

Представлена методика спрощеного статичного розрахунку та результати експериментальних досліджень конструкції торцевого запірною імпульсного ущільнення для відцентрового компресора. Геометричні розміри ущільнення підібрані таким чином, щоб забезпечити його працездатність при частоті обертання валу до 10000 об/хв і тиску до 5,0 МПа при витіках, що не перевищують 37 нл/хв. Використання зведеної конструкції ущільнення дозволить зменшити об'ємні витрати та збільшити к. к. д. відцентрового компресора

Ключові слова: запірне імпульсне ущільнення, статичний розрахунок, витратні характеристики, відцентровий компресор

Представлена методика упрощеного статичного расчета и результаты исследований конструкции торцевого затворного импульсного уплотнения для центробежного компрессора. Геометрические размеры уплотнения подобраны таким образом, чтобы обеспечить его работоспособность при частоте вращения вала до 10000 об/мин и давлении до 5,0 МПа при протечках, не превышающих 37 нл/мин. Использование сдвоенной конструкции уплотнения позволит уменьшить объемные потери и увеличить к. п. д. центробежного компрессора

Ключевые слова: затворное импульсное уплотнение, статический расчет, расходные характеристики, центробежный компрессор

УДК 621.515: 62-251: 62-762

DOI: 10.15587/1729-4061.2016.59884

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ТОРЦЕВОГО ЗАПІРНОГО ІМПУЛЬСНОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

А. В. Загорулько

Кандидат технічних наук, доцент*

E-mail: anzagorulko@omdm.sumdu.edu.ua

Д. В. Лісовенко

Аспірант*

E-mail: dimlis777@mail.ru

В. С. Марцинковський

Кандидат технічних наук, доцент

ТОВ «ТРІЗ»

вул. Машинобудівників, 1, м. Суми, Україна, 40020

E-mail: mbc@triz.sumy.ua

*Кафедра загальної механіки та динаміки машин

Сумський державний університет

вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, Україна, 40007

1. Вступ

У теперішній час сухі торцеві газові ущільнення з канавками різної форми досить широко використовуються для герметизації відцентрових компресорів різного призначення. Витіки через торцеві газові ущільнення, за рахунок малих зазорів (2–5 мкм) між нерухоною і торцевою поверхнею, що обертається, є значно меншими, ніж витіки через газові лабіринтні ущільнення, які мають зазори між гребнями і поверхнею обертового валу рівними 0,2–0,3 мм [1].

Для промислових газових компресорів існує необхідність зменшення кількості витоків газу через лабіринтне ущільнення розвантажувального поршню валу, щоб зменшити споживання енергії. У деяких випадках витіки газу через цей зазор досягають 10 відсотків від витрати компресора [2]. Щоб зменшити ці витіки і покращити ефективність компресора можуть використовуватися конструкції подвійних сухих торцевих газових ущільнень з коаксіальним розташуванням ступенів, які вже широко використовуються в хімічних насосах [3]. Як правило, це газодинамічні ущільнення зі спіральними канавками, в яких складно досягти газодинамічного розкриття торцевого стіку при пуску та при невеликих частотах обертання валу. Тому вони потребують використання твердих

дороговартісних матеріалів торцевої пари і відповідно спеціальної дороговартісної технології виготовлення канавок.

Таким чином, актуальним є заміна традиційної конструкції торцевого газового ущільнення зі спіральними канавками і лабіринта на більш просту у виготовленні та дешевшу конструкцію запірною імпульсного ущільнення, яке може досить широко використовуватися для герметизації валу відцентрових компресорів. Створення таких конструкцій ущільнень потребує розробки методики спрощеного статичного розрахунку, необхідного для правильного вибору геометрії: геометричних розмірів кілець, кількості та об'єму камер і живильників, а також експериментальних досліджень витратних характеристик і перевірки працездатності ущільнювального вузла.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

Найбільш широке використання у відцентрових компресорах має двоступеневе тандемне газове ущільнення з проміжним лабіринтом. Воно конструктивно складається з двох ущільнень в одному картриджі. Перше ущільнення сприймає повний перепад тиску, тоді як друге працює при малому перепаді тиску і є ре-

зервним, здатним у випадку виходу із строю першого ущільнення сприймати весь перепад тиску. Для ізоляції газового ущільнення від підшипникової камери та запобігання попадання масла на поверхні кільця служить бар'єрне ущільнення. Воно також виконує функцію резервного ущільнення на випадок катастрофічного руйнування перших двох ступенів. Зазвичай виконується у вигляді лабіринтного або сегментного графітового ущільнень. Герметизація досягається за рахунок подачі буферного газу (повітря) [4].

Фірмою Бургманн (Німеччина) запропонована конструкція коаксіального торцевого газового ущільнення з реверсивними канавками, яке використовується у якості бар'єрного для тандемного газового ущільнення. Ущільнення розраховане на тиск буферного газу до 10 атм. Витоки буферного газу складають 30 нл/хв при діаметрі валу 120 мм та частоті обертання 14700 об/хв. Наведена програма та результати випробувань, виконано порівняння з існуючими конструкціями бар'єрних ущільнень [5].

Для заміни традиційного лабіринтного ущільнення розроблено сухе газове ущільнення на високі параметри. Аналіз деформацій, гідродинамічний аналіз та випробування показали зниження на 4 % електричної потужності 2100 кВт азотного турбокомпресора та суттєве зниження витоків через ущільнення [2].

Газостатичне торцеве ущільнення має багато переваг і може використовуватися в роторних машинах з низькими швидкостями ковзання. Розглядається ущільнення із зовнішнім дросельним підведенням ущільнювального газу. Виконано аналіз впливу товщини газової плівки, тиску подачі повітря, кількості та діаметру дроселів на силу розкриття торцевої пари та жорсткість газової плівки [6, 7].

Представлена запатентована конструкція газового ущільнення з шевронними спіральними канавками, яка використовується для високошвидкісних турбокомпресорів. Для визначення розподілу тиску на торцевій поверхні та характеристик ущільнення розглянуті методи одновимірного аналітичного розв'язання «теорії вузького каналу» та двовимірного числового розв'язання стиснутого рівняння Рейнольдса методом скінченних елементів. Приклади розрахунку показують добрий збіг результатів розрахунку як по одновимірній, так і по двовимірній методикам з результатами експериментальних вимірювань витоків [8].

Методики статичного розрахунку та експериментальних досліджень рідинних запірних імпульсних ущільнень наведені у працях [9–11]. Експерименти показали, що робота запірних імпульсних ущільнень для насосів значною мірою залежить від перепаду тиску між запірним і ущільнювальним середовищем. Тому вони потребують використання диференційного регулятора перепаду тиску.

