,

ротор № 3 (мал. 4) з майже дисковою конфігурацією.



**Рис. 2. Ротор – циліндр № 1**



**Рис. 3. Ротор № 2**

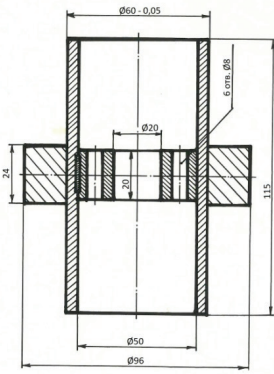


Рис. 4. Ротор № 3

Моменти інерції роторів визначалися за їх масами і геометричними розмірами їх частин згідно з методикою роботи (Favorin, 1970). Маси й розрахункові моменти інерції роторів зведено в таблицю 1.

Геометрична форма ротора № 3 дозволила майже зрівняти осьовий  $J_o$  і екваторіальний  $J_e$  моменти інерції ротора й практично звести до нуля гіроскопічний момент ротора, пропорційний різниці його моментів інерції (Martsinkovskiy & Vorona, 1987).

Результати (Results). На дослідному стенді були отримані амплітудні частотні характеристики (АЧХ) усіх трьох роторів у щільних ущільненнях з неконтрольованою закрутою потоку на вході в ущільнення (мал. 5, мал. 6, мал. 7).

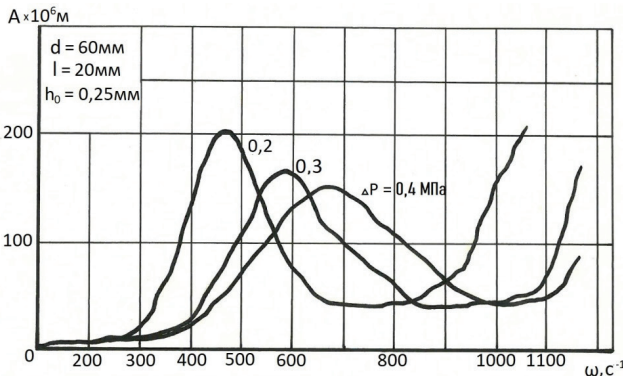


Рис. 5. АЧХ ротора - циліндра № 1

Також були отримані АЧХ ротора № 2 в ущільненнях із знешкодженням закрутки потоку на вході в зазори ущільнень (мал. 8).

Експериментальні АЧХ усіх трьох роторів у щільних ущільненнях були зняті приладом "Вібропорт" для двох перепадів тиску на ущільненнях ( $\Delta P = 0,2$  МПа та  $\Delta P = 0,3$  МПа).

