

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**ЗАГОРУЛЬКО Андрій Васильович**



УДК 621.891

**НАУКОВІ ОСНОВИ ТРИБОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ  
ГЕРМЕТИЗАЦІЇ, ЗМАЩЕННЯ ТА СТІЙКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРІВ  
ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН**

05.02.04 – тертя та зношування в машинах

**Реферат**  
на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Хмельницький – 2026

Дисертацією є рукопис.  
Робота виконана у Сумському державному університеті  
Міністерства освіти і науки України

**Науковий  
консультант:**

заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук,  
професор

**МАРЦИНКОВСЬКИЙ Володимир Альбінович,**

Сумський державний університет,  
професор кафедри загальної механіки та динаміки машин,  
м. Суми

**Опоненти:**

доктор технічних наук, професор

**АУЛІН Віктор Васильович,**

Центральноукраїнський національний технічний університет,  
професор кафедри експлуатації та ремонту машин,  
м. Кропивницький

доктор технічних наук, професор

**МІКОСЯНЧИК Оксана Олександрівна,**

Державне некомерційне підприємство «Державний університет  
«Київський авіаційний інститут»,  
завідувач кафедри прикладної механіки та інженерії матеріалів,  
м. Київ

доктор технічних наук, професор

**ВОРОНІН Сергій Володимирович,**

Український державний університет залізничного транспорту,  
завідувач кафедри машинобудування та технічного сервісу машин,  
м. Харків

Захист дисертації відбудеться «19» червня 2026 р. о 13<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д70.052.02 у Хмельницькому національному університеті за адресою: 29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11, аудиторія 4-005.

З дисертацією можна ознайомитися у науковій бібліотеці Хмельницького національного університету за адресою: 29016, м. Хмельницький, вул. Кам'янецька, 110/1.

Реферат розіслано «18» травня 2026 року.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради  
кандидат технічних наук, доцент

С.В. Смутко

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Одним із найбільш енергоємних видів сучасного промислового обладнання є динамічні агрегати - відцентрові насосні і компресорні машини та турбіни, робота яких супроводжується значними швидкостями ковзання, перепадами тиску та тепловими навантаженнями. Граничні робочі параметри турбомашин визначаються несучою здатністю мастильних шарів, втратами на тертя, інтенсивністю зношування, об'ємними витоками та вібраційним станом роторної системи. Усі ці фактори безпосередньо зумовлюються трибологічними характеристиками шпаринних і торцевих ущільнень та опор.

Трибологічний стан ущільнень і опор визначається параметрами контактної взаємодії поверхонь, режимами змащення, теплоутворенням у зоні тертя та в'язкісно-температурними властивостями змащувального середовища. Статичні стійкісні характеристики вузлів визначаються геометрією зазорів, мікро- і макрогеометрією поверхонь і гідродинамічними властивостями мастильної плівки, тоді як динамічні стійкісні характеристики обумовлені змінами товщини змащувального шару та гідро- і газодинамічними силами, що виникають у тонких зазорах при відносному русі поверхонь. Керуючи геометричними та режимними параметрами, можливо цілеспрямовано впливати на жорсткісні й демпфувальні властивості мастильної плівки, а отже - на рівень вібрацій і стабільність ротора.

У лабіринтних та багатошпаринних ущільненнях втрати потенційної енергії тиску реалізуються через місцеві опори та опір тертя по довжині каналу. Саме сили в'язкого тертя та циркуляційні потоки формують гідроаеродинамічні сили, які можуть набувати дестабілізуючого характеру і викликати зростання прецесії ротора.

На відміну від шпаринних ущільнень, у торцевих та сальникових ущільненнях реалізується безконтактна або контактна взаємодія поверхонь з мінімальними зазорами, де визначальними стають закономірності гідродинамічного або змішаного тертя, тепловиділення та адгезійно-деформаційного зношування. Герметичність і довговічність таких вузлів забезпечуються тонкою мастильною плівкою товщиною в декілька мікрометрів, стійкість якої залежить від термогідродинамічного стану торцевої пари та триботехнічних характеристик матеріалів. Порушення теплового балансу призводить до локального перегріву, зниження в'язкості, зменшення несучої здатності плівки та інтенсифікації зношування. Еволюція поверхонь тертя, зумовлена зношуванням, змінює розподіл тиску в мастильному шарі, що впливає на герметичність ущільнень.

Аналогічно, в упорних підшипниках ковзання та пристроях осьового врівноваження несуча здатність формується гідродинамічним або гідростатичним тиском у мастильному шарі. Мінімальна товщина плівки істотно залежить від теплового стану вузла, оскільки нагрівання знижує в'язкість мастила та може призводити до переходу у змішаний та навіть у граничний режим змащення.

Перспективними напрямками підвищення трибологічних характеристик торцевих ущільнень і підшипників ковзання є кероване мікротекстурування робочих поверхонь, яке сприяє формуванню локальних гідродинамічних мікроклінів, стабілізації мастильної плівки та зменшенню площі фактичного контакту. Додаткове охолодження термонавантажених зон і покращене відведення гарячого мастильного середовища дозволяють знизити температурні градієнти, стабілізувати в'язкість і обмежити інтенсивність зношування.

Таким чином, комплексний підхід до дослідження процесів тертя та зношування у вузлах герметизації та опорах є визначальним не лише для зменшення енергетичних втрат,

але й для забезпечення герметичності, теплового стану та динамічної стійкості роторів. При цьому важливим залишається комплексний вплив трибологічних параметрів: коефіцієнта тертя, інтенсивності зношування, температурно-в'язкісних ефектів і текстуровання поверхонь на силові характеристики ущільнень і опор та їх ротородинамічні коефіцієнти.

У зв'язку з цим, актуальним є створення наукових основ трибологічного забезпечення герметизації, змащення та стійкісних характеристик роторів відцентрових машин на основі встановлення фундаментальних закономірностей формування мастильних шарів в вузьких зазорах, зменшення тертя та прогнозування зношування із використанням сучасних методів обчислювальної механіки та експериментальних досліджень. Важливим також є розроблення конструктивних рішень, спрямованих на підвищення герметичності, енергоефективності та динамічної стійкості роторних агрегатів. Це створює можливість для розроблення інженерних методик автоматизованого розрахунку і проектування високоефективних вузлів тертя відцентрових машин.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконана згідно з планами виконання науково-дослідних робіт Сумського державного університету. Автор був співвиконавцем, відповідальним виконавцем і науковим керівником держбюджетних і госпдогівірних тем. Дисертаційні дослідження проводилися в рамках держбюджетних науково-дослідних робіт МОН України: «Дослідження гідромеханічних систем "ротор-опори-ущільнення" та розробка методів підвищення екологічної безпеки відцентрових машин» (2000-2002 р., № держреєстрації 0100U003222, автор є співвиконавцем) - автором отримані гідродинамічні характеристики кільцевих та торцевих дроселів як основних елементів системи "ротор-опори-ущільнення"; «Розробка ефективних методів і засобів діагностування технічного стану та прогнозування ресурсу роторних машин» (2003-2005 р., № держреєстрації 0103U000771, автор є співвиконавцем) - автором запропонований метод діагностування вібраційного стану відцентрового насоса; «Дослідження комбінованих опорно-ущільнювальних систем осьового урівноваження роторів відцентрових насосів і компресорів та розробка методів підвищення їх економічності і екологічної безпеки» (2006-2008 р., № держреєстрації 0106U001937, автор є співвиконавцем) - автором проведені дослідження комбінованих опорно-ущільнювальних автоматичних систем осьового врівноваження роторів відцентрових насосів і компресорів; «Розробка методів чисельного розрахунку та оптимізації гідродинамічних характеристик шпаринних і лабиринтних ущільнень та дослідження їх впливу на динаміку роторів відцентрових машин» (2009-2010 р., № держреєстрації 0109U001385, автор є відповідальним виконавцем) - автором розроблені методи числового розрахунку та оптимізації гідродинамічних характеристик шпаринних і лабиринтних ущільнень та дослідження їх впливу на динаміку роторів відцентрових машин; «Чисельне моделювання та оптимізація газодинамічних і вібраційних характеристик турбокомпресорів газоперекачувальних агрегатів та їх вузлів» (2011-2012 р., № держреєстрації 0111U002151, автор є відповідальним виконавцем - автором запропоновані нові вдосконалені методи числового розрахунку та оптимізації газодинамічних і вібраційних характеристик та нові вдосконалені конструкції підшипників, ущільнень, розвантажувальних пристроїв турбокомпресорів; «Дослідження робочого процесу та розробка теорії нових енергоефективних та ресурсозберігаючих конструкцій ущільнень відцентрових машин» (2013-2014 р., № держреєстрації 0113U000135, автор є відповідальним виконавцем) – автором проведені дослідження робочого процесу та розроблена теорія нових енергоефективних та ресурсозберігаючих конструкцій ущільнень відцентрових машин; «Числовий аналіз динаміки ротора ТНА РРД з урахування динамічних характеристик

підшипників і ущільнень» (2015-2016 р., № держреєстрації 0115U000679, автор є відповідальним виконавцем) - автором розроблені конструкції та запропоновані методики числового аналізу динамічних характеристик ротора в ущільненнях-опорах; «Підвищення трибологічних характеристик торцевих ущільнень і упорних підшипників ковзання високообертових відцентрових машин» (2017-2019 р., № держреєстрації 0117U002249, автор є науковим керівником) - автором встановлені закономірності між трибологічними характеристиками і геометрією та робочими параметрами вузлів тертя за допомогою комп'ютерного моделювання та експериментальних досліджень; «Аналіз впливу гідродинамічних сил, які діють у вузьких зазорах ущільнень та опор, на підвищення енергоефективності та зниження шкідливих викидів і вібрацій відцентрових машин» (2020-2022 р., № держреєстрації 0120U102004, автор є науковим керівником) - автором встановлені загальні закономірності впливу геометрії та деформації на гідродинамічні сили, витратні та ротородинамічні характеристики ущільнень та підшипників ковзання; «Підвищення несучої здатності, герметичності та динамічної стійкості роторних систем турбомашин» (2023-2025 р., № держреєстрації 0123U101853, автор є науковим керівником) - автором встановлені загальні закономірності впливу геометрії конструкцій на несучу здатність, витратні та ротородинамічні характеристики ущільнень-опор за допомогою комп'ютерного моделювання та перевірки його результатів з результатами існуючих експериментальних досліджень. Дисертаційні дослідження проводилися в рамках госпдоговірних науково-дослідних робіт з «ТРІЗ» ЛТД ТОВ (м. Суми): «Чисельні та експериментальні дослідження торцевого газового імпульсного ущільнення» (2008-2009 р., № держреєстрації 0108U007133, автор є науковим керівником) - автором проведений розрахунковий аналіз течії, деформацій, статичних і динамічних характеристик та експериментальні дослідження газового запірною торцевого імпульсного ущільнення та з ДП «КБ «Південне» (м. Дніпро) за договором № 51.24-01.15.СП: «Проведення досліджень динаміки роторів турбонасосних агрегатів рідинних ракетних двигунів» (2016-2017 р., автор є науковим керівником) – автором розроблені методики статичного та динамічного розрахунків торцевого імпульсного ущільнення, методика аналізу динаміки ротора турбонасосного агрегату рідинного ракетного двигуна з урахуванням підшипників ковзання та методика числового аналізу пристрою осевого врівноваження. Дисертаційні дослідження проводилися в рамках виконання науково-дослідних робіт за спільним українсько-французьким проектом: «Зниження викидів забруднюючих речовин за допомогою енергоефективних ущільнювальних рішень» (2019-2020 р., № держреєстрації 0120U104164, автор є науковим керівником) – автором розроблена методика моделювання нестационарної течії рідини в зазорі запірною імпульсного торцевого ущільнення; науково-дослідних робіт за спільним українсько-польським проектом: «Проблеми динаміки та конструювання ущільнювальних вузлів відцентрових машин (насосів, компресорів) в аспекті індустрії 4.0» (2023-2024 р., № держреєстрації 0123U103299, автор є науковим керівником) – автором виконано аналіз гідродинамічних процесів у зазорі ущільнювальних кілець безконтактного торцевого імпульсного ущільнення. Дисертаційні дослідження проводилися в рамках держбюджетного НДР: «Виконання завдань перспективного плану розвитку наукового напрямку «Технічні науки» Сумського державного університету» (2021, 2024-2025 р., № держреєстрації 0121U112684, автор є співвиконавцем) – автором розроблені методики розрахунку торцевих і шпаринних ущільнень відцентрових насосів та розв'язана термогідродинамічна задача газового запірною імпульсного ущільнення.

**Мета і завдання дослідження.** Метою дослідження є розроблення наукових основ трибологічного забезпечення герметизації, змащення та стійкісних характеристик роторів відцентрових машин шляхом формування стійкого режиму гідро-газодинамічного та гідро-

газостатичного змачення у системі «ротор–ущільнення–опори» при мінімальних витоках, знижених втратах на тертя та обмеженні зношування на основі комплексного врахування термогідродинамічних, контактної-механічних і ротородинамічних закономірностей.