З аналізу літературних джерел слідє, що запірне імпульсне ущільнення має значні перспективи використання у відцентрових компресорах. Конструкція цього ущільнення може виконувати функції як бар'єрного, так і резервного ущільнень та може замінити тандемне газове ущільнення з проміжним лабіринтом. За рахунок газостатичної дії запірної канавки є можливість використовувати це ущільнення в роторних машинах з низькими швидкостями ковзання. При розробці конструкції запірного імпульсного ущільнення потрібно

враховувати, що сила навантаження, яка притискує кільця, повинна автоматично змінюватися зі збільшенням як ущільнювального, так і запірного середовищ. Це дозволить зменшити вплив перепаду тиску та відмовитись від використання диференційного регулятора в певному діапазоні. При розробці методики спрощеного статичного розрахунку с достатньою точністю можна розглядати всі розв'язання в одновимірній аналітичній постановці. Необхідно провести експериментальний аналіз витратних характеристик, тобто залежності витрат від запірного та ущільнювального середовищ та частоти обертання валу. Для перевірки працездатності достатньо контролювати середню температуру в парі тертя та допустиму герметичність ущільнення.

3. Мета і завдання дослідження

Мета – розрахунок та випробування конструкції, отримання витратних характеристик запірного імпульсного ущільнення.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- розробка конструкції і методики спрощеного статичного розрахунку запірного торцевого імпульсного ущільнення;
- розробка методики та експериментального стенда для експериментальних досліджень запірних торцевих імпульсних ущільнень;
- експериментальна перевірка працездатності ущільнювального вузла.

4. Описання конструкції і методики спрощеного розрахунку запірного імпульсного ущільнення

Пара тертя запірного торцевого імпульсного ущільнення (рис. 1) складається з аксіально-рухомої металеві обійми 1, в яку встановлено кільце 2 з м'якого графіту, з виконаними на ньому замкнутими камерами 3 і кільцевою запірною канавкою 4, в яку подається тиск запірного повітря p_e , і сталевого кільця 5 з радіальними живильниками 6, зафіксованого в обіймі 7, що обертається разом з валом 8. Принцип роботи запірного імпульсного ущільнення описаний у роботах [9–11].

При розрахунку передбачається ламінарна ізотермічна течія в торцевому зазорі. Рівняння стану ідеального газу (рівняння Клапейрона)

$$p = \rho RT, \tag{1}$$

де p – тиск газу, Па.

Розрахункова схема запірного імпульсного ущільнення також показана на рис. 1. Робота ущільнювального вузла полягає в урівноваженні газостатичних сил, що діють на аксіально-рухому втулку силами пульсуючого тиску газу, який акумулюється в камерах, та супроводжується нестационарними газодинамічними процесами.

Рівняння нерозривності течії отримаємо на підставі рівності масової витрати газу на вході і на виході з ущільнювального зазору за період часу між двома імпульсами тиску. При цьому будемо виходити з таких припущень:

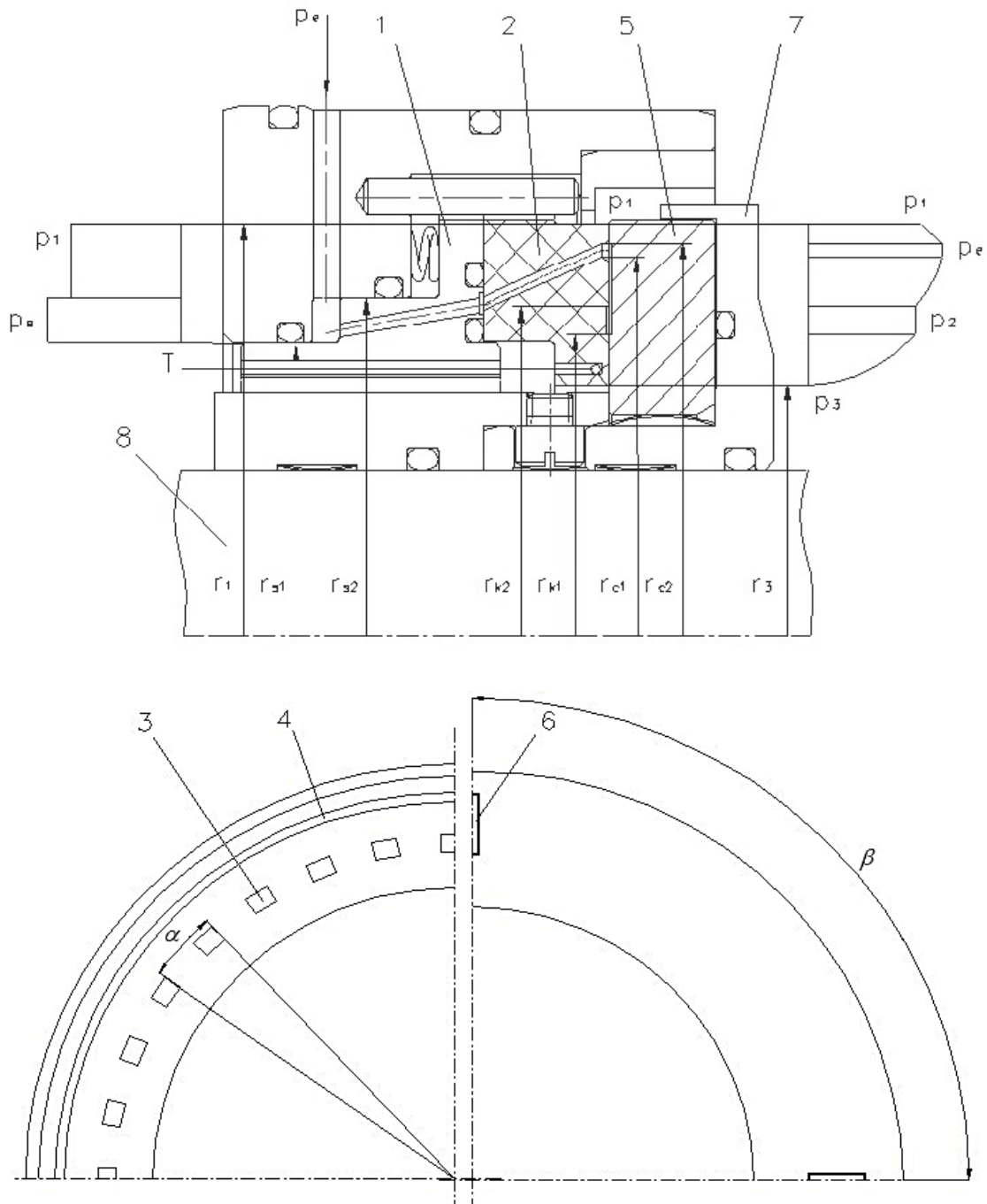


Рис. 1. Схема запірною торцевого імпульсного ущільнення

1. Зміна тиску газу в камерах в часі лінійна. Тоді середній тиск в камері за період часу між вприскуваннями

$$p_2 = \frac{p_e + p_{min}}{2}, \quad (2)$$

де p_e – тиск газу на вході в ущільнення, Па; p_{min} – мінімальний тиск газу в камері при його ізотермічному розширенні, Па.