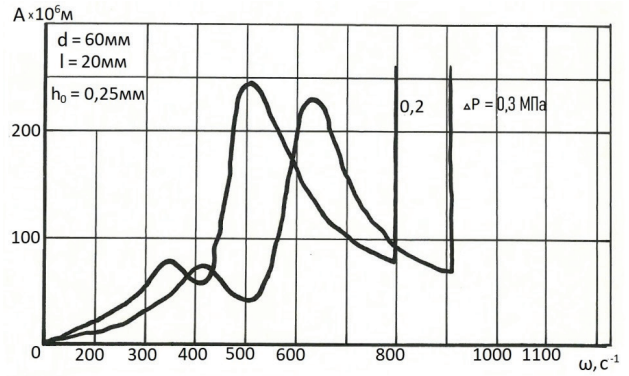


Рис. 6. АЧХ ротора № 2

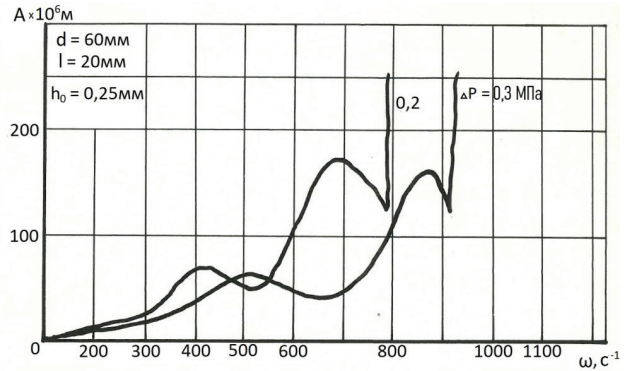


Рис. 7. АЧХ ротора № 3

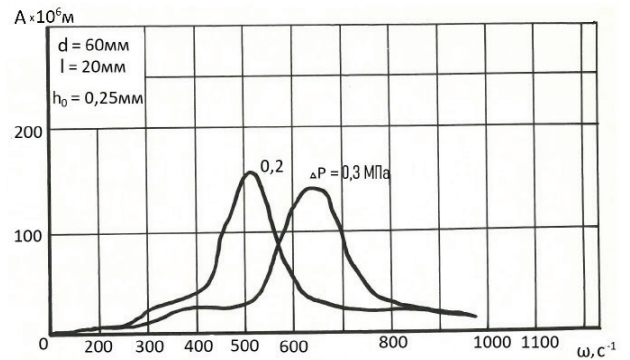


Рис. 8. АЧХ ротора № 2 в ущільненнях із знешкодженням вхідної закрутки потоку

Аналіз АЧХ роторів № 2 і № 3 (мал. 6, мал. 7) вказує на наявність двох резонансних сплесків, що свідчить про існування критичних кутових швидкостей обертання для радіальних та кутових коливань. Для ротора – циліндра № 1 АЧХ (мал. 5) мала один максимум, що пояснюється близьким розташуванням критичних кутових швидкостей

Таблиця 1

Форма ротора	Маса, $m$ , кг	Моменти інерції		$\frac{J_e}{J_o}$
		осьовий, $J_o$ $\times 10^{-3}$ кг м <sup>2</sup>	екваторіальний, $J_e$ $\times 10^{-3}$ кг м <sup>2</sup>	
Ротор - циліндр № 1	2,0	1,03	2,85	2,77
Ротор № 2	2,85	2,47	3,61	1,46
Ротор № 3	2,0	2,15	2,0	0,93

радіальних і кутових коливань, при цьому амплітуда кутових коливань значно перевершує радіальні й “поглинає” їх.

Форма синфазних сигналів з верхніх і нижніх струмових датчиків переміщення стенда (мал. 1, поз. 9) на екрані осцилографа С 1-68 свідчить про наявність низькочастотного резонансу радіальних коливань і більш високочастотного резонансу протифазних кутових коливань для роторів № 2, № 3. Для ротора – циліндра № 1 мав місце тільки кутовий резонанс.

У до критичній низькочастотній області кутових швидкостей ротори № 2, № 3 здійснюють вимушені радіальні коливання з наростаючою амплітудою (максимум амплітуди на критичній кутовій швидкості радіальних коливань  $\omega_{екр.}$ ). У за критичній для радіальних коливань області спостерігається зниження амплітуд радіальних коливань, проявляється ефект самоцентрування ротора, коли останній прагне обернутися навколо осі, що проходить через центр мас. При подальшій підвищенні кутової швидкості обертання з'являються кутові коливання. Їхня амплітуда швидко наростає й досягає максимуму на критичній швидкості кутових коливань  $\omega_{вкр.}$ . При цьому на критичній швидкості кутових коливань і в безпосередній близькості від неї спостерігаються протифазні коливання, які свідчать про те, що геометрична вісь ротора здійснює конічний рух з нерухомою точкою практично на середині осі ротора. На критичній кутовій швидкості кутових коливань  $\omega_{вкр.}$  ротор здійснює пряму синхронну конічну прецесію. В такому обертанні амплітуди коливань центрів ротора під ущільненнями значно перевершують амплітуди радіальних коливань на відповідній критичній кутовій швидкості радіальних коливань  $\omega_{екр.}$ . Цей факт пояснюється значно меншим демпфуванням кутових коливань у порівнянні з радіальними коливаннями. Робота – обертання ротора на кутових швидкостях близьких до кутового резонансу досить вібраційно активна й тому небажана. При подальшій підвищенні кутової швидкості обертання, тобто після переходу кутового резонансу, спостерігається зниження амплітуд кутових коливань ротора. Таке зниження має місце внаслідок кутового самоцентрування ротора, при якому останній прагне обернутися навколо однієї зі своїх головних осей інерції. Наступне зростання кутової швидкості обертання можливо до певної межі  $\omega_{зр.}$ , за якою настає різке, стрибкоподібне зростання амплітуди коливань ротора в ущільненнях, що приводить до обкатування останнього по поверхнях ущільнень. При цьому як на роторі, так і на статорних оболонках ущільнень, з'являються чітко виражені смуги натирання, а приводний електродвигун перевантажується. Несинхронна прецесія ротора з амплітудами, обмеженими тільки величиною зазору в ущільненнях, являє собою автоколивання, викликані неконсервативними циркуляційними силами, які ведуть до втрати ротором динамічної стійкості.