Для досягнення сформульованої мети розв'язувалися такі основні завдання:

- розвинути нестационарну модель просторової гідродинамічної складної течії в кільцевих каналах «короткого» і «довгого» шпаринних ущільнень-опор при циліндричній прецесії вала на основі методів обчислювальної гідродинаміки та встановити закономірності формування мастильного шару і розподілу гідродинамічного тиску за режимів переважаючої осової й окружної течій, визначити умови реалізації гідродинамічного та гідростатичного мащення під час пуску та усталеного обертання, кількісно оцінити вплив отриманих динамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфування ущільнень-опор на стійкість і вібраційний стан ротора відцентрового насоса;

- дослідити вплив однорідної двофазної (бульбашкової) течії в шпаринному ущільненні на формування мастильного шару, витоки, втрати потужності на в'язке тертя та динамічні реакції змащувального середовища на основі моделі багатофазної гідродинаміки, встановити закономірності зміни гідростатичного тиску, масових витоків, гідродинамічних сил і коефіцієнтів жорсткості й демпфування при варіюванні вмісту бульбашок газу, а також виконати верифікацію отриманих результатів шляхом порівняння з відомими розрахунками за моделлю інтегральних характеристик потоку та експериментальними даними;

- експериментально та розрахунково дослідити вплив геометричних параметрів двох- та трьохшпаринних ущільнень (осового розміру з'єднувальних камер, наявності радіальних ребер на роторі й статорі, змінення радіального зазору другої шпарини) на статичну та динамічну стійкість вала ущільнювальної трибосистеми, встановити закономірності формування сумарних радіальних гідростатичних і тангенціальних гідродинамічних сил у зазорах за умов ексцентриситету, прецесії та власного обертання вала, а також визначити вплив дифузornoї конусності шпарини і тангенціального коефіцієнта тертя статорної поверхні на величину окружної сили та стабілізуючі властивості ущільнення;

- розв'язати задачу гідропружної взаємодії в деформівному шпаринному ущільненні та встановити закономірності взаємозв'язаного впливу геометричних параметрів, гідродинамічного тиску і пружних деформацій кілець на формування мастильного шару, проаналізувати статичну і динамічну стійкість плаваючого та закріпленого кілець;

- дослідити вплив конструктивних і геометричних параметрів текстурованого лункового ущільнення на витоки, динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфування методами обчислювальної гідродинаміки та планування експерименту, встановити механізми енергетичних втрат, зумовлених тангенціальним коефіцієнтом тертя стінки та особливостями структури потоку в лунках, визначити їх вплив на формування гідродинамічного тиску і стабілізуючі властивості ущільнення, а також виконати порівняльний аналіз з іншими конструкціями демпферних ущільнень;

- визначити механічні властивості та параметри мікрогеометрії поверхонь сальникових набивок і встановити їх вплив на формування змішаного режиму тертя, експериментально та розрахунково дослідити трибологічні характеристики торцевих сальникових ущільнень із гідродинамічним розвантаженням пари тертя, розв'язати задачу аналізу напружено-деформованого стану і контактної взаємодії елементів ущільнення методом скінченних елементів, встановити закономірності розподілу контактних тисків;

- експериментально дослідити трибологічні характеристики конструкцій запірних імпульсних ущільнень, розв'язати нестационарну термогідродинамічну задачу газового

запірного торцевого імпульсного ущільнення, визначити умови формування стійкого безконтактного режиму змащення;

- провести експериментальний та числовий аналіз теплового стану упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони колодки та встановити закономірності формування температурного поля і тепловиділення в мастильному шарі;

- виконати числовий аналіз турбулентної течії кріогенного двофазного середовища (однорідної бінарної суміші азоту «рідина-пара») в обертовій області кулькового підшипника і визначити сили реакції, які діють на сепаратор при його прецесійному русі;

- отримати узагальнену криву Штрибека для режиму гідродинамічного змащення торцевої пари зі спіральними канавками на основі методів обчислювальної гідродинаміки та планування експерименту, проаналізувати роль мікрогеометрії торцевих поверхонь на формування гідродинамічних характеристик і динамічну стійкість кілець безконтактних сухих газових ущільнень;

- розробити аналітичний метод розрахунку характеристик газового регулятора перепаду тиску прямої дії для системи сухих газових ущільнень, що забезпечує підтримання необхідного перепаду тиску і відбудову від можливих режимів динамічної нестійкості;

- розробити числову нестационарну модель змащення імпульсного газового ущільнення, що описується рівняннями Рейнольдса та розв'язується методом скінченних елементів, з урахуванням динаміки трибосистеми;

- розробити алгоритми і програмні додатки для автоматизованого розрахунку динаміки ротора з урахуванням трибологічних характеристик ущільнень і опор.

**Об'єкт дослідження** – трибологічні, гідро- та газодинамічні процеси тертя, зношування і змащення, що відбуваються у вузьких зазорах ущільнень і опор роторів відцентрових машин.

**Предмет дослідження** – закономірності формування плівки змащення, розподілу контактних напружень, теплових полів і сил тертя у шпаринних і торцевих ущільненнях та опорах ковзання і кочення, а також вплив конструктивних та режимних параметрів на герметичність і динамічну стійкість вузлів герметизації та осьового й радіального врівноваження роторів відцентрових машин.

**Методи дослідження.** Числові методи скінченних об'ємів і скінченних елементів для розв'язання рівнянь гідрогазодинаміки, механіки деформованого твердого тіла та контактної взаємодії. Числові методи планування експерименту для визначення теоретичних залежностей між трибологічними, витратними та ротородинамічними характеристиками і геометрією вузлів ущільнень та опор. Числові методи багатопараметричної оптимізації для підвищення несучої здатності, герметичності і динамічної стійкості ущільнень-опор. Методи експериментальних досліджень для перевірки ефективності роботи та визначення трибологічних, витратних, температурних та ротородинамічних характеристик запірних торцевих імпульсних, багатошпаринних ущільнень-опор та упорних підшипників ковзання, торцевих сальникових ущільнень та регуляторів перепаду тиску «газ-газ». Методи гідро-газодинаміки, теорії коливань та теорії автоматичного регулювання для аналізу статичних і динамічних характеристик запірного врівноважуючого пристрою, торцевих імпульсних ущільнень та ущільнень-опор відцентрових машин.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає в створенні наукових основ трибологічного забезпечення герметизації, змащення та стійкісних характеристик роторів відцентрових машин з використанням методів числового моделювання та експерименту.

1. *Удосконалено* встановлення закономірностей формування гідростатичних і гідродинамічних сил, моментів, коефіцієнтів жорсткості та демпфування у шпаринних ущільненнях різної довжини («коротких» і «довгих») при прецесійному русі ротора, що дозволяє визначати умови переходу потоку у спіралеподібний режим і межі статичної та динамічної стійкості ущільнення-опори.

2. *Удосконалено* визначення трибологічних особливостей складноструктурованого бульбашкового потоку в мастильній плівці з урахуванням міжфазної взаємодії, що впливає на ефективну в'язкість і втрати енергії на внутрішнє тертя та дії не лише в'язкого опору, а й інерційних та підйомних сил на динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфування двохфазного шпаринного ущільнення-опори.

3. *Вперше* виявлено вплив тангенціального коефіцієнта тертя, а також вхідних і вихідних місцевих втрат і втрат на тертя по довжині статорної і роторної поверхонь на характер течії мастильного шару та величину витоків, радіальних і тангенціальних гідродинамічних сил у дво- і трьохшпаринних та демпферних лункових ущільненнях, що дає можливість керувати жорсткістними та демпфувальними властивостями вузлів.

4. *Вперше* показано, що не дивлячись на дифузорну форму вихідної частини мастильного шару, забезпечується динамічна стійкість вала у плаваючих ущільненнях з деформованими кільцями та у двохшпаринних ущільненнях при повноплівковому гідростатичному змащенні, тоді як наявність негативного значення прямої жорсткості, обумовлене зростанням сумарної швидкості потоку в зоні мінімальної товщини мастильної плівки, впливає на значення критичної швидкості обертання і має бути враховане в розрахункових моделях.

5. *Вперше* встановлено, що геометричні параметри вхідного в'язкісного дроселя та демпферної камери істотно впливають на точність регулювання робочого перепаду тиску і межі динамічної стійкості рухомої частини регулятора перепаду тиску прямої дії системи сухих газових ущільнень за умов гідростатичного змащення.

6. *Набуло подальшого розвитку* встановлення закономірностей впливу режимних і конструктивних параметрів на формування розподілів гідростатичного тиску і температури, розкриваючої сили, моменту в'язкого тертя, статичної та динамічної жорсткості і демпфування змащувальної плівки, витоків, силових і температурних деформацій кілець, які у сукупності забезпечують підтримання величини і форми зазору та відсутність зношування кілець торцевих імпульсних ущільнень при гідростатичному режимі змащення.

7. *Набуло подальшого розвитку* встановлення того, що охолодження мастильного шару та відведення частини нагрітого потоку скребками із термонавантаженої зони колодки дозволяє зменшити мінімальний зазор і підвищити несучу здатність упорного підшипника ковзання за рахунок зниження температурно-в'язкісної деградації мастила в умовах термогідродинамічного змащення.

8. *Вперше* встановлено закономірності формування гідродинамічного ефекту у торцевому сальниковому ущільненні з податливим дном, зумовленого наявністю пазів і канавок, що викликають локальну деформацію набивки та утворення клиноподібного зазору, формування ділянок несиметричного розподілу тиску в окружному напрямку, зниження максимальних контактних напружень, моменту тертя і зношування при змішаному режимі змащення.

9. *Удосконалено* визначення впливу гідродинамічного змащення на формування гідродинамічних сил, які діють на прецесуючий сепаратор, а також на момент в'язкого тертя між обертаючимися кульками та внутрішньою обертовою та зовнішньою нерухомою доріжками криогенного підшипника кочення рідкого азоту.

10. *Набуло подальшого розвитку* визначення трибологічних характеристик торцевої пари з модифікованими поверхнями та встановлено закономірності формування динамічної стійкості безконтактних газових торцевих ущільнень з різними типами поверхневої модифікації (конусність, хвилястість, спіральні та радіальні канавки), які визначають вплив кутової швидкості і геометричних параметрів мікрорельєфу та гідростатичного і гідродинамічного змащення на амплітуду кутових коливань статора та умови її мінімізації.

**Практичне значення одержаних результатів** полягає в тому, що розроблені перспективні конструкції і створені методики числового та аналітичного розрахунків трибологічних, витратних і стійкісних характеристик ущільнень та опор відцентрових машин. Деякі з них реалізовані у вигляді програмних додатків до програмного комплексу ANSYS.

1. Результати дисертаційної роботи впроваджені на АТ «СМНВО-Інжиніринг» (акт про впровадження від 20.06.2022 р.) у вигляді аналітичного методу, методики та результатів числового статичного та динамічного розрахунків характеристик регулятора перепаду тиску (РПТ) «газ-газ» прямої дії для системи сухих газових ущільнень, які використовуються у практиці розрахунків та проєктування регуляторів перепаду тиску відцентрових компресорів СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг». Експериментальні дослідження статичні і динаміки двосідельної та односідельної конструкцій РПТ проведені при виконанні спільних госпдоговірних НДР: «Експериментальні та теоретичні дослідження регулятора перепаду тиску (РПТ) «газ-газ» і розробка конструктивних заходів по його доведенню» (№84.01.62.05, 2007 р.) та «Розрахунковий аналіз течії, динамічних та статичних характеристик модернізованої конструкції регулятора перепаду тиску «газ-газ» та видача рекомендацій по його доведенню» (№84.01.72.08, 2008 р.). Запропонована модернізована односідельна конструкція РПТ з фрезерованими проточками сідла золотника та з демпферною камерою і дроселем ламінарного потоку.

Методика оцінювання динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфування різних типів міжсекційних ущільнень ротора компресора високого тиску (КВТ), яка дозволила СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг» за визначеними в програмі Ansys CFX значеннями радіальних і тангенціальних сил отримати значення прямого демпфування і перехресної жорсткості, необхідні для аналізу динамічної стійкості лабиринтних, лункових, лабиринтно-лункових ущільнень і кишенькового демпфера.

Методика та результати числового аналізу гідродинаміки та теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. Спільні експериментальні дослідження робочих характеристик упорного підшипника проведені на СКБ АТ «СМНВО-Інжиніринг» та опублікована спільна стаття.

Методики та програмні модулі для автоматизованого числового та аналітичного розрахунків пристроїв осьового врівноваження, торцевих ущільнень, ущільнень-опор та динаміки ротора відцентрових насосів, розроблені при виконанні 3-х спільних госпдоговірних НДР з АТ «СМНВО-Інжиніринг», виконаних у 2010-2011 р.

2. Методика та результати числового розрахунку коефіцієнтів жорсткості та демпфування вбудованих опорних підшипників ковзання та аналіз їх впливу на динаміку ротора багатоступінчастого насоса ЦНС 90-1900, використовувалися при виконанні спільної госпдоговірної НДР №84.01.75.08 з АТ «ВНДІАЕН» у 2008 році (акт про впровадження від 16.06.2022 р.): «Чисельний розрахунок динаміки ротора багатоступінчастого насоса з вбудованими опорними підшипниками ковзання».

Методики і результати числового та аналітичного розрахунків радіальних і торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя. Методика числового розрахунку та наукові результати динамічних характеристик роторів

відцентрових насосів з урахуванням багатощаринних ущільнень, методика аналітичного та числового розрахунків запірної гідропр'яти живильних насосів для парових котлів, методика числового розрахунку імпульсних торцевих ущільнень, які використовуються АТ «ВНДІАЕН» при проектуванні відцентрових насосів.

3. Методика аналітичного та числового розрахунків запропонованої конструкції запірної торцевої імпульсної ущільнення та результати експериментальних досліджень промислового зразка запірної імпульсної ущільнення компресора синтез-газу в рамках спільної госпдоговірної НДР «Чисельні та експериментальні дослідження запірних імпульсних ущільнень компресорів». Результати досліджень використовувалися при аналітичному та числовому розрахунках і проектуванні запірної торцевої імпульсної ущільнення компресора вуглекислого газу для підприємства ПАТ «Азот» (м. Черкаси). Результати проведених досліджень опубліковані у спільній з «ТРІЗ» ЛТД ТОВ статті (акт про впровадження від 19.01.2022 р.). Методика та результати числового розрахунку задачі термогідродинамічного змащення упорного восьмилоподкового підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони, які використовуються «ТРІЗ» ЛТД ТОВ при конструюванні підшипників ковзання турбомашин.

4. Методика та результати розрахунків витратних та ротородинамічних характеристик конструкцій лункових та лабіринтно-лункових ущільнень «ТРІЗ» ЛТД ТОВ, які використовуються при проектуванні безконтактних ущільнень відцентрових компресорів та наукових досліджень Корейського інституту науки і технологій (м. Сеул) в рамках гранту та наукового стажування (сертифікат запрошеного дослідника від 20.08.2019 р.). Методика числового розрахунку характеристик турбіни з урахуванням різного типу безконтактних ущільнень між кромкою лопатки і стінками ротора та статора, впроваджені в практику розрахунку і проектування безконтактних ущільнень турбін «ТРІЗ» ЛТД ТОВ та наукових досліджень Корейського інституту науки і технологій (м. Сеул) в рамках гранту та наукового стажування за проектом «Розробка турбоенергетичної системи з використанням джерела відпрацьованого тепла на основі інтернету речей» (тема: «Аналіз опор і ущільнень з використанням обчислювальної гідродинаміки»).

5. В рамках виконання спільного проєкту між Техаським інститутом науки і Сумським державним університетом на тему: «Нова концептуальна технологія безвального насоса» запропоновані наукові концепції безвального карданного магнітного насоса (сертифікат про участь у проєкті від 29.08.2016 р.).

6. За результатами дисертаційних досліджень у колективі авторів отримано премію Кабінету Міністрів України за розроблення і впровадження інноваційних технологій на тему: «Розробка і впровадження відповідальних вузлів роторних машин, що забезпечують екологічну безпеку шкідливих виробництв» (розпорядження Кабінету Міністрів України від 16 червня 2021 року № 657-р).