2. Тиск на перемичках між камерами дорівнює середньому тиску в камері. Це припущення пов'язане з тим, що відстань між камерами незначна, а обсяг газу в цій зоні досить малий у порівнянні з об'ємом газу в

прилеглих камерах. Таким чином, середній в часі тиск газу на пояску камер, який обмежений радіусами r_{k1} і r_{k2} (рис. 1), дорівнює p_2 .

3. Інерційний напір у торцевому дроселі, який визваний відцентровими силами, зневажаємо малий. Позначимо M_3 – середня масова витрата газу через внутрішній торцевий дросель ущільнення, який обмежений радіусами r_3 і r_{k1} , за період поміж вприскуваннями t_0 ; M_2 – середні масові витрати газу, які акумульовані в камерах за період часу їх живлення t_1 ; M_1 – масова витрата газу через зовнішній торцевий дросель ущільнення, який обмежений радіусами r_{k2} і r_{c1} , за інтервал часу між живленнями камер ($t_0 - t_1$).

Тоді рівняння балансу витрат через торцеву щілину ущільнення, має вигляд

$$M_1(t_0 - t_1) + M_2 t_1 = M_3 t_0. \quad (3)$$

З розрахункової схеми (рис. 1) отримаємо вираз для періоду часу поміж вприскуваннями

$$t_0 = \frac{\beta}{\omega} \quad (4)$$

або

$$t_0 = \frac{2\pi}{z\omega}, \quad (5)$$

де β – кут поміж живильниками, рад; ω – кутова швидкість обертання опорного кільця, рад/с; z – кількість живильників на опорному кільці.

Залежність для інтервалу часу повного живлення камери

$$t_1 = \frac{\alpha}{\omega} \quad (6)$$

або

$$t_1 = \frac{2\pi}{n\omega}, \quad (7)$$

де α – кут поміж камерами, рад; n – кількість камер на аксіально-рухомому кільці.

Вираз для масової витрати через зовнішній торцевий дросель запишеться з рівняння Пуазейля для напірної течії:

$$M_1 = \frac{\pi h^3 (p_e^2 - p_2^2)}{12\mu RT \ln(r_{c1}/r_{k2})}, \quad (8)$$

де R – газова стала, Дж кг⁻¹К⁻¹; μ – динамічна в'язкість газу, Па с; r_{c1} – внутрішній радіус запираючої канавки, м; r_{k2} – зовнішній радіус пояску камер, м; h – величина торцевого зазору, м.

Аналогічно знайдемо вираз для масової витрати через внутрішній торцевий дросель:

$$M_3 = \frac{\pi h^3 (p_2^2 - p_3^2)}{12\mu RT \ln(r_{k1}/r_3)}, \quad (9)$$

де p_3 – тиск газу на виході з ущільнення, Па; r_3 – внутрішній радіус торцевої щілини, м; r_{k1} – внутрішній радіус пояска камер, м.

Визначимо масову витрату газу, яка акумулюється в камерах:

$$M_2 = \frac{V(p_e - p_{\min})}{RTt_1}, \quad (10)$$

де V – сумарний обсяг камер, м³.

З урахуванням рівняння (2) маємо

$$M_2 = \frac{2V(p_e - p_2)}{RTt_1}. \quad (11)$$

Підставивши отримані вирази в рівняння балансу витрат, за період часу поміж вприскуваннями (3) і після деяких перетворень, одержимо рівняння нерозривності течії газу через торцеву щілину

$$Q_1(p_e^2 - p_2^2) + Q_2(p_e - p_2) = Q_3(p_2^2 - p_3^2), \quad (12)$$

тут

$$Q_1 = \frac{\pi h^3 (\beta - \alpha)}{12\beta\mu RT \ln(r_{c1}/r_{k2})}, \quad (13)$$

$$Q_2 = \frac{2V\omega}{\beta RT}, \quad (14)$$

$$Q_3 = \frac{\pi h^3}{12\mu RT \ln(r_{k1}/r_3)}, \quad (15)$$

де Q_1 – характеристика зовнішнього дроселя, кг с⁻¹ Па⁻²; Q_2 – масова провідність пояску камер, кг с⁻¹ Па⁻¹; Q_3 – характеристика внутрішнього дроселя, кг с⁻¹ Па⁻².

Права частина виразу (12) дорівнює масовій витраті в навколишнє середовище через запірне імпульсне ущільнення:

$$M = Q_3(p_2^2 - p_3^2). \quad (16)$$

На рис. 1 показані епюри тисків газу, які діють на аксіально-рухоме кільце. З урахуванням цього рівняння статичної рівноваги запишеться у вигляді

$$(p_e + p_1) \frac{A_1}{2} + p_e A_{11} + (p_e + p_2) \frac{A_{12}}{2} + (2p_2 + p_3) \frac{A_3}{3} + p_2 A_2 = p_1 B_1 + p_e B_e + k\Delta, \quad (17)$$

де

$$A_1 = \pi(r_1^2 - r_{c2}^2), \quad A_{11} = \pi(r_{c2}^2 - r_{c1}^2), \quad A_{12} = \pi(r_{c1}^2 - r_{k2}^2),$$

$$A_2 = \pi(r_{k2}^2 - r_{k1}^2), \quad A_3 = \pi(r_{k1}^2 - r_3^2),$$

$$B_1 = \pi(r_1^2 - r_{s2}^2), \quad B_e = \pi(r_{s2}^2 - r_{s1}^2),$$

де Δ – величина попереднього стиснення пружини, м; k – жорсткість пружного елемента, Н/м.

З рівнянь осьової рівноваги (17) і нерозривності течії газу (12) отримаємо вираз для середнього тиску в камері p_2 та залежність торцевого зазору h від навантажуючих факторів p_1 , p_e , p_2 та швидкості обертання валу ω (статична характеристика запірного імпульсного ущільнення):

$$p_2 = \frac{p_1(B_e + B_1 - A_1 - A_{11} - \frac{A_{12}}{2}) + \Delta p \left(B_e - \frac{A_1}{2} - A_{11} - \frac{A_{12}}{2} \right) - p_3 \frac{A_3}{3}}{\left(\frac{A_{12}}{2} + A_2 + \frac{2A_3}{3} \right)}, \quad (18)$$

$$h = \left[\frac{24\mu V \omega (p_1 + \Delta p - p_2)}{\pi \beta \left(\frac{(p_2^2 - p_3^2)}{\ln(r_{k1}/r_3)} - \frac{(\beta - \alpha) \left((p_1 + \Delta p)^2 - p_2^2 \right)}{\ln(r_{c1}/r_{k2})} \right)} \right]^{1/3}, \quad (19)$$

де Δp – перепад тиску між тиском запірного p_e та ущільнювального p_1 середовищ.