Зростання резонансних кутових швидкостей при збільшенні перепаду тиску рідини на ущільненнях підтверджує відомий факт залежності жорсткості ущільнень від перепаду на них тиску робочого середовища (Martsinkovskiy, 1980), (Martsinkovskiy & Vorona 1987),

(Martsinkovskiy, 2002). Слабкі зростання амплітуди коливань в області радіальних критичних кутових швидкостей свідчать про значне демпфірування радіальних коливань. Резонансні піки кутових коливань вельми суттєво перевищують радіальні, що свідчить як про достатньо мале сумарне кутове демпфірування, так і про перевагу динамічного дисбалансу над ексцентриситетом центру мас у випробуваних конструкціях роторів.

Обговорення (Discussion). Отримані експериментальним шляхом АЧХ роторів в ущільненнях дозволяють оцінити критичні кутові швидкості (фактично кутова швидкість прямо пов'язана із частотою обертання ротора) радіальних  $\omega_{екр.}$  і кутових  $\omega_{вкр.}$  коливань ротора. Також по експериментальним АЧХ легко визначається кутова швидкість  $\omega_{зр.}$ , на якій ротор втрачає динамічну стійкість і входить у режим автоколивань із обкатуванням по статорних оболонках ущільнень.

В роботах (Goroviy, 2017), (Gorovoi, 2019) автора даного дослідження приведені розрахункові формули для визначення власних кутових швидкостей радіальних  $\omega_e$  і кутових  $\omega_v$  коливань:

$$\omega_e = ((2 \cdot K_s) \cdot m^{-1})^{1/2} \quad (1)$$

$$\omega_v = \left( 2 \cdot (-\alpha_e L - \beta_v + K_s L^2 + \bar{K}_s L) \cdot (2m_* L^2 + 2\bar{m}_* L + I_*)^{-1} \right)^{1/2} \quad (2)$$

де  $\alpha_e, \beta_v, K_s, \bar{K}_s, m_*, \bar{m}_*$  - вирази коефіцієнтів, наведені в роботах (Goroviy, 2017), (Gorovoi & Golovchenko, 2020), (Gorovoi, et al. 2021).

Величини власних  $\omega_e$ ,  $\omega_v$  кутових швидкостей, розраховані по формулах (1), (2), і значення критичних  $\omega_{екр.}$ ,  $\omega_{вкр.}$  кутових швидкостей радіальних і кутових коливань роторів в ущільненнях, отримані по експериментальним АЧХ роторів в ущільненнях (мал. 5, 6, 7), зведено в таблицю 2.

Аналіз даних таблиці 1 і таблиці 2 дозволяє зробити висновок про те, що для роторів № 2 і № 3, у яких малий вплив гіроскопічного моменту, відносна погрішність між величинами критичних експериментальних і власних розрахункових кутових швидкостей як радіальних, так і кутових коливань не перевищує 6,3%.