7. Отримані результати роботи та методики інженерного розрахунку використовуються у навчальному процесі Сумського державного університету при викладанні дисциплін «Обчислювальна гідроаеромеханіка», «Комп'ютерне моделювання динамічних систем», «Числові методи задач в механіці» та «Трибомеханіка та основи контактної механіки» для бакалаврів та магістрів ОПП «Комп'ютерний інжиніринг в механіці», ОПП «Обчислювальна механіка» за спеціальністю 131 – Прикладна механіка. Технічну новизну розробок захищено патентами.

**Особистий внесок здобувача.** Основні наукові положення, результати та висновки дисертаційної роботи отримані автором самостійно. У наукових працях, опублікованих без співавторства, викладено результати досліджень, виконаних автором особисто. У роботах, підготовлених у співавторстві, використано лише ті результати, що отримані

безпосередньо здобувачем. Особистий внесок автора у спільних публікаціях наведено у списку праць за темою дисертації.

**Апробація результатів дисертації** здійснена на міжнародних наукових конференціях: XVII International Conference on Fluid sealing (м. Йорк, Велика Британія, 2003 р.), 10-13, 15, 16-й міжнародній науково-технічній конференції «Герметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» - «ГЕРВІКОН, ГЕРВІКОН+НАСОСИ» (м. Суми, 2002, 2005, 2011, 2017, 2020 р.; м. Перемишль (Польща), 2008 р.), XI, XII International Conference “Seals and sealing technology in machines and devices” (м. Вроцлав, Польща, 2007, 2010), TEROTECHNOLOGIA conference (Kielce (Poland), 2007, 2009 р.), 10 та 13-й міжнародній науково-практичній конференції «Технології XXI сторіччя» (м. Алушта, 2003, 2006 р.), 7 та 8-му міжнародному симпозиумі українських інженерів-механіків у Львові (2005, 2007 р.), XIII-й міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалення турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання» (м. Харків, 2009 р.), 3-й міжнародній науково-технічній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2012 р.), 16th, 17th International Sealing Conference (м. Штутгарт, Німеччина, 2010, 2012 р.), 11th, 18th-21th PPrime Workshop on Seals and Bearings (м. Пуатьє-Футуроскоп, м. Париж-Сакле, м. Ангулем, Франція, 2012, 2019, 2022, 2024 р.), Korean Society for Fluid Machinery Conference (м. Йосу, м. Пхьончхан, Республіка Корея, 2018, 2019 р.), Korean KOSAC International Conference (м. Почон, Республіка Корея, 2018 р.), міжнародній науково-технічній конференції "Прогресивна техніка технологія та інженерна освіта" (м. Київ, 2018 р.), 6-й міжнародній науково-технічній конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій» (м. Львів, 2018 р.), Korean Tribology Society (KTS) 67th Spring Conference (м. Чеджу, Республіка Корея, 2019 р.), 9th International Tribology Conference (м. Фукуока, Японія, 2023 р.), 78th STLE Annual Meeting & Exhibition (м. Міннеаполіс, США, 2024 р.); на науково-технічних семінарах: лабораторії турбомашин Техаського А&М університету (м. Коледж-Стейшен, США, 2013 р.), інституті деталей машин Штутгартського університету (м. Штутгарт, Німеччина, 2012 р.), відділі машинобудування та складних систем Інституту ПіПрайм університету м. Пуатьє (м. Пуатьє, Франція, 2012, 2025 р.), лабораторії інновації роторних машин Корейського інституту науки і технологій (м. Сеул, Республіка Корея, 2018 р.), на кафедрі енергетичних машин та апаратів Сілезького технологічного університету (м. Глівіце, Польща, 2008 р.).

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 87 наукових праць, з них 2 публікації у розділі монографії; 17 статей у фахових спеціалізованих виданнях; 15 статей у фахових виданнях, що внесені до наукометричних баз даних SCOPUS та/або WoS (зокрема, у виданнях, віднесених до квартилів  $Q1$  - 8,  $Q3$  - 6;  $Q4$  - 1); 9 статей у іноземних спеціалізованих виданнях; 7 публікацій у матеріалах конференцій, що внесені до наукометричних баз даних SCOPUS та/або WoS; 26 матеріалів і тез конференцій; 3 закордонних патенти на винахід і 3 патенти на корисну модель України; 5 авторських прав на твір.

**Структура й обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається із вступу, п'яти розділів, висновків та додатків. Повний обсяг дисертації складає 498 сторінок. Дисертація містить 232 ілюстрації, 31 таблицю, список використаних джерел із 449 найменувань, 7 додатків.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи та проаналізовано сучасний стан досліджуваної проблеми. Сформульовано мету і завдання дослідження, визначено методи їх розв'язання, наведено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів. Подано основні положення, що виносяться на захист, відомості про апробацію та публікації результатів роботи, а також інформацію про структуру та обсяг дисертації.

У першому розділі проведений аналіз літератури щодо сучасного стану теоретичних і експериментальних досліджень ущільнень і опор та запірних ущільнювальних систем відцентрових машин.

Показано, що останнім часом з'явилися конструкції багатоступеневих насосів, в яких навмисно функції опор перекладаються на шпиринні ущільнення. Так, наприклад, вже декілька вітчизняних та зарубіжних підприємств серійно випускають багатоступеневі насоси, в яких роль радіальних підшипників виконують «довгі» шпиринні ущільнення. Ще одним прикладом використання шпиринних ущільнень у якості опор можуть служити безвальні насоси. Переваги таких насосів очевидні: зниження масогабаритних показників, спрощення технічного обслуговування, монтажу і наладки за рахунок усунення виносних підшипникових опор, поліпшення вібраційних характеристик агрегату, підвищення надійності і ресурсу.

У зв'язку з тим, що для шпиринних ущільнень-опор найбільш важливими є жорсткості та демпфіруючі властивості, та їх вплив на вібраційний стан ротора. Виникає необхідність розроблення уточнених методів числового розрахунку і оптимізації динамічних характеристик шпиринних ущільнень турбомашин за допомогою сучасних методів обчислювальної гідродинаміки для більш надійного прогнозування вібраційного стану турбомашин та розробки принципово нових конструкцій, що забезпечують економію енергії та перекачуваних продуктів, а також екологічну безпеку насосного і компресорного обладнання.

Дослідженню гідродинамічних сил змащення, що виникають у безконтактних ущільненнях і опорах з канавками змінної глибини, присвячені роботи ряду вітчизняних і закордонних вчених: Т.М. Башти, В.А. Марцинковського, О.В. Дихи, Симоновського В.І., Д.В. Чаїлдса, Л. Сан Андреса, Т. Іватсубо, та інші.

До теперішнього часу вібраційний стан роторів багатоступеневих відцентрових насосів оцінюється по вимушеним коливанням під дією сил інерції неврівноважених мас з урахуванням радіальних гідродинамічних сил, що виникають в опорах ковзання і у шпиринних ущільненнях. Тим часом, поряд з радіальними силами на ротор діють незрівнянно більші по величині осьові сили. Ці сили вимірюються десятками тонн, а їхнє врівноважування найчастіше здійснюється за допомогою автоматичних врівноважуючих пристроїв. На них дроселюється майже повний напір насоса, тому вони здатні виконувати функції важко навантажених радіально-упорних гідростатичних підшипників і, головне, істотно впливати на динаміку ротора. Останнім часом здатність врівноважуючих пристроїв, виконувати функції опор все частіше використовується в конструкціях насосів без виносних підшипників. Для таких конструкцій прогнозування вібраційного стану стає особливо актуальним.

Технологія багатофазного відкачування розвинулася настільки, що стає важливим компонентом в найрізноманітніших схемах здобичі. Переставши бути вузькоспеціалізованою, технологія багатофазного відкачування швидко стає стандартною складовою сучасної системи видобутку нафти і газу. Із застосуванням багатофазного

відкачування забезпечується економія витрат і досягається технологічна гнучкість в застосуванні: спектр відкачуваної рідини включає як важку нафту наземних родовищ, так і звичайну нафту морських і шельфових родовищ. В майбутньому, у міру поліпшення показників ефективності і надійності, очікується широке використання цієї технології при роботі з мокрим газом і в підземному свердловинному устаткуванні. Але, як відомо, збільшення об'ємного коефіцієнту вмісту газу різко знижує К.К.Д. багатофазного насосу. Тому виробники насосів працюють над поліпшенням К.К.Д. при значеннях об'ємного коефіцієнта вмісту газу, який знаходиться в діапазоні 95-99%. Природно, що в таких умовах функціонування насосів і компресорів, важливий вплив на роторну динаміку відіграють шпаринні ущільнення, в кільцевому зазорі яких знаходиться газорідинна суміш, властивості якої можуть значно позначитись на значеннях динамічних сил реакцій, що діють на ротор.

В останні роки багато досліджень спрямовані на підвищення загального К.К.Д. відцентрових насосів за рахунок зменшення витоків через кінцеві та міжступеневі ущільнення. Треба зазначити, що одним із способів зменшення об'ємних втрат є застосування в якості передніх або міжступневих ущільнень насосів багатошпаринних ущільнень з двома або трьома кільцевими дроселюючими шпаринами. По гідравлічним опорам такі ущільнення еквівалентні двом або трьом послідовно розташованим кільцевим дроселям, але при тих же осьових розмірах вони значно зменшують витрати. Проте аналіз попередніх досліджень показав, що багатошпаринні ущільнення мають здатність викликати автоколивання ротора з амплітудами порядку величини радіального зазору. Тому доцільним є огляд різних типів конструкцій та з'ясування причин виникнення можливих вібрацій на основі аналізу природи течії в дроселюючих каналах звичайних шпаринних ущільнень.

Останнім часом все більше експериментальних та теоретичних досліджень пов'язані з аналізом динаміки і витоків плаваючих ущільнень високошвидкісних роторних машин таких як авіаційні двигуни, турбонасосні агрегати або газові турбіни. Особливої уваги заслуговують дослідження статичних і динамічних змащувальних параметрів підшипників з плаваючими кільцями для високошвидкісних турбокомпресорів.

Лабіринтні ущільнення, в яких переважають місцеві опори, можна віднести до ущільнень з дроселюючими дроселями. Основна функція лабиринтних ущільнень полягає в забезпеченні мінімальних витоків через ущільнювальні поверхні з урахуванням мінімальних аеродинамічних впливів на ротор компресора. Однак у лабиринтних ущільненнях, завдяки тертю та потоку рідини в окружному напрямку, при цьому потік переноситься обертовим валом, виникають циркулюючі аеродинамічні сили. Тому на практиці було запропоновано ряд шпаринних ущільнень, які можуть зменшити циркулюючі сили, що спричиняють збільшення прецесії ротора і, відповідно, вібрацію. Ці основні ущільнення включають стільникові, з сіткою отворів, кишенькові та лункові ущільнення. Якщо механізм герметизації та динамічні характеристики перших трьох типів ущільнень добре вивчені, то останньому типу ущільнень присвячено досить обмежену кількість досліджень та публікацій.

Широкі можливості розширення сфери застосування сальникових ущільнень пов'язані з торцевими сальниковими ущільненнями одним з елементів пари тертя, яких є роз'ємне кільце сальникової набивки. Обслуговування таких ущільнень зводиться лише до заміни набивки і в той же час забезпечується ресурс вузла ущільнення в цілому порівнянний з ресурсом агрегату. Вони встигли вже досить добре себе зарекомендувати в насосному обладнанні і показали хороші характеристики. При цьому числові розрахунки показали, що для забезпечення необхідної герметичності вимагаються значно менші контактні тиски

порівнянні з контактними тисками підтискання пружин. Тому необхідно застосовувати відповідні конструктивні заходи по розвантаженню пари тертя, забезпечуючи при цьому роботу ущільнення в режимі змішаного змащення з мінімальними коефіцієнтами тертя і мінімальними витокami.

Аналіз літературних посилань показав, що при розрахунку торцевих газових ущільнень треба враховувати умови турбулентної і ламінарної, стаціонарної та нестаціонарної течії, ідеального і реального газу, задачі термогідродинамічного змащення, пружних деформацій обумовлених дією тиску і температури, яка генерується в ущільнювальному зазорі та динамічні характеристики змащувальної плівки в ущільнювальному зазорі. Крім того, на даний час відсутні комплексні результати аналізу термогідродинамічної, деформівної і динамічної задач запірних імпульсних торцевих ущільнень.

У зв'язку з суттєвим збільшенням робочих тисків та швидкостей обертання ротора відцентрових машин підвищується складність проблеми осьового врівноваження ротора та проблеми підвищення несучої здатності упорних підшипників ковзання. В таких умовах товщина мастильного шару та тепловий стан підшипника значно впливає на його гідродинамічні характеристики. Суттєвими перевагами в покращенні теплового стану та підвищенні несучої здатності упорних підшипників ковзання має застосування скребків та охолодження термонавантаженої зони колодки підшипника.

Завдяки розвитку сучасної промисловості зростає попит на роторні машини, здатні функціонувати в різних середовищах і в широкому діапазоні швидкостей. Динамічна поведінка та надійність кулькових підшипників, які підтримують вал є важливими факторами, що впливають на загальну ефективність та термін служби всієї роторної системи. Особливо, у спеціальних застосуваннях, таких як рідинні ракетні насоси окислювача, в яких використання мастила та змащування неможливе через складні умови експлуатації. В таких умовах, сепаратор підшипника кочення з політетрафторетилена (ПТФЕ) діє у якості твердого мастильного матеріалу, єдиного способу змащення, який полегшує взаємодію між елементами кулькових підшипників. Проте, асиметрія окружної маси внаслідок часткового зношування, спричиненого періодичним зіткненням із залишковим масовим дисбалансом сепаратора, може зменшити термін служби і ефективність кулькового підшипника за рахунок збільшення відцентрової сили сепаратора, який обертається з великою швидкістю. Отже, у випадку кулькових підшипників, які використовують сепаратор у якості твердого мастильного матеріалу, термін служби сепаратора може бути безпосередньо пов'язаний із терміном служби кулькового підшипника. Тому і постає задача дослідження динамічного стану та гідродинамічних сил, які діють в зазорах між сепаратором, кульками та обоймами підшипника кочення.