Крім того, для компенсації можливих силових деформацій за допомогою програми Ansys Mechanical виконано розрахунок напружено-деформованого стану кілець запірною торцевого імпульсного ущільнення (осесиметрична задача). Геометрія кілець вибиралась таким чином, щоб забезпечити неплоскостність меншою за 0,3 мкм (оптична площинність). Для аксіально-рухомого кільця розглядався поворот навколо геометричного центру симетрії. Результати розрахунку наведені на рис. 2.

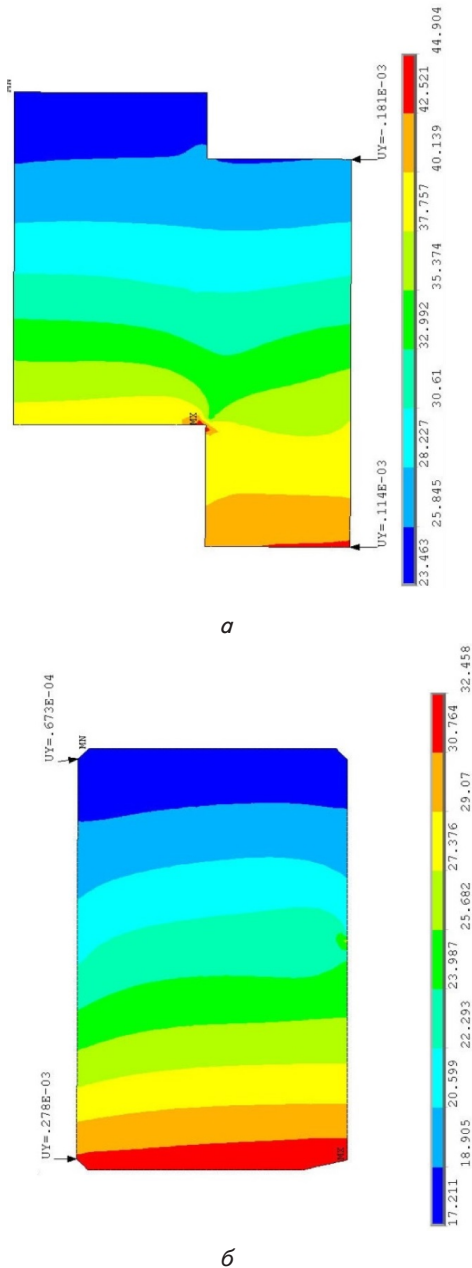


Рис. 2. Деформація кілець ущільнення в [мм]:
 а – аксіально-рухоме статорне кільце;
 б – роторне кільце

В результаті проектувального розрахунку підібрана геометрія (геометричні розміри кілець, коефіцієнт навантаження, кількість та розміри камер і живильників), що дозволить забезпечити необхідну герметичність та працездатність ущільнення.

5. Експериментальна установка та результати випробувань

Для випробувань конструкцій торцевих запірних імпульсних ущільнень відцентрових компресорів синтез газу і вуглекислого газу був створений експериментальний стенд (рис. 3). Стенд складається з поршневого компресору, призначеного для закачування робочого середовища (повітря) в колектор тиску, системи трубопроводів, шафи управління і експериментальної установки для випробування ущільнювальних вузлів. Вал установки приводиться в обертання асинхронним двигуном змінного струму М з робочою частотою обертання $n=2950$ об/хв. За допомогою мультиплікатора МП з передатним числом рівним 4,3 частота обертання валу може бути збільшена до 12000 об/хв. Регулювання частоти обертання здійснюється перетворювачем частоти. Змазування зубчастої передачі мультиплікатора забезпечується відцентровим масломасосом ЦН. Для регулювання ущільнювального і запірних тисків використовуються редуктори Р1 і Р2, а для їх вимірювання манометри МН1-МН3. Витоки повітря з випробовуваних ущільнювальних вузлів в атмосферу вимірюються ротаметрами РТ1 і РТ2, а температура аксіально-рухомого кільця запірною імпульсного ущільнення датчиками температури Т.

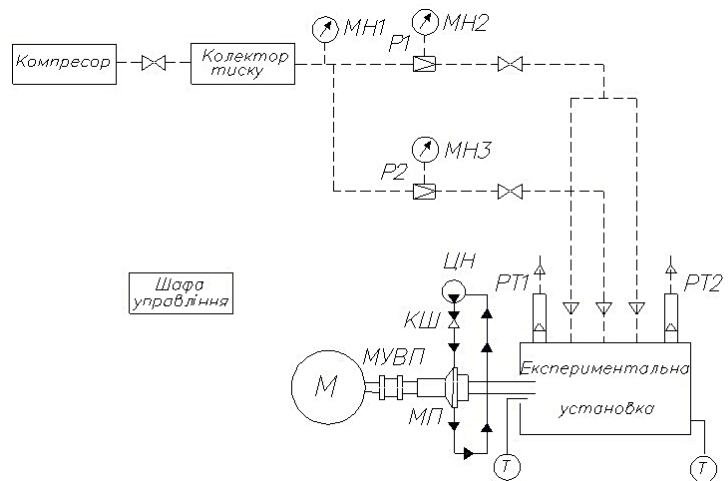


Рис. 3. Схема експериментального стенду для випробувань запірних торцевих імпульсних ущільнень

Експериментальна установка для випробувань запірних торцевих імпульсних ущільнень наведена на рис. 4. Установка включає корпус 1, змінну обойму 2, фальшвал 3 і випробовувані вузли ущільнень 7. Змінна обойма 2 у осьовому напрямку фіксується в корпусі 1 установки кришкою 8, яка закриває випробовувану частину установки, утворюючи камеру для збору витоків повітря. Можливість заміни обойми і фальшвалу дозволяє випробовувати ущільнювальні вузли на різні діаметри валу. У корпусі установки монтується два ідентичні ущільнювальні вузли, розташовані за схемою «спина до спини», що забезпечує розвантаження валу в осьовому напрямку. Торсион 5 обертається всередині порожнистої рукової втулки 6 та за допомогою підшипників кочення 4 передає крутильний момент на фальшвал 3. Температура у

контакті аксіально-рухомого кільця ущільнення вимірюється датчиком температури (термопара), який встановлюється на відстані меншій за 1 мм до торцевої поверхні і вимірює середню температуру кільця.