Для ротора – циліндра № 1 ця відносна погрішність досягає 21%. Отриманий результат пояснюється істотним зниженням критичних швидкостей кутових коливань  $\omega_{вкр.}$  за рахунок фактично негативного гіроскопічного моменту ротора. Для ротора - циліндра гіроскопічний момент суттєво знижує критичну кутову швидкість  $\omega_{вкр.}$  стосовно власної кутової швидкості  $\omega_v$  кутових коливань. Для роторів дискової конфігурації слід очікувати підвищення кутових критичних швидкостей. На величини критичних швидкостей радіальних коливань роторів їх конфігурація не створює істотного впливу.

Втрата ротором динамічної стійкості за даними робіт (Gorovoi, 2017), (Gorovoi, 2019) настає на кутових швидкостях обертання, які вдвічі перевищують

Таблиця 2

Форма ротора	$\Delta P$ , 10 <sup>6</sup> Па	$\omega_e$ , с <sup>-1</sup>	$\omega_v$ , с <sup>-1</sup>	$\omega_{екр.}$ , с <sup>-1</sup>	$\omega_{vкр.}$ , с <sup>-1</sup>	$\frac{\omega_e - \omega_{екр.}}{\omega_e} \times 100\%$	$\frac{\omega_v - \omega_{vкр.}}{\omega_v} \times 100\%$
Ротор - циліндр № 1	0,2 0,3	426 522	593 727	- -	470 590	--	21 19
Ротор № 2	0,2 0,3	362 443	530 650	365 415	525 630	-1 6,3	1 3
Ротор № 3	0,2 0,3	426 522	700 859	430 510	690 870	-1 2	1,5 -1,3

кутову швидкість власних радіальних коливань ротора в ущільненнях

$$\omega_{сп.} \geq 2 \cdot \omega_e \quad (3)$$

Кількісно легко визначити межу динамічної стійкості  $\omega_{сп.}$  по експериментальним АЧХ роторів (мал. 5, 6, 7), як місця стрибкоподібного зростання кривої АЧХ після переходу через максимуми кутових коливань.

Величини кутових швидкостей власних радіальних коливань  $\omega_e$  роторів, розраховані по формулі (1), і значення граничних кутових швидкостей  $\omega_{сп.}$  роторів у щільних ущільненнях, отримані по експериментальним АЧХ роторів в ущільненнях (мал. 5, 6, 7), зведено в таблицю 3.

Згідно АЧХ роторів № 2 і № 3 (мал. 6, 7) втрата стійкості мала майже миттєвий характер. Амплітуда коливань лавиноподібно зростала при дуже незначній підвищенні кутової швидкості обертання роторів в малій ділянці  $\omega_{сп.}$ , при цьому верхні й нижні струмовихорові датчики переміщень (мал. 1, поз. 9) реєстрували розвинені автоколивання ротора, характерні для роботи ротора в режимі втрати ім динамічної стійкості до радіальних коливань.

Втрата роторами № 2 і № 3 динамічної стійкості мала місце на кутових швидкостях, близьких до подвоєної кутової швидкості власних радіальних коливань (мал. 6, 7 і таблиця 3), що добре узгоджується з розрахунком граничної кутової швидкості  $\omega_{сп.}$  по формулі (3).

Ротор – циліндр № 1 також втрачав динамічну стійкість (мал. 5) на за критичних кутових швидкостях. При цьому зростання амплітуди коливань носило трохи затягнутий із зростанням кутової швидкості характер. Аналіз осцилограм сигналів з верхніх і нижніх струмовихорових датчиків переміщень (мал. 1, поз. 9) вказує на проти фазність коливань. Це свідчить про втрату ротором – циліндром № 1 динамічної стійкості до кутових коливань.

Втрата роторами №№ 1, 2, 3 динамічної стійкості викликається циркуляційними силами в ущільненнях, величина яких залежить від частоти обертання рідини перед ущільненням і по його довжині (Martsinkovskiy, 1980), (Martsinkovskiy & Vorona 1987), (Martsinkovskiy, 2002). Тому знешкодження закрутки потоку перед ущільненнями приводить до підвищення граничної по стійкості кутової швидкості обертання ротора.