Проаналізувавши складність вирішення проблеми створення наукових основ трибологічного забезпечення герметизації, змащення і стійкісних характеристик роторів відцентрових машин (рис. 1) треба прийняти до уваги необхідність вирішення наступних нагальних задач: відсутність досліджень і методик розрахунку витратних і ротородинамічних характеристик ущільнень-опор, які використовуються у багатоступеневих насосах у якості вбудованих опорних і упорних підшипників на перекачуванному середовищі; відсутність досліджень поля течії рідинно-газової суміші і впливу об'ємного коефіцієнта газу на величину моменту тертя та вібраційні характеристики багатозначних насосів; не визначеність впливу деформацій і форми зазору на змащення та на динамічні і витратні характеристики плаваючих ущільнень-опор; необхідність пояснення статичної і динамічної нестійкості ротора в багатошпаринних ущільненнях; визначення ротородинамічних і витратних характеристик демпферних

лункових ущільнень і порівняння їх з існуючими характеристиками інших шпаринних, лабіринтних і демпферних ущільнень; необхідність досліджень трибологічних характеристик нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя для відцентрових насосів; необхідність застосування розвантажувальних пари тертя для герметизації відцентрових компресорів і насосів та теоретичних і експериментальних досліджень запірних імпульсних ущільнень; актуальність підвищення несучої здатності упорних підшипників ковзання за рахунок покращення їх теплового стану; необхідність досліджень гідродинамічних сил та динамічного стану сепаратора криогенного підшипника ковзання; відсутність методів розрахунку характеристик, аналізу динамічної поведінки та регулювання різниці тиску регулятора перепаду тиску прямої дії сухих газових ущільнень; актуальність досліджень динамічних характеристик запірних врівноважувального пристрою багатоступінчастого відцентрового насоса.

#### НАУКОВІ ОСНОВИ ТРИБОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ГЕРМЕТИЗАЦІЇ, ЗМАЩЕННЯ ТА СТІЙКІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРІВ ВІДЦЕНТРОВИХ МАШИН



Рисунок 1 – Схема формулювання наукової проблеми

У другому розділі наведені схеми експериментальних стендів і установок, а також методики експериментальних досліджень конструкцій запірних торцевих імпульсних ущільнень, торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя, трьохшпаринних ущільнень, регуляторів перепаду тиску «газ-газ» та упорного підшипника ковзання. Проведені експериментальні дослідження витратних, температурних, силкових, трибологічних та динамічних характеристик нових високоефективних конструкцій ущільнень та опор.

Встановлено вплив провідності вхідного дроселя на статичні характеристики запірного імпульсного ущільнення з буферною канавкою. Визначено вплив тисків ущільнювального і запірного середовищ та кількості живильників на величину витоків і

пульсації тиску в камері та на міжкамерному пояску для запірних імпульсних ущільнень з неперервним і дискретним підведенням газу (повітря) відцентрових насосів (рис. 2 а, б).

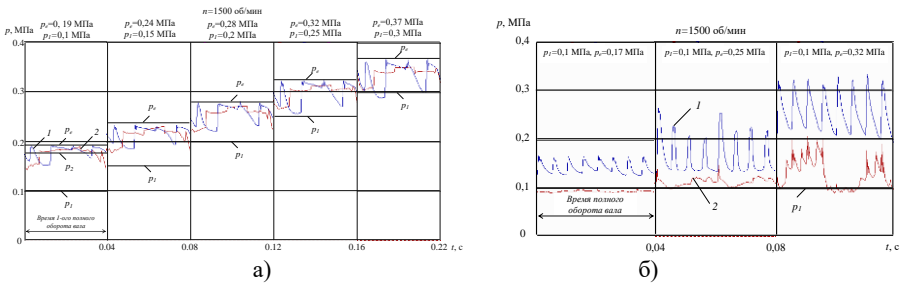


Рисунок 2 – Осцилограми тисків в торцевій парі з неперервним (а) та дискретним (б) підведенням

Встановлено, що при збільшенні величини тиску ущільнювального середовища та швидкості обертання вала збільшуються витоки і величина температури на виході торцевої пари запірного імпульсного ущільнення відцентрового компресора (рис. 3 а, б).

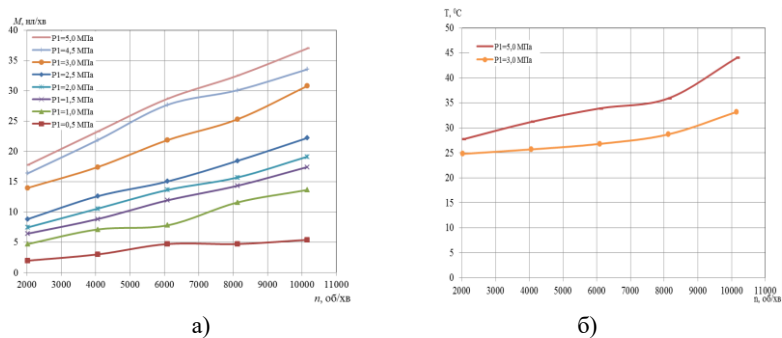


Рисунок 3 – Залежність зовнішніх витоків (а) і температури (б) від швидкості обертання вала і величини тиску ущільнювального середовища

Експериментальний аналіз фізико-механічних властивостей сальникових набивок і профілю шорсткості поверхні сальникової набивки показав, що сальникова набивка може розглядатися як пружнопластичний матеріал з багатолінійним ізотропним зміцненням, а її поверхня має поздовжні хвилястості, розташовані в напрямку обертання опорного кільця. Випробування конструкції ущільнення з канавками, виконаними на опорному металевому диску, показали високу ефективність нагнітання спеціально виконаних канавок. Причому з часом, в результаті припрацювання, тиск в канавках значно підвищувався (рис. 4 а). Коефіцієнт тертя зменшувався при збільшенні тиску ущільнювального середовища (рис. 4 б). Ресурсні випробування торцевого сальникового ущільнення з реверсивними канавками на опорному металевому кільці показали, що максимальні витоки через ущільнення спостерігалася при пуску установки (рис. 4 в), це пов'язано з необхідністю первинного опресовування і припрацювання сальникової набивки, обумовлених її хвилястістю і шорсткістю.

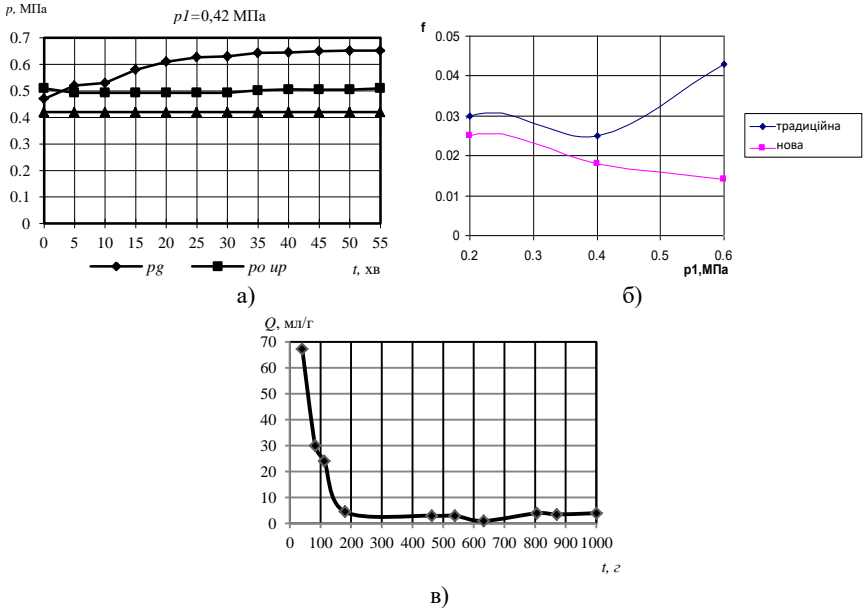


Рисунок 4 – Змінення гідродинамічного тиску (а), коефіцієнта тертя (б) та величини витоків (в)

Експериментальні дослідження теплового стану дозволили отримати залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження і від частоти обертання валу та верифікувати розрахункову модель упорного підшипника ковзання.

Визначено вплив турбулентного дроселя на вході на статичні характеристики та встановлено режим динамічної нестійкості при перепадах тиску більше 2,4 МПа для конструкції двосідельного регулятора перепаду тиску «газ-газ» при режимі газостатичного змачення (рис. 5). Застосування односідельної конструкції з демпферною камерою і дроселем дозволяє уникнути режиму самозбудження золотника регулятора перепаду тиску. Зменшення тиску в імпульсній лінії призводить до появи стійких автоколивань майже постійної амплітуди і частоти (рис. 6).

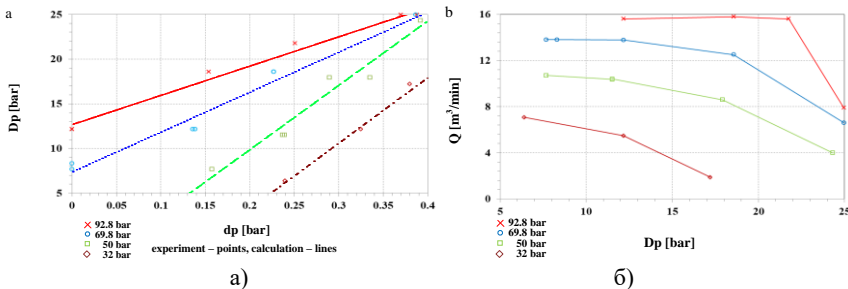


Рисунок 5 – Залежність перепаду тиску  $D_p$  від робочого перепаду тиску  $dp$  (а) і залежність об'ємної витрати  $Q$  від перепаду тиску  $D_p$  (б)

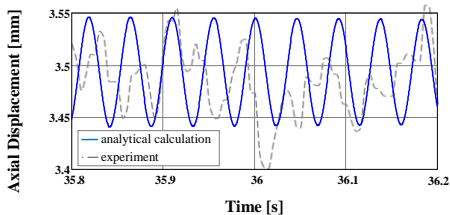


Рисунок 6 – Осцилограми осевого переміщення золотника в часі при стійкому режимі автоколивань

Експериментальні дослідження з не обертовим і обертовим валом конструкції трьохшпаринних ущільнень з однаковими шпаринами (ThASIC) та з вдвічі збільшеною другою шпаринною (ThASDC) при розмірі з'єднувальних камер 1 та 3 мм підтвердив вплив розміру з'єднувальної камери та зазору другої шпарини на радіальну силу реакції змащувального шару (рис. 7 а-г) і на орбіти руху вала та амплітудно-частотні характеристики (рис. 8).

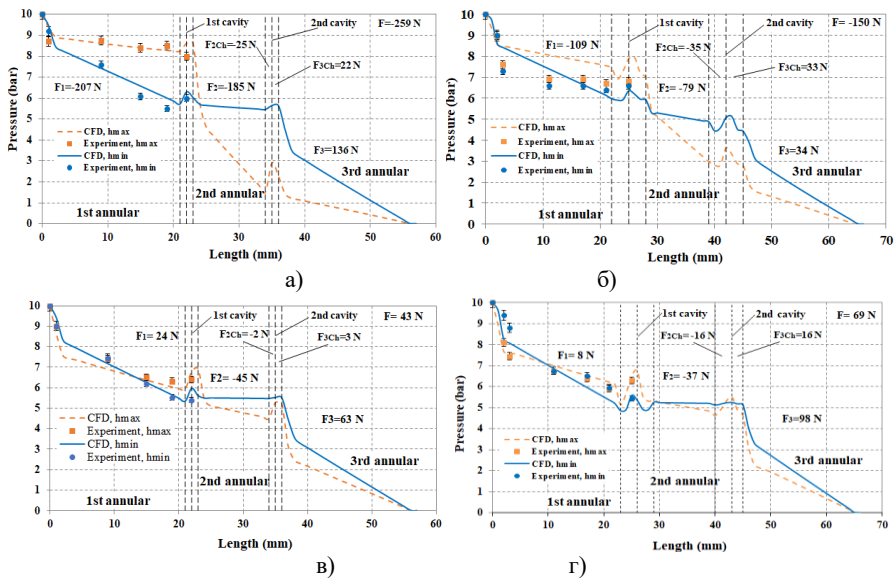


Рисунок 7 – Розподіл гідростатичного тиску по довжині першої шпарини та його порівняння з результатами розрахунку

Аналіз амплітуд відклику на можливий дисбаланс та орбіт руху стінки в залежності від частоти обертання при прямій синхронній прецесії вала показав, що при збільшенні тиску ущільнювального середовища відбувається збільшення критичної швидкості обертання та амплітуди в конструкції ThASDC та зменшення критичної швидкості обертання в конструкції ThASIC. Найменша амплітуда прецесії та більш центрована позиція властива для конструкції ThASDC при збільшеному осевому розмірі з'єднувальної камери  $l_{2,4} = 3 \text{ мм}$ .

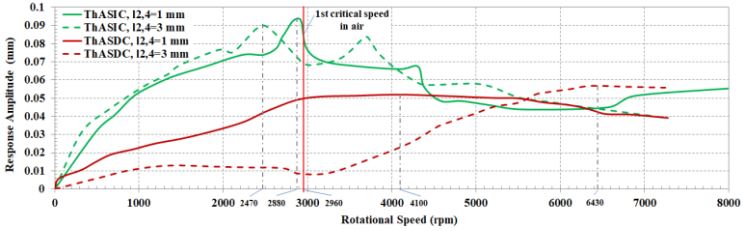


Рисунок 8 – Залежність амплітудного відклику від швидкості обертання вала при тиску ущільнювального середовища  $P_{in} = 7.25$  атм

У третьому розділі представлені розрахункові дослідження і аналіз динамічних характеристик «короткого» і «довгого» шпаринного ущільнень та шпаринного ущільнення-опори методами обчислювальної гідродинаміки, виконана перевірка розрахункової моделі шпаринного ущільнення. Порівнюючи коефіцієнти можна говорити про те, що при достатньо великому ексцентриситеті коефіцієнт прямої жорсткості значно перевищує його значення при малому ексцентриситеті. Коефіцієнти демпфування та перехресної жорсткості навпаки більші в ущільненні з малим ексцентриситетом. Це пояснюється тим, що товщина півки в цих випадках відрізняється, так при більший товщині півки її демпфуючі властивості більш виражені ніж жорсткісні, і навпаки. Визначено вплив закрутки потоку на динамічні характеристики ущільнення-опори. Коефіцієнти жорсткості та демпфування при різній закрутці потоку на вході в ущільнення для різних ексцентриситетів осі вала та осі втулки мають суттєву відмінність (рис. 9) і це треба враховувати при розрахунку динаміки ротора з ущільненнями-опорами.