Метою випробувань є перевірка працездатності запірних торцевих імпульсних ущільнень при різних робочих параметрах: частоті обертання валу, ущільнювального та запірних тисків.

Випробування проводилися при наступних робочих параметрах: частота обертання валу $n=0-10000$ об/хв, тиск робочого середовища до 5 МПа, матеріали кілець торцевої пари – вуглеграфіт АГ 1500 – сталь 30Х13, внутрішній та зовнішній радіуси торцевої пари – $r_3=49,5$ мм, $r_1=67$ мм відповідно.

Вимірювані параметри:

- температура аксіально-рухомого кільця ущільнення T ;
- частота обертання валу n ;
- тиски ущільнювального і запірних середовищ p_1 і p_2 ;
- витoki через ущільнення (масова витрата) M .

Випробування проводилися при розгінному і у постійному режимах.

Експериментальні характеристики:

- залежність витоків через ущільнення від величини тисків ущільнювального і запірних середовищ;

- залежність витоків через ущільнення від частоти обертання валу;

- залежність температури аксіально-рухомого кільця від часу випробувань ущільнення при постійному перепаді тиску і частоті обертання валу на одному з режимів.

Методика проведення експерименту:

1. Закачування компресором повітря в колектор тиску. За допомогою редукторів встановлюється необхідний ущільнюваний і запірний тиск.
2. Подача тиску ущільнювального середовища і перевірка герметичності пар тертя на стоянці без подачі тиску запірних середовища.
3. Подача тиску запірних середовища і перевірка на стоянці.
4. Установка необхідного перепаду тисків (0,1–0,5 МПа) між ущільнювальним і запірним середовищами для розвантаження контактної пари і безконтактного пуску ущільнення.
5. Пуск двигуна, плавне збільшення частоти обертання до робочої (3000, 10000 і 12000 об/хв).
6. Випробування при різних ущільнювальних тисках (до 5 МПа) і частотах обертання (до 10000 об/хв), визначення межі працездатності ущільнення для використаних матеріалів пари тертя.

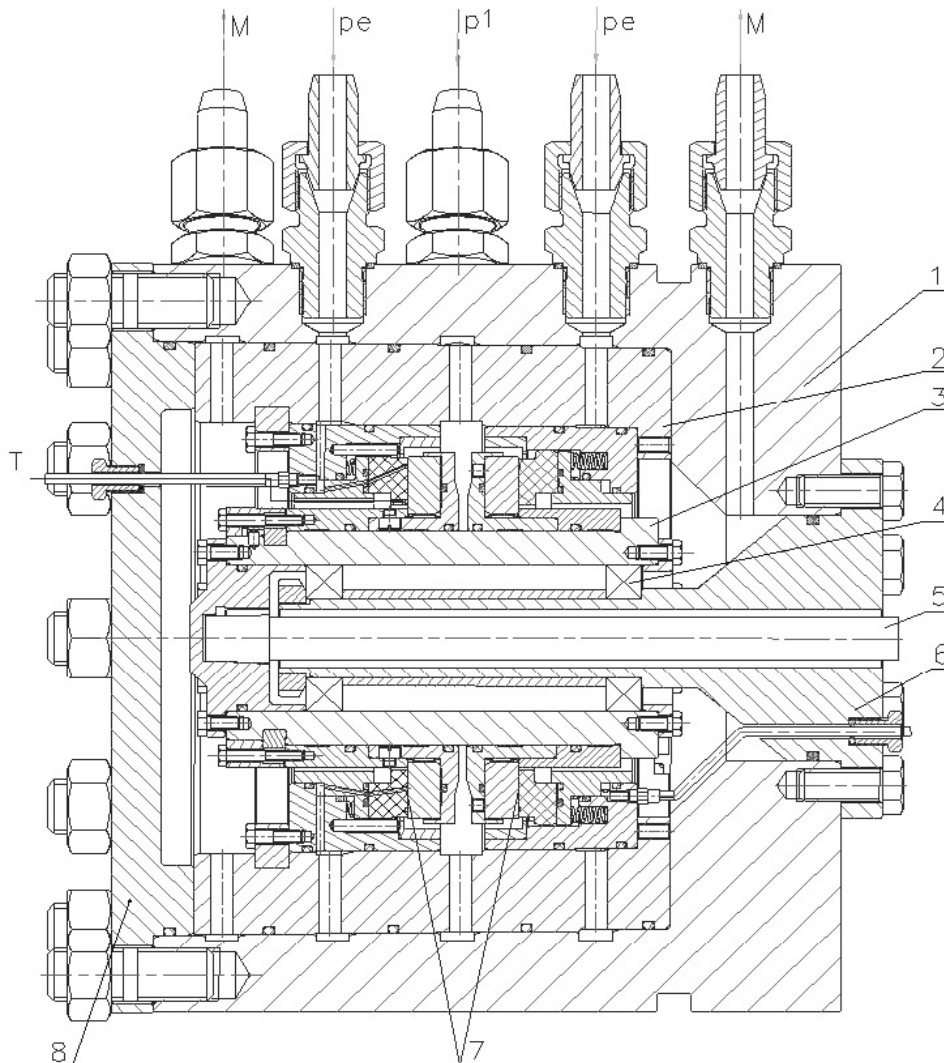


Рис. 4. Установка для досліджень запірних торцевих імпульсних ущільнень

7. Перевірка працездатності ущільнення за відсутності подачі тиску запірною середовища.

8. Випробування ущільнення протягом 10 годин на робочих параметрах.

9. Випробування ущільнення протягом 10 годин на максимальних параметрах.

10. Огляд кілець пари тертя (різке підвищення температури аксіально-рухомого кільця свідчить про контакт кілець пари тертя і стенд має бути зупинений).

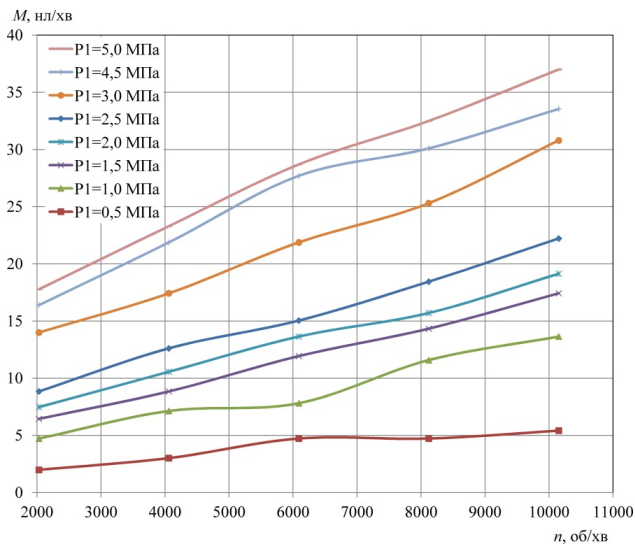
11. Обробка результатів випробувань. Отримання залежностей витоків від ущільнювального і запірного тисків та частоти обертання валу. А також залежності температури аксіально-рухомого кільця за часом протягом випробування на робочих параметрах.