Експериментальний стенд для динамічних випробувань був доповнений пристроями для знешкодження вхідної закрутки потоку перед ущільненнями (мал. 1, поз. 8). Випробування ротора № 2 у таких модернізованих ущільненнях показали, що у всім робочому діапазоні кутових швидкостей обертання ротора ( від 0 до 980 с-1) втрата динамічної стійкості не відбувалась. Також суттєво зменшилися амплітуди радіальних і кутових коливань на критичних кутових швидкостях  $\omega_{екр.}$  і  $\omega_{vкр.}$  (мал. 8).

Висновки (Conclusions). Отримані на експериментальному стенді АЧХ роторів насосів різної геометричної конфігурації дозволяють стверджувати про самоцентрування роторів в ущільненнях в широкому діапазоні кутових швидкостей до втрати динамічної стійкості.

Дані аналізу експериментальних АЧХ роторів в ущільненнях слугують підтвердженням прийнятності формул робіт (Gorovoi, 2017), (Gorovoi, 2019), (Gorovoi & Golovchenko, 2020), (Gorovoi, et al. 2021) для розрахунку силових факторів в ущільненнях, обчислення власних кутових швидкостей радіальних і кутових коливань роторів у безконтактних опорах – ущільненнях та оцінки межі динамічної стійкості самоустановлювального в ущільненнях ротора.

Стабільна робота самоустановлювального в ущільненнях ротора з малими амплітудами радіальних і кутових коливань забезпечується на кутових швидкостях

Таблиця 3

Форма Ротора	$\Delta P$ , 10 <sup>6</sup> Па	$\omega_e$ , с <sup>-1</sup>	$\omega_{сп.}$ , с <sup>-1</sup>	$2 \cdot \omega_e$ , с <sup>-1</sup>	$\frac{2 \cdot \omega_e - \omega_{сп.}}{2 \cdot \omega_e} \times 100\%$
Ротор - циліндр № 1	0,2 0,3	426 522	1000 1150	852 1044	-17 -10
Ротор № 2	0,2 0,3	362 443	800 920	724 886	-10 -4
Ротор № 3	0,2 0,3	426 522	790 930	852 1044	7 11

обертання до критичної швидкості  $\omega_{\text{вкр.}}$  кутових коливань.

Експериментальним шляхом була підтверджена можливість розширення області динамічної стійкості й поліпшення вібраційних характеристик самоустановлювального в ущільненнях ротора шляхом цілеспрямованого зменшення закрутки потоку на вході в ущільнення.

При створенні конструкцій відцентрових насосів із самоустановлювальним у щілинних опорах – ущільненнях робочим колесом слід віддати перевагу дисковій геометричній конфігурації ротора (з перевагою еквато-

ріального  $J_{\rho}$ , моменту інерції над осьовим  $J_o$  моментом інерції). Дискова конфігурація забезпечує менші амплітуди радіальних і кутових коливань на критичних кутових швидкостях і зміщує максимум кутових коливань в бік високих кутових швидкостей. На перехідних режимах обертання ротора насоса, коли гідродинамічні сили в ущільненнях не забезпечують надійне центрування ротора, останній працює з тертям по статорних оболонках ущільнень. Тому доцільне використання спеціальних зносостійких покриттів на роторних поверхнях ущільнень.