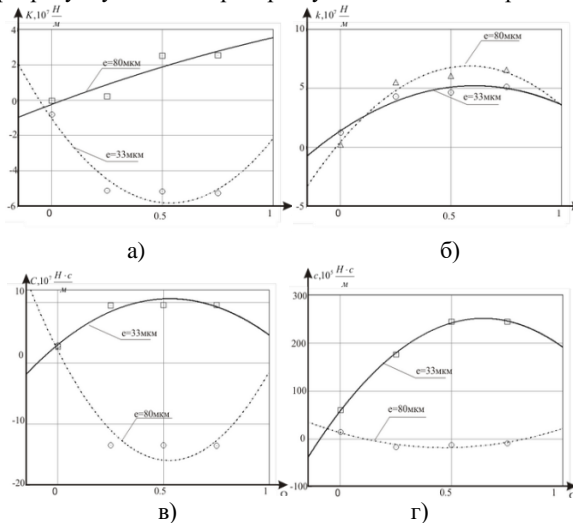


Рисунок 9 – Коефіцієнти прямої і перехресної жорсткості (а), (б) та прямого і перехресного демпфування (в), (г) від коефіцієнта відносної закрутки потоку на вході в ущільнення

Виконано розрахункові дослідження двофазної течії в шпаринних ущільненнях, граничні умови включають моделювання циліндричної прецесії вала з деформацією сітки. Визначені витоки, втрати потужності на тертя, радіальні і тангенціальні сили, динамічні

коєфіцієнти жорсткості і демпфування для двофазних шпаринних ущільнень. Виконано порівняння ОГД моделей двофазної течії з моделлю інтегральних характеристик потоку.

Проведено розрахункові дослідження двошпаринного і трьохшпаринного ущільнень в стаціонарній і нестационарній постановках. Проаналізовано розподіл гідростатичного тиску по довжині ущільнення в місцях мінімального та максимального зазорів та витоків в залежності від величини радіального зміщення вала  $e=0,04-0,16$  мм при величині зазору  $h=0,2$  мм. Досліджено вплив осьового розміру з'єднувальних камер та зазору другої шпарини на розподіл швидкостей по довжині та окружності ущільнення. Отримано вплив коєфіцієнту тертя  $f_{s\theta}$  на окружну течію для різних конструкцій трьохшпаринних ущільнень. Вивчено вплив на динамічну стійкість вала роторних та статорних ребер, розташованих у з'єднувальних камерах трьохшпаринного ущільнення. Порівняно динамічні коєфіцієнти жорсткості і демпфірування та витоки для п'яти різних конструкцій трьохшпаринних ущільнень (рис. 10).

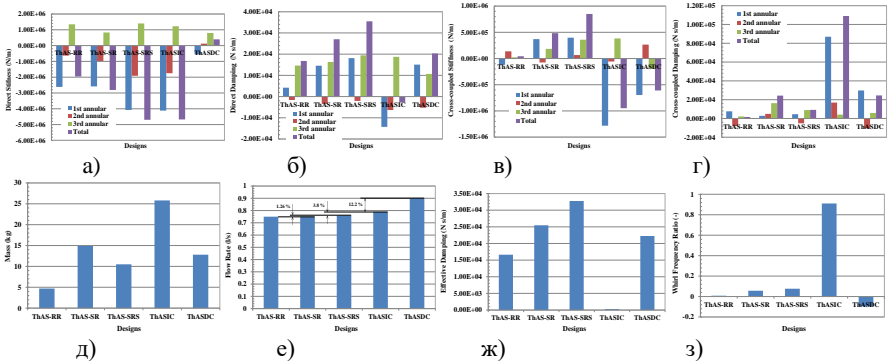


Рисунок 10 – Динамічні коєфіцієнти прямої жорсткості (а) та прямого демпфірування (б), перехресної жорсткості (в) та перехресного демпфірування (г), приєднаної маси (д) та витоків (е), коєфіцієнтів ефективного демпфірування (ж) та частоти прецесії (з)

Числові розрахунки турбулентної течії нестисливої рідини в двошпаринному ущільненні без обертання вала з радіальним зміщенням осі вала відносно осі корпусу для ущільнювального тиску 1-4 МПа підтвердили, що одним із елементів двошпаринного ущільнення, який суттєво впливає на направлення та величину радіальної гідростатичної сили в зазорі, є камера, що з'єднує шпарини. У разі якщо гідростатична сила є децентруючою, це може призвести до втрати статичної стійкості та виникненню радіальних самозбуджених коливань вала. Порівняння трьох конструкцій при різних радіальних і осьових розмірах камери показує, що найбільш ефективною є конструкція з проточкою на зовнішньому радіусі корпусу, яка має найбільшу величину радіальної гідростатичної центруючої сили та змінення направлення сили в ній відбувається при менших осьових розмірах з'єднувальної камери. Величина витоків в двошпаринному ущільненні несуттєво залежить від конструкції і розмірів з'єднувальної камери. В конструкції з дифузornoю конусністю на другій шпарині збільшується децентруюча сумарна радіальна сила та сумарна тангенціальна сила змінюється з дестабілізуючої на стабілізуючу.

Аналіз динамічних коєфіцієнтів жорсткості і демпфування для закріпленого кільця деформованого ущільнення базової конструкції з товщиною входного і вихідного буртів 5 мм і конструкції з товщиною входного і вихідного буртів 1 мм, показує наявність

негативної величини прямої жорсткості. Яка обумовлена збільшенням сумарної швидкості руху рідини у місці мінімального зазору. При чому зменшення товщини буртів зменшує величину мінімального зазору та призводить до збільшення абсолютної величини динамічних коефіцієнтів прямої та перехресної жорсткості та демпфірування. Не дивлячись на негативну пряму жорсткість забезпечується динамічна стійкість вала в ущільненні. Проте негативне значення прямої жорсткості необхідно враховувати при розрахунку критичної частоти обертання вала.

Проведено аналіз величини витоків лункового ущільнення в залежності від його геометричних параметрів за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки та планування експерименту. Наведено порівняння коефіцієнтів потоку лункового ущільнення в залежності від різних коефіцієнтів тиску з наявними експериментальними даними для гладкого, лабиринтного та демпферного ущільнень. В ході параметричного аналізу виявлено, що значення коефіцієнта потоку для лункового ущільнення суттєво залежить від ширини ребер. Як і в лабиринтних ущільненнях, при меншій ширині ребер зменшується значення масової витрати. Так, при ширині ребра 0,5 мм коефіцієнт потоку для лункового ущільнення менший ніж для лабиринтного та з сіткою отворів ущільнень, і наближається до стільникового ущільнення (рис. 11).

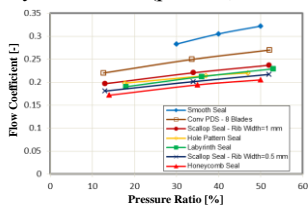


Рисунок 11 – Порівняння коефіцієнтів потоку для лункового та інших конструкцій шпаринних ущільнень

Використовуючи неодноразово перевірені нестационарні методи обчислювальної гідродинаміки для розрахункового аналізу прецесійного руху вала в ущільненні (методом одночастотних траєкторій) та визначення динамічних коефіцієнтів (методом стаціонарних збурень) для демпферних ущільнень, визначено динамічні характеристики лункового ущільнення в залежності від геометричних параметрів конструкції. Проведено порівняння розрахункових характеристик лункового ущільнення з наявними в літературі експериментальними даними для гладкого, лабиринтного та демпферного ущільнень (рис. 12). Дослідження підтвердили, що серповидні лунки створюють перешкоди окружному потоку робочого середовища. Зменшення окружної швидкості газового потоку збільшує гідравлічний опір в канавках, і в той же час зменшує циркуляційні сили, які створюють прецесійних рух ротора підвищуючи вібрацію, при цьому лункові ущільнення мають достатньо гарні демпферні властивості.

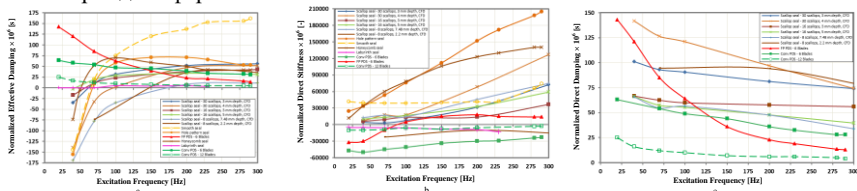


Рисунок 12 – Порівняння нормалізованих коефіцієнтів жорсткості та демпфування для лункових та інших кільцевих ущільнень

У четвертому розділі розглядається числове розв'язання задачі пружногідродинамічного змещення торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя, числовий розрахунок задачі термогідродинамічного змещення упорного підшипника ковзання, розрахункові дослідження криогенного кулькового підшипника, числове розв'язання нестационарної термогідродинамічної задачі течії газу в запірному імпульсному ущільненні, числовий аналіз гідродинамічного змещення в торцевій парі зі спіральними канавками, числовий статичний та динамічний розрахунок регулятора перепаду тиску «газ-газ».

Представлена методика числового розв'язання задачі пружногідродинамічного змещення торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя двох конструкцій: з трапецієвидними канавками на дні обоїми під сальниковою набивкою та з реверсивними канавками на опорному кільці (рис. 13), результати розрахунків добре узгоджуються з експериментальними даними за розподілом гідродинамічного тиску, величиною моменту тертя та витоків.

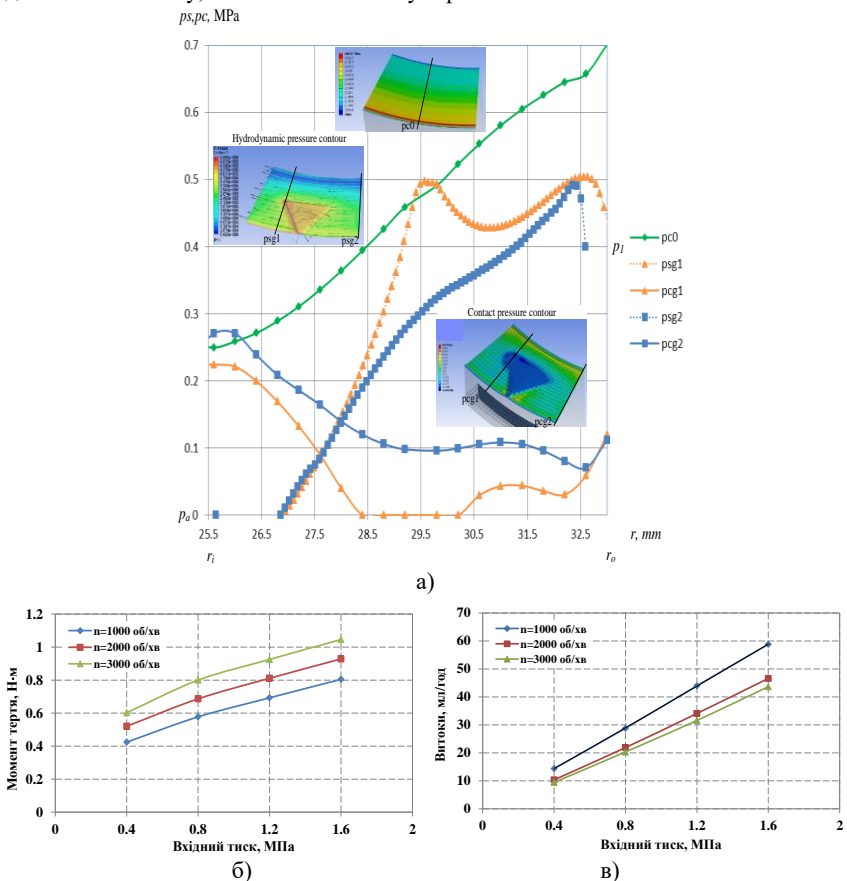


Рисунок 13 – Розподіл гідродинамічного і контактного тисків (а), моменту тертя (б) і витоків (в) в торцевому сальниковому ущільненні з реверсивними канавками

Проведено експериментальне та числове дослідження теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання. Отримано залежності середньої температури колодок від тиску мастила в камері навантаження при постійній частоті обертання валу та від частоти обертання валу при постійних тисках мастила на вході та в навантажувальній камері; поля температур і тиску мастильного шару та тепловий стан у поперечному перетині розрахункової моделі упорного колодкового підшипника ковзання при різних частотах обертання; залежність мінімальної товщини масляного шару від частоти обертання валу. Визначено максимальну несучу здатність підшипника, яка при допустимій температурі  $98^{\circ}\text{C}$  дорівнює 41000 Н. Порівняння результатів числового розрахунку середньої температури колодок підшипника з експериментальними даними показало їх достатньо задовільний збіг, максимальна розбіжність складає 5,8%.

Дослідження конструкції упорного підшипника ковзання зі скребками і охолодженням термонавантаженої зони колодки показало, що завдяки скребкам частина гарячого масляного шару відводиться з вихідної кромки колодки та не потрапляє на вхідну кромку наступної колодки, що дозволило 2,25 рази збільшити несучу здатність досліджуваного підшипника при подібній максимальній температурі (різниця  $8^{\circ}\text{C}$ , 9 %) та моменті тертя (різниця 1,6 Нм, 27 %) в порівнянні з традиційною конструкцією підшипника при однакових геометричних розмірах.

При ОГД-модельованні кулькових підшипників розглянуто турбулентну течію кріогенного середовища (однорідна бінарна суміш азоту, рідина-пар) у обортовій області з прецесійним рухом сепаратора та обортовими кульками при різних швидкостях обертання. Граничні умови: швидкість обертання; вхідна масова витрата, температура, тиск; та середня траєкторія прецесії сепаратора взята з існуючого експерименту. Дослідження було зосереджено на аналізі динамічних сил рідини (рис. 14 б), які діють між обертаючимися кульками, і прецесуючим сепаратором, а також між прецесуючим сепаратором та обортовою внутрішньою та нерухою зовнішньою доріжками кріогенного кулькового підшипника. В результаті проведено порівняння результатів моделювання та експерименту моменту тертя при різних швидкостях обертання в умовах гідродинамічного змашування (рис. 14 а). Тепловий аналіз проводився з адиабатичними стінками і не враховував теплообмін між рідиною і твердими тілами. Отримано розподіли ліній току, тиску, температури та масової частки рідкого азоту, що дає змогу краще зрозуміти явища гідродинамічного змашування кріогенним середовищем.

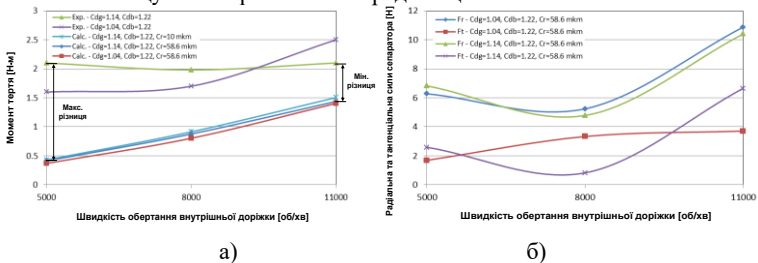


Рисунок 14 – Момент тертя (а), радіальна та тангенціальна сили (б) сепаратора в залежності від швидкості обертання внутрішньої доріжки підшипника

Розв'язана нестационарна задача течії газу в запірному торцевому імпульсному ущільненні з неперервним і з дискретним підведенням за допомогою нестационарного ротор-статор інтерфейсу. Запірне імпульсне ущільнення є системою автоматичного регулювання зазору і з підвідними дросельними живильниками виконує функції регулятора перепаду тиску. Проведено нестационарний термогідродинамічний аналіз з урахуванням

динамічного живлення камер живильниками і теплопередачею через поверхні твердих кілець ущільнення у зовнішнє середовище. Результати розрахунків зазору і моменту тертя та верифікації розрахункової моделі за величиною витоків і температури наведені на рисунку 15 (а-г).