Випробування запірною торцевого імпульсного ущільнення показали (рис. 5, б), що масова витрата збільшується при збільшенні частоти обертання, ущільнювального тиску та перепаду тиску між ущільнювальним і запірним середовищем (рис. 5, а-в). Ущільнення має досить не погану герметичність, так при частоті обертання $n=10000$ об/хв масова витрата дорівнює 37 нл/хв. Температура в парі тертя не перевищує 45 °С (рис. 6, а-в).

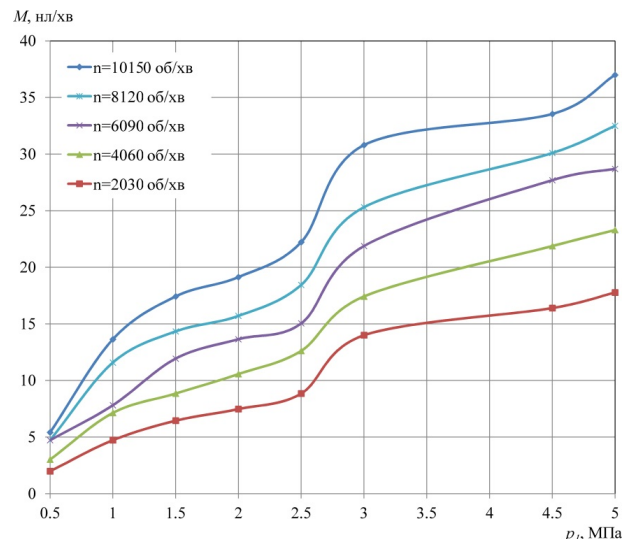
При розгоні валу температура аксіально-рухомого кільця збільшується та досягає постійної величини 42 °С (рис. 6, г). Розбирання установки та ущільнювальних вузлів показало задовільний стан кілець ущільнення, який дозволяє використовувати їх у наступних випробуваннях без додаткового притирання (рис. 7). Таким чином, на протязі всього періоду випробувань забезпечувалася достатня герметичність і тепловий стан ущільнювального вузла.

Якщо порівнювати з конструкціями реверсивних та неревверсивних газодинамічних ущільнень фірми «Бургманн» (Німеччина) [12], одного з світових лідерів у виробництві торцевих ущільнень, то конструкція запірною імпульсного ущільнення має подібну герметичність (рис. 8), але за рахунок зведеної конструкції відпадає необхідність застосування проміжного лабіринтного ущільнення, що дозволить суттєво збільшити к.к.д відцентрового компресора.

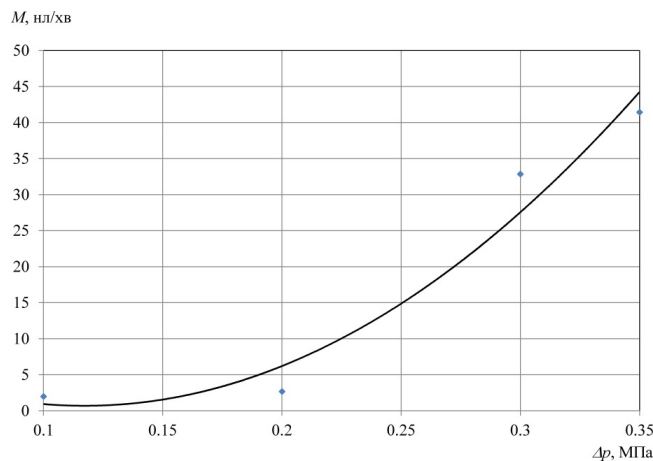
Результати експериментальних досліджень запірною імпульсного ущільнення показали, що на протязі всього періоду досліджень забезпечується достатня герметичність і тепловий стан ущільнювального вузла.



а



б



в

Рис. 5. Залежність зовнішніх витоків: а – від ущільнювального тиску; б – від частоти обертання валу; в – від перепаду тиску

За рахунок здвоєної конструкції запірного торцевого імпульсного ущільнення відпадає необхідність застосування проміжного лабіринтного ущільнення, що дозволить суттєво збільшити к.к.д відцентрового компресора. Також конструкція цього ущільнення може виконувати функції як бар'єрного, так і резервного ущільнень, а за рахунок газостатичної дії запірної канавки є можливість використання його в роторних

машинах з низькими швидкостями ковзання. Випробування запірних торцевих імпульсних ущільнень показали залежність герметичності ущільнювального вузла від перепаду тиску між запірним і ущільнювальним середовищем, а це дозволяє визначити область застосування регулятора перепаду тиску та необхідність подальшого дослідження його впливу на роботу ущільнення.