#### **Бібліографічні посилання:**

1. Martsinkovskiy, V.A. (2002) Vibratsii rotorov tsentrobeznyih mashin: v 2-h knigax. Kniga 1. Gidrodinamika drosseli-ruyuschiy kanalov [Vibrations of rotors of centrifugal machines: in 2 books. Book 1. Hydrodynamics of throttling channels]. Izdatelstvo SymDU, 337 p., Sumy (in Ukrainian).
2. Goroviy, S.O. (2017) Otsinichniy gidravlichniy rozrahunok silovih momentiv shparinnogo uschilnennya [Estimated hydraulic calculation of power moments of gap sealing]. Visnik SNAU, Ceriya: "Mehanizatsiya ta avtomatyzatsiya virobnichih protsesiv", № 10 (32), P. 20 - 23, Sumy (in Ukrainian).
3. Gorovoi, S.A. (2017) Hydrodynamic Calculation of Bearing - Seal Assemblies of Centrifugal Pump with Self - Adjusting Rotor. Chemical and Petroleum Engineering, № 53, P. 171 - 175.
4. Gorovoi, S.A. (2019) Bench Testing of a Pump with a Self - Adjusting Impeller. Chemical and Petroleum Engineering, № 55, P. 149 - 157.
5. Gorovoi, S.A. & Golovchenko, G.S. (2020) Refined Model of a Groove Seal and Calculation of Angular Hydrodynamic Force Coefficients. Impeller Chemical and Petroleum Engineering, Volume 56, Nos. 3, P. 205 - 214.
6. Gorovoi, S.A., Golovchenko, G.S. & Dumanchuk, M.U. (2021) Determination of angular stiffness coefficient of the annular seal by experimental - calculation. Journal of Physics: Conferens Series, mechanical, annular and magnetic fluid seals, Volume 1741, P. 1 - 12.
7. Shkelov, L.T., Stankevych, A.M. & Poshyvach, D.V. (2011) Opir materialiv: Pidruchnyk dlia studentiv vyshchikh navchalnykh zakladiv. [Resistance of materials: Textbook for students of higher educational institutions]. K.: ZAT "Vipol", 456 p.

**Gorovoy S.A.**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

**Golovchenko G.S.**, Senior Lecturer, Sumy National University Sumy, Ukraine

#### **Dynamic tests rotors pump of cylindrical and disk configuration in slotted seals**

*Centrifugal pumps are used in a wide variety of industries and agriculture in all countries of the world. In connection with the widespread use of centrifugal pumps, the issues of working out their design schemes, which provide high indicators of durability and vibration reliability, continue to be relevant. Hydrodynamic forces in the gap seals of the pumps have a significant effect on the vibration activity of the rotor as a whole. Significant hydrodynamic forces in the gaps of non-contact seals of centrifugal pumps can lead to a loss of dynamic stability of the rotor and self-oscillations of the rotor (which is unacceptable), and vice versa - to significantly reduce the vibration activity of the rotor in the seals. Theoretical and experimental studies by various authors allowed to establish the structure of hydrodynamic forces and to determine the values of radial force coefficients. There was a need for further practical research in order to obtain reliable information about the influence of the geometric shape of the rotor on its ability to self-center in seals at different angular speeds of rotation, up to the loss of the rotor's dynamic stability. On a specially created laboratory experimental stand, the authors of this work obtained the amplitude frequency characteristics (frequency response) of forced radial-angular oscillations of self-aligning in slotted seals of pump rotors of cylindrical and disk geometric configurations at different pressure drops of the working fluid on the seals. Amplitude frequency characteristics of forced radial-angular vibrations of the rotor were also obtained with neutralization of the swirl of the working fluid at the entrance to the seal. The frequency response of the rotors obtained experimentally made it possible to determine the critical angular velocities of the radial and angular oscillations of the rotors in the seals, as well as the limits of their dynamic stability. The angular velocities of the inherent radial and angular oscillations of the rotor in the seals, as well as the limits of their dynamic stability, were calculated according to theoretical formulas. Comparison of theoretical and experimental values indicates their good quantitative agreement. A conclusion is drawn regarding the higher dynamic stability of the rotor of the disc geometric configuration compared to the cylindrical configuration. When designing centrifugal pumps with an impeller self-installing in slot supports - seals, one should strive for a disk geometric configuration of the impeller.*

**Key words:** centrifugal pump, slot seal, rotor pump, self-aligning rotor, hydrodynamic forces, fluid pressure, radial - angular vibrations of the rotor in slot seals, dynamic stability of the rotor, amplitude frequency response of the rotor in slot seals.