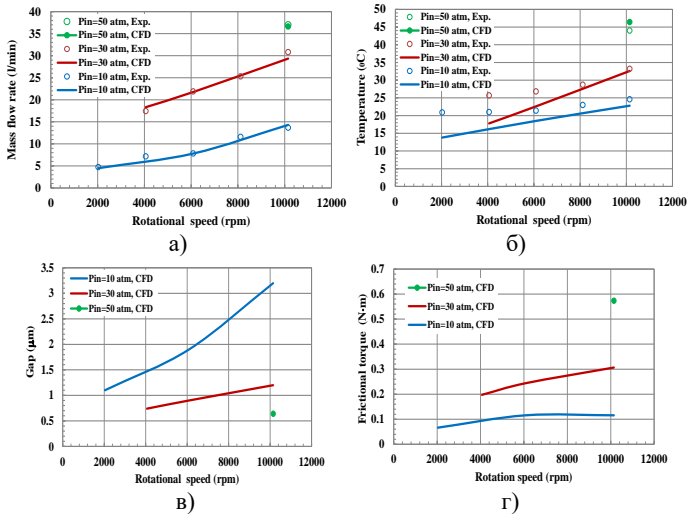


Рисунок 15 – Змінення зовнішніх витоків, середньої температури, зазору і моменту тертя

Виконано розрахунковий аналіз торцевої пари зі спіральними канавками. Порівняння результатів розрахунку, які отримані за допомогою числового розв'язання рівняння Рельольдса для змащення, числового розв'язання рівняння Нав'є-Стокса та результатів експерименту дало задовільне співпадіння (рис. 16, крива Герси-Штрибека). Аналіз результатів розрахунку показує, що сила гідродинамічного розвантаження значно збільшується зі зменшенням зазору та мало змінюється при збільшенні глибини канавки і частоти обертання. Коефіцієнт тертя збільшується зі збільшенням зазору та глибини канавки. При більшому куті спіральної канавки розділення поверхонь відбувається при більшій частоті обертання.

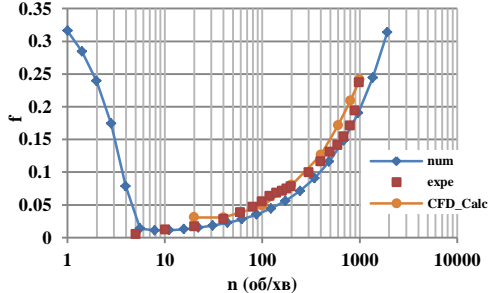


Рисунок 16 – Залежність коефіцієнту тертя від швидкості обертання

Газодинамічні розрахунки показали відсутність вихрових зон і нестационарностей в конструкції односідельного регулятора перепаду тиску (РПТ) з конфузюрними каналами в порівнянні з двосідельним регулятором, один з дроселюючих каналів золотника якого є

дифузорний канал. Розрахунки також показали, що практично при всіх робочих значеннях перепаду тисків, режим течії середовища в регуляторі є докритичним. Чисельний розрахунок підтверджує недостатню динамічну жорсткість рухомої частини РПТ. Збільшення жорсткості пружин зменшує величину перерегулювання, але погіршує статичні характеристики регулятора. Порівняння аналітичного розрахунку та CFD моделювання процесу демпфованої вібрації односідельного РПТ з демпферною камерою дало задовільний збіг як за амплітудою, так і за частотою коливань (рис. 17). Статичні характеристики для двосідельного РПТ з турбулентним обмежувачем потоку на вході з достатньою точністю (максимальна відносна похибка до 10%) є наближеними до експериментальних даних, отриманих на стенді. Результати динамічного розрахунку при стабільному режимі автоколивань добре узгоджуються з експериментом.

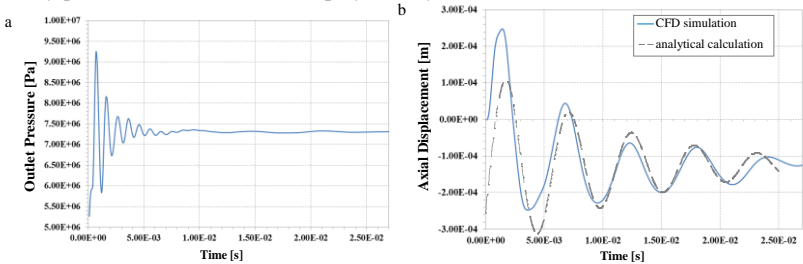


Рисунок 17 – Перехідні характеристики (тиск на виході (а) та осьове переміщення (б)) для односідельного РПТ

**У п'ятому розділі** розглядаються числові моделі розв'язання двовимірної задачі течії рідини в шпаринному ущільненні, модель газових торцевих ущільнень, основана на розв'язанні нелінійного рівняння Рейнольдса та рівняння динаміки коливання статора, числова модель імпульсних газових ущільнень. Крім того, наведені методики інженерного та інтерфейси програм автоматизованого розрахунків. Представлений приклад розрахунку ущільнення-опори відцентрового насоса.

Сформульована математична модель числового розрахунку параметрів течії рідини у гладкому шпаринному ущільненні ротора турбомашини. Для розв'язання поставленої задачі використовувався метод скінченних об'ємів. Отримано розподіли тиску і швидкостей в ущільненні, що дозволяє визначити сили, які виникають в щілині і знайти коефіцієнти жорсткості і демпфування, які необхідні для дослідження динаміки ротора турбомашини. Методом малих збурень розв'язано двовимірну задачу течії в шпаринному ущільненні та визначено межі застосування моделі «короткої» шпарини в залежності від співвідношення довжини ущільнення до його діаметра для розрахунку коефіцієнтів жорсткості, демпфування та присадної маси.

Представлено математичну модель безконтактних газових торцевих ущільнень з модифікованими поверхнями, яка розв'язувалася числовими методами. Розв'язувалися нелінійне рівняння Рейнольдса і рівняння руху статора. Для дослідження моделі було обрано чотири модифікації поверхні, а саме: конусна поверхня, поверхня зі спіральною канавкою, хвиляста поверхня та поверхня з радіальною канавкою. Встановлено, що амплітуда коливань статора залежить від багатьох факторів. Кутова швидкість і висота застосовуваних модифікацій належать до найбільш важливих. Правильний вибір параметрів може значно зменшити амплітуду кутових коливань статора. В результаті - система кілець працюватиме стабільно. Висота осьового зазору підтримуватиметься на попередньо розрахованому рівні при мінімальних витоках.

У результаті аналізу числової моделі імпульсного газового ущільнення для різних робочих умов і об'ємів камери показано, що середню товщину плівки можна апроксимувати залежністю  $\bar{h} \propto G^{1/3}$ , де  $G$  є безрозмірним числом, подібним до робочого параметра, який використовується в газодинамічних ущільненнях (рис. 18). Також стало можливим апроксимувати середню величину витоку і моменту тертя за аналітичними залежностями  $G$  в ступені 1 і 2/3 відповідно. Ці прості формули дозволяють описати поведінку ущільнення та підбирати об'єм камери для досягнення заданих характеристик ущільнення.

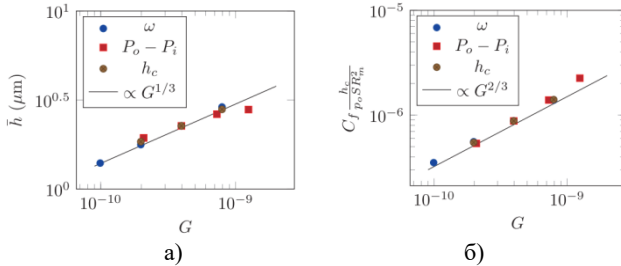


Рисунок 18 – Товщина плівки (а) та момент тертя (б) як функція робочого параметра

Запропоновано метод розрахунку динаміки запірної гідроп'яти. Розглянута конструкція врівноважуючого пристрою відрізняється простотою і надійністю, дозволяє відмовитися не тільки від двоступеневих кінцевих ущільнень, але і від виносних підшипників. Виведене рівняння динаміки дає можливість розрахувати власні частоти осьових коливань ротора, визначити межі динамічної стійкості за основними геометричними та режимними параметрами, побудувати частотні характеристики - реакції системи на задані зовнішні впливи.

Розроблено аналітичний метод прогнозування характеристик газового регулятора перепаду тиску прямої дії для системи сухих газових ущільнень, який дозволяє відбудовуватися від можливого режиму динамічної нестійкості та забезпечити підтримання необхідного перепаду тиску. Отримані статичні, витратні та перехідні характеристики конструкцій двосідельного з турбулентним дроселем на вході та односідельного без турбулентного дроселя на вході регуляторів перепаду тиску.

Представлено приклади розроблення програмних модулів і додатків до програмного комплексу ANSYS для розрахунку динаміки ротора з урахуванням ущільнень-опор.

**У додатках** наведені: акти впровадження в практику розрахунків і проектування промислових підприємств м. Суми: АТ «СМНВО Інжиніринг», ТОВ «ГРІЗ» та АТ «ВНДІАЕН», сертифікати стажувань і участі у семінарах в Корейському інституті науки і технологій (м. Сеул, Корея) та Інституті ПіПрайм університету м. Пуатьє (Франція) та схема формулювання наукової проблеми дисертаційного дослідження.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-прикладну проблему створення наукових основ трибологічного забезпечення герметизації, змащення та стійкісних характеристик роторів відцентрових машин, що базуються на керуванні мікро- та макрогеометрією поверхонь, гідростатичним, гідродинамічним і змішаним режимами змащення та тепловим станом мастильного середовища з метою підвищення несучої здатності, мінімізації тертя, витоків, обмеження зношування та підвищення динамічної стійкості роторних систем. Отримані результати дозволили сформулювати такі висновки:

1. Встановлено, що шпаринне ущільнення в режимі пуску виконує функції повноохоплюючого гідродинамічного підшипника, а за сталого режиму роботи - гідростатичної опори з постійним перепадом тиску. Показано, що закрутка потоку на вході внаслідок обертання вала істотно впливає на динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфування і, за наявності значного ексцентриситету, може спричинити втрату динамічної стійкості вала за рахунок появи негативного прямого демпфування. Обґрунтовано, що відсутність закрутки на вході забезпечує виконання умов статичної та динамічної стійкості, а співвідношення осьової та окружної швидкостей і величина ексцентриситету визначають динамічну стійкість вала в ущільненні-опорі.

2. На основі гідродинамічного аналізу встановлено складний просторовий характер бульбашкового потоку у шпаринному ущільненні, що зумовлений нерівномірним розподілом дисперсної фази в осьовому, радіальному та окружному напрямках. Показано, що для визначення гідродинамічних сил і динамічних коефіцієнтів у двофазному середовищі необхідно враховувати дію підйомної сили, сили змащення стінки та сили турбулентного розсіювання в межах однорідної полідисперсної моделі типу Euler-Euler (MUSIG) з балансом популяцій. Це забезпечує більш точний опис трибодинамічної взаємодії в умовах двофазного потоку та підвищує достовірність прогнозування стійкості ротора.

3. На основі експериментальних досліджень і числового гідродинамічного аналізу встановлено вплив геометричних параметрів з'єднувальних камер і зазору другої шпарини на структуру тривимірної течії, динамічні коефіцієнти жорсткості та демпфування і витоки в трьохшпаринному ущільненні. Показано, що збільшення осьового розміру з'єднувальної камери на 2 мм та зазору другої шпарини в два рази сприяє зменшенню амплітуди прецесії на 31,3-38,7%, збільшенню критичної швидкості обертання на 27,7-123,3% та більш центрованому положенню ротора. При цьому, витоки в трьохшпаринному ущільненні на 32,4% менші ніж в одношпаринному ущільненні подібної конструкції. Встановлено вплив коефіцієнта тертя стінки та наявності роторних і статорних ребер у з'єднувальних камерах на формування окружної течії та ротординамічну стійкість. Виявлено, що тривимірна структура потоку визначається взаємодією вихрового, радіального та окружного кільцевого потоків, співвідношення яких зумовлює величину і знак радіальних і тангенціальних сил в мастильному шарі та пояснює умови виникнення статичної й динамічної нестійкості ротора.

4. Числовими розрахунками турбулентної течії нестисливої рідини в двохшпаринному ущільненні встановлено визначальний вплив з'єднувальної камери на величину та напрям радіальної гідростатичної сили в зазорі. Порівняння базової конструкції та варіантів із радіальними проточками на внутрішньому і зовнішньому радіусах корпусу показало, що найбільш ефективною є конструкція з проточкою на зовнішньому радіусі, яка забезпечує максимальну центруючу радіальну силу, позитивні значення сумарної прямої жорсткості та демпфування і зміну напрямку сили за менших осьових розмірів камери. Показано, що дифузорна конусність другої шпарини збільшує децентруючу радіальну складову результуючої сили, водночас змінюючи сумарну тангенціальну силу з дестабілізуючої на стабілізуючу, що визначає умови динамічної стійкості ротора.

5. Розв'язання задачі гідропружності для плаваючого та закріпленого кілець шпаринного ущільнення дозволило встановити вплив геометричних параметрів оболонки, вхідного тиску та радіального зміщення вала на розподіл гідростатичного тиску, величину зазору, витоки, напружено-деформований стан і величину радіальної сили в мастильному шарі. Показано, що для базової конструкції у діапазоні радіальних переміщень до 50 % від номінального зазору статична радіальна сила має центруючий характер, незважаючи на

конфузорно-дифузорну форму змащувального зазору. Встановлено, що для закріпленого кільця характерні негативні значення прямої жорсткості при позитивному прямому демпфуванні та перехресних коефіцієнтах, що визначає особливості його трибодинамічної поведінки. Зменшення товщини циліндричної оболонки базової конструкції плаваючого кільця від 2,5 до 1,5 мм дозволяє зменшити зазор на 52,6% до 26,5 мкм і величину витоків на 51,1% до 0,651 л/с.

6. Числовий аналіз гідродинаміки течії в лабиринтно-лунковому ущільненні показав, що його коефіцієнт потоку є найменшим серед порівняних конструкцій: шпаринне ущільнення має максимальний, а лункове ущільнення - проміжний коефіцієнт потоку. Так, при коефіцієнті тиску 0,3 коефіцієнт потоку лабиринтно-лункового ущільнення на 41,7% менший, ніж у шпаринного, і на 19% менший, ніж у традиційного лабиринтного ущільнення, що визначає його підвищену гідродинамічну ефективність у зменшенні витоків.