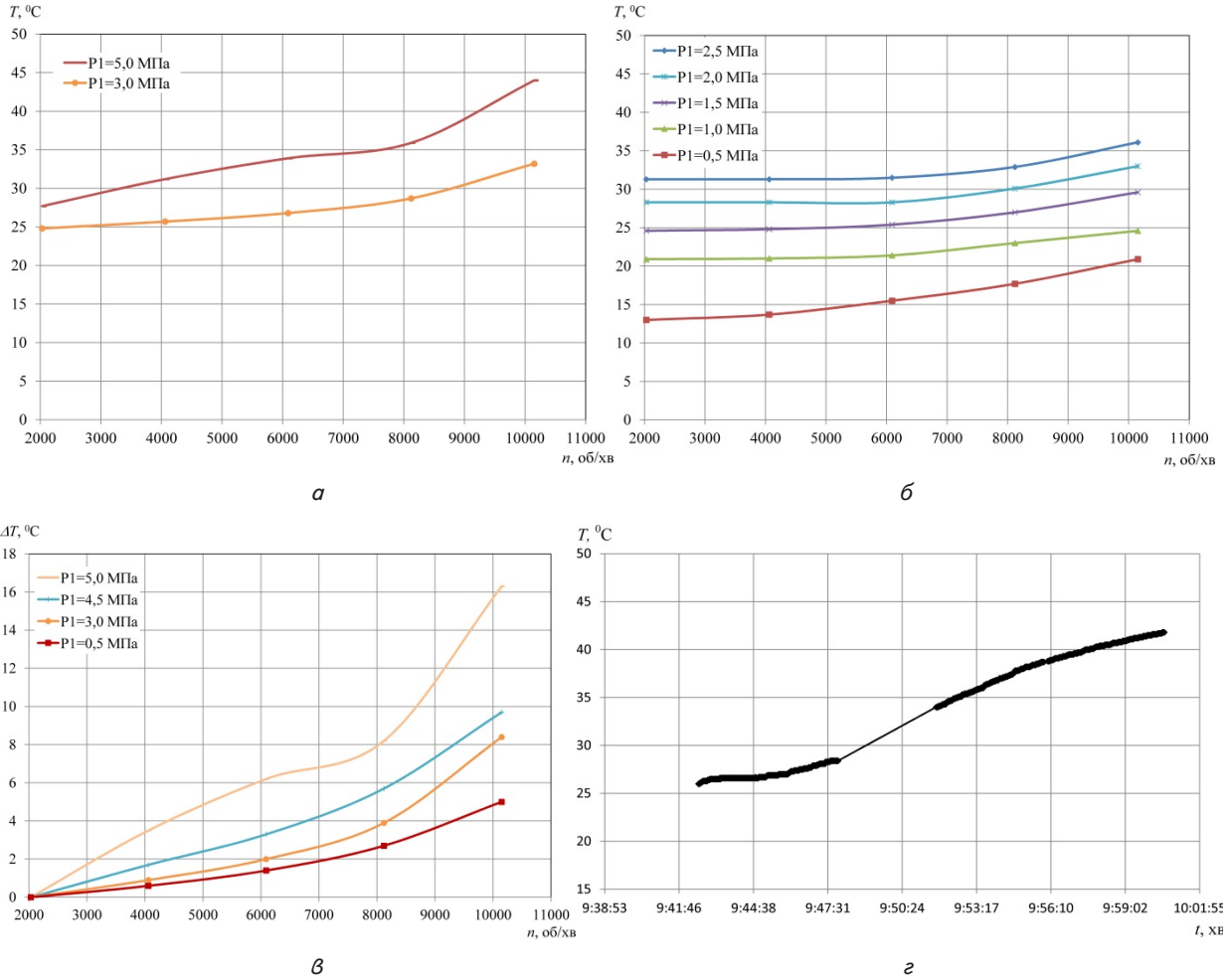


Рис. 6. Залежність температури: а, б, в – від частоти обертання валу; г – від часу випробувань при збільшенні частоти обертання в діапазоні $n=1000-10000 \text{ об/хв}$



Рис. 7. Торцеві поверхні кілець випробуваного ущільнення

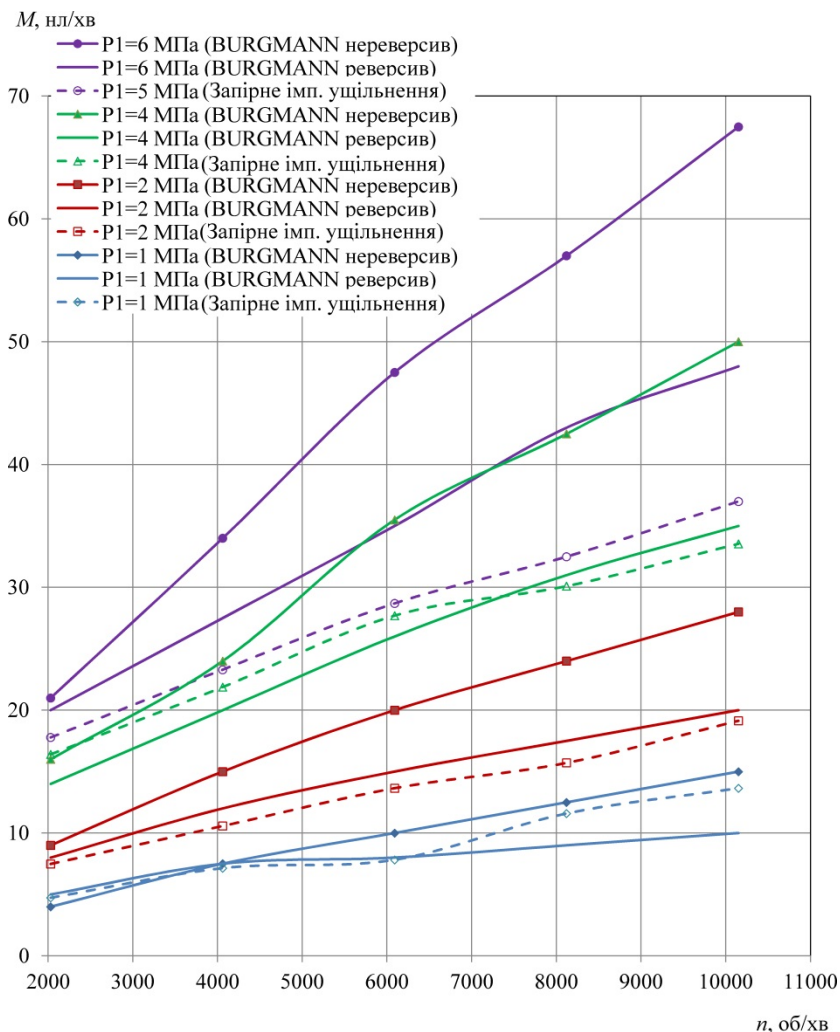


Рис. 8. Порівняння витратних характеристик ущільнень

7. Висновки

1. Методика спрощеного розрахунку (розглядається одновимірна ламінарна ізотермічна течія в торцевому зазорі) конструкції запірної торцевої імпульсної ущільнення, що була розроблена, дозволяє

характеристики ущільнення показали залежність герметичності ущільнювального вузла від перепаду тиску між запірним і ущільнювальним середовищем, а це дозволяє визначити область застосування регулятора перепаду тиску та необхідність подальшого дослідження його впливу на роботу ущільнення.

підібрати геометрію (геометричні розміри кільця, коефіцієнт навантаження, кількість та розміри камер і живильників). Це досягається завдяки аналізу середнього тиску та об'єму камер, навантажуючих факторів та завдяки компенсації силових деформацій кільця. За рахунок зведеної конструкції запірної торцевої імпульсної ущільнення відпадає необхідність застосування проміжного лабіринтного ущільнення, що дозволить суттєво збільшити к.к.д. відцентрового компресора. Також конструкція цього ущільнення може виконувати функції як бар'єрного, так і резервного ущільнення, а за рахунок газостатичної дії запірної канавки є можливість використання його в роторних машинах з низькими швидкостями ковзання та з парами тертя з більш дешевих матеріалів.

2. Методика та оригінальне експериментальне обладнання для експериментальних досліджень запірних торцевих імпульсних ущільнень, що було розроблене, дозволяє проаналізувати механізм герметизації та перевірити їх працездатність.