7. Використання перевірених нестационарних методів обчислювальної гідродинаміки дозволило оцінити прецесійний рух вала та динамічні коефіцієнти демпферних лункових ущільнень різних конструкцій. Встановлено, що серповидні лунки ефективно гальмують окружний потік, зменшуючи циркуляційні сили та прецесійні коливання ротора. Показано, що лункове демпферне ущільнення має менші коефіцієнти жорсткості ніж стільникові та ущільнення з сіткою отворів, але значно більші коефіцієнти жорсткості у порівнянні з кишеньковим демпфером та лабиринтним ущільненням. Коефіцієнт прямого демпфування перевищує значення у кишенькових демпферів на 16–500%, у стільникових і з сіткою отворів ущільненнях на 50–60%, що забезпечує ефективне демпфування у всьому діапазоні частот збудження. Витоки лункового ущільнення порівняні або менші на 10% ніж у лабиринтних і сіткою отворів ущільнень, та до 25 % менші ніж у кишенькових демпферів, що підтверджує його трибологічну ефективність.

8. Отримані результати підтверджують ефективність нових конструкцій торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя. Встановлено, що поєднання гідродинамічних канавок з канавками зворотного нагнітання на 26,8 % зменшує величину витоків та на 67,44% зменшує коефіцієнт тертя, що розширює діапазон робочих параметрів ущільнення та підвищить ресурс пари тертя. Експериментально та розрахунково визначено, що найбільш перспективною є конструкція з гідродинамічними канавками на опорному диску, яка має більш рівномірний розподіл контактного тиску по ширині пари тертя.

9. Результати експериментальних і числових досліджень показали, що в порівнянні з іншими конструкціями газодинамічних ущільнень мастильна плівка запірних імпульсних ущільнень має порівняні величини динамічних коефіцієнтів жорсткості, але на порядок більші величини коефіцієнтів демпфування. Це підтверджує динамічну стійкість аксіально-рухомого кільця ущільнення і швидке затухання коливань мінімальної амплітуди після початку обертання вала. При збільшенні вхідного тиску і швидкості обертання вала спостерігається збільшення величини витоків і температури. Збільшення величини зазору призводить до плавного падіння розкриваючої сили і гідростатичної жорсткості при суттєвому збільшенні витоків. Зменшення кількості камер збільшує амплітуду пульсацій динамічного тиску і температуру, а збільшення глибини камер навпаки зменшує. Збільшення перепаду тиску між запірним і ущільнювальним середовищем за рахунок гідростатичного ефекту збільшує силу відкриття і величину зазору. Температурні і силові деформації призводять до змінення форми зазору як в осьовому, так і в окружному напрямках, але не мають критичного впливу на працездатність ущільнювального вузла. При цьому, загалом заміна традиційного рідинного змащення на газове змащення в

відцентрових насосах і компресорах дозволяє більше ніж на порядок зменшити втрати на тертя та повністю запобігти вибокам ущільнювального середовища назовні в атмосферу.

10. Результати числового дослідження конструкції упорного підшипника ковзання зі скребками та охолодженням термонавантаженої зони колодки показали підвищення несучої здатності у 2,25-2,44 рази при аналогічних значеннях максимальної температури та більшому моменті тертя 6,2 Нм порівняно з традиційним підшипником. Встановлено, що відведення нагрітого потоку та охолодження мастильного шару дозволяє зменшити зазор в точці опори з 42 до 22 мкм і підвищити трибологічну ефективність упорного підшипника.

11. Розрахункові дослідження кулькового підшипника показали, що турбулентна течія криогенного середовища (бінарна суміш азоту, рідина-пар) у обертовій області з прецесійним рухом сепаратора та обертових кульок визначає динамічні сили між елементами підшипника. Порівняння результатів розрахунків з експериментом за моментом тертя при різних швидкостях обертання підтвердило адекватність моделі та дозволило оцінити трибологічну ефективність гідродинамічного змащення в криогенних умовах.

12. Розроблені і впроваджені перспективні конструкції, а також методики інженерного розрахунку трибологічних, витратних і стійкісних характеристик запірних імпульсних ущільнень і пристроїв осьового врівноваження, газового регулятора перепаду тиску, торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя та ущільнень-опор відцентрових машин.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### У фахових виданнях, що внесені до наукометричних баз даних SCOPUS та/або WoS:

1. А.В. Загорулько. Теоретические и экспериментальные исследования торцовых затворных импульсных уплотнений с дискретным подводом. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий* 08/2015; 4(7(76)):45-52 (Q3; <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.48298>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84980027955&origin=recordpage>).
2. Zahorulko, A. Experimental investigation of mechanical properties of stuffing box packings. *Sealing Technology* 2015(8):7-13 (Q4; [https://doi.org/10.1016/S1350-4789\(15\)30244-0](https://doi.org/10.1016/S1350-4789(15)30244-0); <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84940506180&origin=recordpage>).
3. Загорулько А., Лісовенко Д., Марцинковський В. Розробка та дослідження торцевого запірної імпульсного ущільнення відцентрового компресора. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий* 02/2016; 1(7(79)):30-39. (Q3; <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.59884>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84960847656&origin=recordpage>). *Здобувачем запропонована методика статичного розрахунку та проаналізовані результати експериментальних досліджень конструкції торцевого запірної імпульсного ущільнення відцентрового компресора.*
4. Slawomir Blasiak, Andriy V. Zahorulko. A Parametric and Dynamic Analysis of Non-Contacting Gas Face Seals with Modified Surfaces. *Tribology International*, Volume 94, February 2016, Pages 126–137. (Q1; <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2015.08.014>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84941299537&origin=recordpage>). *Здобувачем проведено аналіз впливу рельєфу поверхонь сухих газових торцевих ущільнень на коливання взаємодіючих кілець.*
5. Pozovnyi, O., Zahorulko, A., Krmela, J., Artyukhov, A., Krmelová, V. Calculation of the characteristics of the multi-gap seal of the centrifugal pump, in dependence on the chambers' sizes (2020). *Manufacturing Technology*, 20 (3), pp. 361-367 (Q3; <https://journalmt.com/artkey/mft->

[202003-0007 calculation-of-the-characteristics-of-the-multi-gap-seal-of-the-centrifugal-pump-in-depend-ence-on-the-chamber.php;](https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85090984049&origin=recordpage) <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85090984049&origin=recordpage>).

Здобувачем проаналізовано результати експериментального дослідження та числового розрахунку впливу осьового розміру з'єднувальних камер на розподіл гідростатичного тиску та на величину витоків в трьохшаринному ущільненні.

6. Zahorulko, A.V., Lee, Y.-B. Computational analysis for scallop seals with sickle grooves, part I: Leakage performance (2021). *Mechanical Systems and Signal Processing*, 147, 107024 (Q1; <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107024>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85088998734&origin=recordpage>).

Здобувачем запропоновано методику числового розрахунку витратних характеристик в залежності від геометрії лункового ущільнення з серповидними канавками.

7. Kim, J., Ha, Y., Zahorulko, A., Lee, Y. Performance assessments and simulations of ROT (radial outflow turbine) for back-pressure turbine generator system (2021). *Energy*, 228, 120551 (Q1; <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120551>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85104079805&origin=recordpage>).

Здобувачем запропоновано методику числового аналізу впливу величини зазору між кромкою лопатки і статором на к.к.д. та вихідну потужність турбіни радіального потоку.

8. Zahorulko, A.V., Lee, Y.-B. Computational analysis for scallop seals with sickle grooves, part II: Rotordynamic characteristics (2021). *Mechanical Systems and Signal Processing*, 147, 107154 (Q1; <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107154>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85089006596&origin=recordpage>).

Здобувачем запропоновано методику числового розрахунку фізики потоку і ротородинамічних коефіцієнтів жорсткості та демпфування лункових демпферних ущільнень.

9. Peczkis G, Wiśniewski P, Zahorulko A. Experimental and Numerical Studies on the Influence of Blade Number in a Small Water Turbine. *Energies*. 2021; 14(9):2604 (Q1; <https://doi.org/10.3390/en14092604>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85106398952&origin=recordpage>).

Здобувачем запропоновано методику числового розрахунку гідродинаміки та к.к.д. водяної турбіни Каплана з різною кількістю лопатей.

10. Zahorulko A.V., Lee Y.-B. Dynamic behavior and difference pressure control of difference pressure regulator for dry gas seals (2022). *Mechanical Systems and Signal Processing*, 165, 108350 (Q1; <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2021.108350>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85113404530&origin=recordpage>).

Здобувачем запропоновано аналітичний метод розрахунку характеристик та проаналізовано вплив турбулентного вхідного дроселя на статичні характеристики та ламінарного дроселя в демпферній камері на динамічну стійкість регулятора перепаду тиску системи сухих газових ущільнень.

11. Zahorulko, A., Borsuk, S., Peczkis, G. (2022). Computational analysis of sealing and stability of a deformable floating and fixed rings of an annular seal. *Journal of Engineering Sciences*, Vol. 9(1), pp. D20-D29 (Q3; <https://jes.sumdu.edu.ua/computational-analysis-of-sealing-and-stability-of-a-deformable-floating-and-fixed-rings-of-an-annular-seal/>;

<https://www.webofscience.com/wos/woscc/full-record/WOS:001222788700012>).

Здобувачем запропоновано розв'язання задачі гідропружності для плаваючих та нерухомих кілець деформованого шпиринного ущільнення.

12. Zahorulko A., Peczkis G., Sapozhnykov Y. (2022). Numerical calculation of 2-way FSI problem of face packing seal: Analysis of parameters change influence. *Journal of Engineering*

*Sciences*, Vol. 9(2), pp. E12-E20. (Q3; <https://jes.sumdu.edu.ua/numerical-simulation-of-2-way-fsi-problem-of-face-packing-seal-impact-of-parameters-change/>; <https://www.webofscience.com/wos/woscc/full-record/WOS:001222703500007>). Здобувачем проаналізовано вплив зміни робочих та геометричних параметрів на величину витоків та розподіл гідростатичного та контактного тиску по ширині пари тертя торцевого сальникового ущільнення.

13. Zahorulko, A., Pozovnyi, O., Peczkis, G. (2023). CFD study of radial and tangential forces in two-annular seals. *Tribology International*, 184, 108449 (Q1; <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108449>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85151881207&origin=recordpage>). Здобувачем запропоновано розрахунковий метод та проаналізовано вплив геометричних параметрів з'єднувальної камери та дифузорної конусності другої шпарини на величину та напрямок радіальної та тангенціальної сил в двохшпаринному ущільненні.

14. Andriy Zahorulko, Oleksandr Pozovnyi, Grzegorz Peczkis, Experimental and CFD analysis of static and dynamic rotor stabilities in three-annular seals, *Tribology International*, Volume 185, 2023, 108566. (Q1; <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108566>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85158000416&origin=recordpage>).

Здобувачем запропоновано розрахунковий і експериментальний методи та пояснено механізми формування децентруючої та дестабілізуючої сил в трьохшпаринних ущільненнях.

15. Noël Brunetière, Andriy Zahorulko, Jean Bouyer, Numerical Simulation of the Behavior of Impulse Gas Seals, *Tribology Online*, 2024, Volume 19, Issue 4, Pages 360-366 (Q3; <https://doi.org/10.2474/trol.19.360>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85198339391&origin=recordpage>). Здобувачем досліджено вплив робочих умов та об'єму камери на товщину газової плівки імпульсного газового ущільнення.

#### **У матеріалах конференцій, що внесені до наукометричних баз даних SCOPUS та/або WoS:**

16. Gaft, J., Martsinkovsky, V., Zahorulko, A., Gromyko, V. Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance (2003) *International Conference on Fluid Sealing*, pp. 505-520 (<https://surl.li/vefzyl>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-2642552273&origin=recordpage>). Здобувачем запропоновано методіку розрахунку та виконані експериментальні дослідження статичних характеристик подвійного імпульсного торцевого ущільнення з саморегульованим зазором.

17. V. Martsynkovskyy, A. Zahorulko, S. Gudkov, S. Mischenko. Analysis of buffer impulse seal. *Procedia Engineering*, Volume 39, 2012, pp. 43-50 (<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.006>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84901012235&origin=recordpage>). Здобувачем проведений аналіз впливу провідності дроселя для підведення запірною середовища на статичні характеристики запірною імпульсного ущільнення.

18. Andrzej Korczak, Volodymyr Marcinkovskyy, Grzegorz Peczkis, Andriy Zahorulko. Diagnosis of the phenomenon of flow as an inspiration to inventions in the domain of constructing hydraulic machines. *Procedia Engineering*, Volume 39, 2012, pp. 286-302 (<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.035>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84901021609&origin=recordpage>). Здобувачем запропонована конструкція запірною врівноважуючого пристрою відцентрового насоса котла та виконано числовий розрахунок ламінарної відцентрової течії через торцевий зазор.

19. A. Radionov, A. Podoltsev, A. Zahorulko. Finite-element analysis of magnetic field and the flow of magnetic fluid in the core of magnetic-fluid seal for rotational shaft. *Procedia*

*Engineering*, Volume 39, 2012, pp. 327-338 (<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.038>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84893174410&origin=recordpage>).

20. A. Zahorulko, C. Kundera, S. Hudkov. Determination of mechanical characteristics of stuffing box packings. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 08/2017; 233(1):012039 (<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/233/1/012039>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-8502987854&origin=recordpage>).

*Здобувачем визначені механічні властивості сальникових набивок.*

21. C. Kundera, V. Martsynkovskyy, A. Zahorulko. Remarks on modeling the flexible seal ring housing. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 08/2017; 233(1):012034 (<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/233/1/012034>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85029901386&origin=recordpage>).

*Здобувачем проаналізовано результати моделювання пружно-демпферних властивостей гнучкого корпусу ущільнювального кільця.*

22. Martsynkovskyy, V.A., Hudkov, S.M., Zahorulko, A.V., Kundera, C. Dynamics of impulse seals with tubular feeders (2021). *Journal of Physics: Conference Series*, 1741 (1), 012033 (<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1741/1/012033>; <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85101839526&origin=recordpage>).