3. Випробування та експериментальна перевірка працездатності промислового зразка запірної торцевої імпульсної ущільнення компресору синтезу газу показали високу надійність ущільнювального вузла при частоті обертання валу до 10000 об/хв і тиску до 5,0 МПа при витоках, що не перевищують 37 нл/хв. Витратні

Література

1. Neuberger, S. Gas-lubricated mechanical face seals reduce CO₂ emissions [Text] / S. Neuberger, E. Bock, W. Haas, K. Lang // Sealing Technology. – 2014. – Vol. 2014, Issue 9. – P. 8–12. doi: 10.1016/s1350-4789(14)70343-5
2. Tabata, H. Study of High Efficiency Turbocompressor. Development of High-Speed and High-Pressure Dry-Gas-Seal [Text] / H. Tabata, M. Sano // IHI Engineering Review. – 2005. – Vol. 38, Issue 1. – P. 1–5.
3. Pat. 6076830 USA, F 16 J 15/34 [Text]. – Dual Non-Contacting Mechanical Face Seal Having Concentric Seal Faces.
4. Bridon, R. Gas seal contamination [Text] / R. Bridon, O. Lebigre // Proceedings of the Fortieth Turbomachinery Symposium, Houston, Texas, 2011. – P. 146–152.
5. Sattler, M. A new oil barrier seal for dry gas seals [Text] / M. Sattler // Sealing Technology. – 2009. – Vol. 2009, Issue 9. – P. 8–11. doi: 10.1016/s1350-4789(09)70495-7
6. Zhu, W.-B. Research on sealing performance of hydrostatic pressure mechanical seal [Text] / W.-B. Zhu, H.-S. Wang, S.-R. Zhou // Journal of Marine Science and Technology. – 2014. – Vol. 22, No. 6. – P. 673-679. doi: 10.6119/JMST-014-0321-1
7. Zhu, W. Performance of externally pressurized dry gas seal [Text] / W. Zhu, S. Zhou, H. Wang // Advanced Materials Research. – 2011. – Vol. 335-336. – P. 610–614. doi: 10.4028/www.scientific.net/amr.335-336.610
8. Wang, Y. Theoretical analyses and field applications of gas-film lubricated mechanical face seals with herringbone spiral grooves [Text] / Y. Wang, H. Yang, J. Wang, Y. Liu, H. Wang, X. Feng // Tribology Transactions. – 2009. – Vol. 52, Issue 6. – P. 800–806. doi: 10.1080/10402000903115445

9. Gaft, J. Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance [Text] / J. Gaft, V. Martsinkovskyy, B. Gromyko, A. Zahorulko // Proc. XVII Int. Conf. on Fluid sealing, BHR Group, York, England, 2003. – P. 505–520.
10. Gaft, J. Theoretical and experimental investigations of buffer face impulse seals [Text] / J. Gaft, A. Zahorulko, V. Martsinkovskyy, Cz. Kundera // 11th EDF/Pprime Workshop: “Behaviour of Dynamic Seals in Unexpected Operating Conditions”. Futuroscope, 2012. – P. 70–80.
11. Загорулько, А. В. Теоретические и экспериментальные исследования затворного торцового импульсного уплотнения с дискретным подводом [Текст] / А. В. Загорулько // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – Т. 4, № 7 (76). – С. 45–52. doi: 10.15587/1729-4061.2015.48298
12. Gas lubricated mechanical seals [Text]. – Feodor Burgmann Dichtungswerke GmbH & Co., First Edition, 1997. – 75 p.

УДК 629.7.054
DOI: 10.15587/1729-4061.2016.59892

ВОЗНИКНОВЕНИЕ РЕЗОНАНСА В АКУСТИЧЕСКОЙ СРЕДЕ ПОДВЕСА ПОПЛАВКОВОГО ГИРОСКОПА

В. Н. Мельник

Доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой*
E-mail: karachun11@i.ua

В. В. Карачун

Доктор технических наук, профессор*
E-mail: karachun11@i.ua

*Кафедра биотехники и инженерии
Национальный технический
университет Украины

«Киевский политехнический институт»
пр. Победы, 37, г. Киев, Украина, 03056

Виявлена природа прояву резонансних явищ в підвісі поплавкового двохступеневого гіроскопа в звукових полях гіперзвукового польоту, яка побудована на критичній зміні звукопроникності корпусу приладу. Окреслені умови формування в підвісі хвильового співпадання на високих і низьких частотах і виявлена ступінь впливу симетричного і антисиметричного імпедансу. Доведена ефективність боротьби з резонансом також резонансними методами

Ключові слова: гіперзвукові технології, поплавковий гіроскоп, хвильове співпадання, резонанс співпадання, антисиметричний імпеданс

Раскрыта природа проявления резонансных явлений в подвесе поплавкового двухступенного гироскопа в звуковых полях гиперзвукового полета, основанная на критическом изменении звукопроницаемости корпуса прибора. Очерчены условия формирования в подвесе волнового совпадения на высоких и низких частотах и установлена степень влияния симметричного и антисимметричного. Доказана эффективность борьбы с резонансом также резонансными методами

Ключевые слова: гиперзвуковые технологии, поплавковый гироскоп, волновое совпадение, резонанс совпадения, антисимметричный импеданс

1. Введение

Исследования относятся к области прикладной механики и посвящены изучению особенностей динамики подвеса поплавкового двухступенного гироскопа в эксплуатационных условиях гиперзвукового движения [1]. Изучается влияние звуковых полей на формирование особенностей резонансного типа в полагрегатном подвесе гироскопа [2]. Анализируются причины возникновения этих особенностей и их дальнейшее развитие. Предлагаются технические решения для создания “акустического комфорта” поплавковому гироскопу в натуральных условиях [3].

Гиперзвуковое оружие на базе гиперзвукового прямоточного воздушно-реактивного двигателя (ГПВРД) корнями своими уходит в недалекое прошлое феноменальных достижений советских КБ в области гиперзвукового движения. СССР успешно испытал гиперзвуковой прямоточный воздушно-реактивный двигатель на водородном топливе еще в 1983 году. Скорость опытного образца ракеты достигла 6,4 М.

Американская ракета X-51 VAVERIDER на ГПВРД без труда достигла скорости в 6 М. Опытный гиперзвуковой аппарат X-43 даже превысил этот показатель – его скорость составила 10 М.

Российское оборонное ведомство приступило к созданию совместно с индийскими специалистами противокорабельной сверхзвуковой ракеты BRAHMOS, которая на сегодняшний день считается самой скоростной крылатой ракетой из числа принятых на вооружение. Преимущество гиперзвуковых ракет состоит не только в меньшей их стоимости, но, прежде всего, в большей гибкости технологии применения.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

В 2010 году военные США сообщили, что на базе SM-3 Block IIA будет сформировано ударное средство большой протяженности Are Light. Планируется, что маршевые ступени противоракеты под-