*Здобувачем запропоновано методику розрахунку вимушених осьових коливань та стійкості торцевих імпульсних ущільнень з трубчастими живильниками.*

#### **У фахових спеціалізованих виданнях:**

23. Czeslaw Kundera, Vladimir Martsinkovsky, Andrey Zahorulko. Drgania pierścienia podatnie zamocowanego w bezstykowym uszczelnieniu szalowym. *Вісник Технологічного університету Поділля*, №6, Ч.1, Т.2, 2003. Р. 230-234 (<http://surl.li/gewzef>). *Здобувачем сформульовано та розв'язано математичну модель, яка описує осьові коливання кільця безконтактного торцевого ущільнення.*

24. Загорулько А.В., Кундера Ч., Харин М.Ю. Исследование влияния проводимости подводящего дросселя на статические характеристики затворного импульсного уплотнения. *Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки*, 2005. - №1(73). - Р. 76-85 (<https://surl.li/svnbuw>). *Здобувачем розроблена експериментальна установка, проведені та проаналізовані результати експериментальних досліджень двохступінчатих торцевих імпульсних ущільнень з коаксіальним розташуванням ступенів.*

25. Загорулько А.В., Кундера Ч. Теоретические и экспериментальные исследования затворных импульсных уплотнений с непрерывным подводом. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія "Механізація та автоматизація виробничих процесів"*, випуск №11(14), 2005. - С. 65-73 (<https://surl.li/jsgvtl>). *Здобувачем запропонована математична модель і проведені дослідження запірнього імпульсного ущільнення з неперервним підводом запірнього середовища.*

26. Герасимива Е.П., Загорулько А.В., Кундера Ч. Програмное приложение для автоматизированного расчета динамических характеристик роторов центробежных машин. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія "Механізація та автоматизація виробничих процесів"*, випуск №9(15), 2006. - С. 168-176 (<https://surl.li/pzclbe>). *Здобувачем запропоновано програмний додаток для автоматизованого розрахунку динаміки ротора.*

27. Загорулько А., Герасимива К., Пликін М. Числовой анализ динамических характеристик шпиринных уплотнений. *Машинознавство*, №10, 2007. - С. 23-29 (<https://surl.li/pamrty>).

Здобувачем запропоновано розрахункову модель для розрахунку статичних й динамічних характеристик шпиринних ущільнень з урахуванням прецесії вала.

28. Загорулько А.В., Гудков С.Н. Экспериментальные исследования новых конструкций торцовых сальниковых уплотнений с гидродинамической разгрузкой пары трения. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*, №3 (109), частина 1, 2007. – С. 91-97 (<https://surl.li/myrmhe>). Здобувачем запропоновано нові конструкції та проаналізовано результати експериментальних досліджень торцевих сальників з гідродинамічним розвантаженням пари тертя.

29. Кундера Ч., Михальский Д., Загорулько А.В. Экспериментальные исследования саморегулируемого торцового уплотнения. *Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки*, №1, 2007. – С. 39-45 (<https://surl.li/ppnhls>). Здобувачем проаналізовано результати теоретичних і експериментальних досліджень саморегульованого безконтактного торцевого ущільнення.

30. Е.П. Герасимива, А.В. Загорулько, В.С. Ноздренков. Численное решение двумерной задачи течения жидкости в щелевом уплотнении методом конечных объемов. *Проблемы машиностроения*, №6 -2009. - С. 23-29 (<https://surl.li/yzvmfk>). Здобувачем сформульовано математичну модель числового розрахунку параметрів течії рідини в гладкому шпиринному ущільненні ротора турбомашини.

31. А.В. Загорулько, К.П. Герасимива, Е.И. Алтынцева, С.Н. Гудков. Компьютерное моделирование пространственного течения в кольцевом канале щелевого уплотнения-опоры. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, №6/7(42) - 2009. - С. 22-27 (<https://surl.li/ccgflgvp>). Здобувачем виконано числовий аналіз шпиринного ущільнення-опори та отримані динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфування.

32. Марцинковский В.А., Загорулько А.В., Мищенко С.А. Динамика затворной гидропаты. *Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки*, № 2, 2010. С. 24-34 (<https://surl.li/pbhvny>). Здобувачем отримано лінеаризоване рівняння динаміки нової перспективної конструкції автоматичного врівноважуючого пристрою багатоступеневої відцентрової машини.

33. Загорулько А.В., Гудков С.Н. Решение задачи упругогидродинамической смазки для пары трения торцевого сальникового уплотнения. *Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки*, №3, 2010. С. 75-82 (<https://surl.li/viabfn>). Здобувачем запропонована числова модель та виконаний числовий розрахунок торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічними канавками.

34. С.Н. Гудков, А.В. Загорулько. Ресурсные испытания торцовых уплотнений с реверсивными канавками. *Технологический аудит и резервы производства* - № 1/1(21), 2015:11-15 ([http://nbuv.gov.ua/UJRN/Tatrv\\_2015\\_1%281%29\\_4](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Tatrv_2015_1%281%29_4)). Здобувачем проведені ресурсні випробування торцевого сальникового ущільнення з реверсивними канавками.

35. Д.О. Кайота, А.В. Загорулько, С.В. Паненко. Анализ теплового stanu упорного колодкового підшипника ковзання. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*, № 3 (53) Сентябрь 2018, С. 2-7 ([http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem\\_2018\\_3\\_3](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem_2018_3_3)). Здобувачем запропоновано методику числового аналізу гідродинаміки та теплового стану упорного колодкового підшипника ковзання.

36. Д.В. Лісовенко, А.В. Загорулько, В.А. Марцинковский. Числовой розрахунок трибологічних характеристик торцевої пари зі спіральними канавками. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*, № 1 (55) Март 2019, С.13-17 ([http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem\\_2019\\_1\\_5](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem_2019_1_5)). Здобувачем запропоновано методику числового розрахунку трибологічних характеристик торцевої пари зі спіральними канавками.

37. А.В. Загоруйко, В.А. Марцинковский. Нестационарный анализ двофазной течи та динамічних коефіцієнтів кільцевих ущільнень. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*, № 2 (56) Июнь 2019, С. 24-30 ([http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem\\_2019\\_2\\_7](http://nbuv.gov.ua/UJRN/Kiem_2019_2_7)). Здобувачем запропоновано методику числового розрахунку шпаринного ущільнення з рідинногазовим середовищем.
38. Sapozhnykov, Y., & Zahorulko, A. (2024). Computational studies of stuffing box packing seal wear mechanism using the Archard model. *Problems of Tribology*, 29(2/112), 6–15 (<https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-112-2-6-15>). Здобувачем запропонована числова модель розрахунку напружено-деформованого стану та контакту набивки радіального сальникового ущільнення.
39. Izemenko, V., Zahorulko, A., & Zahorulko, Y. (2024). Leakage and rotordynamic coefficients of labyrinth-scallop seals. *Problems of Tribology*, 29(4/114), 14–23 (<https://doi.org/10.31891/2079-1372-2024-114-4-14-23>). Здобувачем запропоновано методику та проаналізовані результати числового розрахунку витратної характеристики лабіринтно-дункового ущільнення.

#### У іноземних спеціалізованих виданнях:

40. Гафт Я.З., Кундера Ч., Бережной И.С., Загоруйко А.В., Харин М.Ю. Экспериментальные исследования двойных импульсных уплотнений. *Компрессорная техника и пневматика*, №2, 2005. – С. 26-30 (<https://surl.li/vlsceth>). Здобувачем проведені експериментальні дослідження і виконана верифікація розрахункової моделі двохступінчатих імпульсних ущільнень.
41. Cz. Kundera, A. Korczak, A. Zagorulko, K. Gerasimiva, M. Plykin. Numerical simulations of short and long annular seal. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology, Series of Machine Building, Kielce (Poland)*, №7, 2007. – P. 77-89 (<https://surl.li/ivxllh>). Здобувачем запропонована числова модель розрахунку «короткого» та «довгого» шпаринних ущільнень.
42. A. Zahorulko, S. Gudkov, J. Gaft. Experimental investigations of physical-mechanical properties of packings. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology, Series of Machine Building, Kielce (Poland)*, №10, 2008. – P. 115-121 (<https://surl.li/kdrurp>). Здобувачем проведені експериментальні дослідження фізико-механічних властивостей сальникових набивок.
43. A. Zahorulko, S. Korolev, S. Gudkov. Theoretical and experimental investigations of difference pressure regulator „gas-gas” of dry gas seals systems of compressors. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology, Series of Machine Building, Kielce (Poland)*, №10, 2008. – P. 123-138 (<https://surl.li/jgrblg>). Здобувачем проведені теоретичні та експериментальні дослідження статичних і динамічних характеристик регулятора перепаду тиску «газ-газ» сухих газових ущільнень відцентрових компресорів.
44. A. Zahorulko, K. Gerasimiva, Y. Altyncev. Numerical analysis of annular seals-bearings. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology, Series of Machine Building, Kielce (Poland)*, №10, 2008. – P. 105-113 (<https://surl.li/efvmwb>). Здобувачем виконаний числовий аналіз та проаналізовано вплив шпаринного ущільнення-опори на динаміку ротора відцентрового насоса.
45. Andrzej Korczak, Grzegorz Peczkis, Andrzej Zagorulko. Badania laboratoryjne ruchowych uszczelnień czółowych z elastoplastycznym pierścieniem oporowym. *Scientific Proceedings of Kielce University of Technology, Series of Machine Building, Kielce (Poland)*, №13, 2009. - P. 196-205 (<https://surl.li/wexags>). Здобувачем проаналізовано результати лабораторних випробувань торцевих ущільнень з сальниковою набивкою.

46. Andrzej Korczak, Roman Kustos, Andriej Zahorulko. Centrifugal pump for supporting operation of heart left ventricular. *Pumps and pumping stations*, 4/2010 - P. 32-34 (<https://surl.li/elkoya>). Здобувачем запропоновано розрахункову модель проточної частини робочого колеса допоміжного насоса для лівого шлуночка серця.
47. Andrzej Korczak, Wołodimir A. Marcinkowski, Grzegorz Peczkis, Andriej W. Zagorulko. Badania uszczelnień czołowych ze szczeliwem elastoplastycznym. Napędy i sterowanie, Nr. 5 Maj 2011 r., P. 114 – 121 (<https://surl.li/cc/jxmebc>). Здобувачем проведений аналіз результатів експериментальних досліджень торцевих сальникових ущільнень.
48. Andriy Zahorulko, Oleksandr Pozovnyi, Grzegorz Peczkis. Badania numeryczne uszczelnienia dwupierścieniowego. *Pompy Pompownie*, 1/2023. P. 84-94 (<https://surl.li/owextv>). Здобувачем проведений аналіз результатів числових досліджень двошипаринних ущільнень.

### За матеріалами і тезами конференцій:

49. Jakov Gaft, Vladimir Martsinkovsky, Andrey Zagorulko. Sealing mechanism and radial stuffing box seals calculation. Proceedings of X International Engineering Conference "Hermetic sealing, vibroreliability and ecological safety of pump and compressor equipment", Volume 2, SUMY (Ukraine), 2002. - P. 46-57 (<https://surl.li/ubvcdd>). Здобувачем отримано розподіл гідростатичного і контактного тисків по довжині пакета набивки радіального сальникового ущільнення.
50. Czeslaw Kundera, Dariusz Mekhalski, Andrey Zagorulko. Experimental modeling of an active face seal. Proceedings of XI International Engineering Conference "Hermetic sealing, vibroreliability and ecological safety of pump and compressor equipment", Volume 2, SUMY (Ukraine), 2005. - P. 105-115 (<https://surl.li/ywxzua>). Здобувачем проаналізовано результати експериментальних досліджень статичних і динамічних характеристик активного торцевого ущільнення.
51. V. Martsinkovsky, J. Gaft, B. Gromyko, A. Zahorulko. Dry Gas Buffer Impulse Seal Investigations. Proc.XI Int. Conf. *Seals and Sealing Technology in Machines and Devices*. Wrocław, 2007. – P. 141-147 (<https://surl.li/dgqyko>). Здобувачем запропонована математична модель статичного розрахунку і виконані експериментальні дослідження запірної імпульсної ущільнення з неперервним підводом.
52. Загорюлько Андрей, Нефедов Александр. Численное моделирование течения газа в проточной части ступени центробежного компрессора с лабиринтными уплотнениями / Труды XIII Международной инженерной конференции «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования», Харьков (Украина), 2009. Здобувачем виконано числове моделювання течії газу в проточній частині ступені відцентрового компресора з лабиринтними ущільненнями.
53. Cz. Kundera, V.A. Martsinkovsky, A.V. Zahorulko, J.Z. Gaft. Analysis of Buffer Impulse Seal with External Feeders. Proc. Int. Conference "Seals and Sealing Technology in machines and devices", Wrocław-Kudowa Zdrój, 26-28 maja 2010, Poland. – P. 129-140 (<https://surl.li/cc/cvtrdw>). Здобувачем запропонована математична модель динамічного розрахунку запірної імпульсної ущільнення з зовнішніми живильниками.
54. A. Zahorulko, S. Gudkov. Solution of problem concerning elastohydrodynamic lubrication for friction pair of face packing seal. Proc. XIII Int. Conference on *Sealing Technology*, Stuttgart, Germany, 2010. – P. 317-326 (<https://surl.li/qntmph>). Здобувачем запропонована числова модель пружногідродинамічного змащення пари тертя торцевого сальникового ущільнення.
55. A. Zahorulko. Solution of Unsteady Problem of Gas Flow in Buffer Impulse Seal with Differential Pressure Regulator. Proceedings of 17th International *Sealing Conference*, Stuttgart,

- September 13-14, 2012, pp. 546-554 (<https://surl.lu/kdeaoof>). *Здобувачем запропонована числова модель розв'язання нестационарної задачі течії газу в запірному імпульсному ущільненні.*
56. Zahorulko A., Martsynkovskyy V., Kundera Cz., Gaft J. Theoretical and experimental investigations of buffer face impulse seals. Proceedings of 11th EDF-Pprime Workshop: “Behavior of Dynamic Seals in Unexpected Operating Conditions”, Futuroscope, September 27, 2012, pp. 70-80 (<https://surl.cc/ewoulo>). *Здобувачем розроблені експериментальні установки та виконані теоретичні та експериментальні дослідження двохступінчатих торцевих імпульсних ущільнень з коаксіальним розташуванням ступенів.*
57. Y. Ha, J. Kim, A. Zahorulko, Y. Lee. Performance prediction according to tip clearance of radial turbine using CFD. Korean Society for Fluid Machinery Conference, 11/2018, p. 355-356 (<https://surl.li/sdvwqj>). *Здобувачем запропонована розрахункова модель і виконані розрахункові дослідження характеристик турбіни радіального виходу з плоским зазором між кромкою лопатки і стінкою.*
58. A. Zahorulko. Buffer Seals with Self-Adjusting Clearance for Chemical Pump and Compressor Machinery. Korean KOSC International Conference. – Pocheon, Republic of Korea – 2018. P. 11 (<https://surl.li/xepjoc>). *Здобувачем отримані результати аналітичних, розрахункових і експериментальних досліджень запірних ущільнень з саморегулюючим зазором.*
59. A. Zahorulko, W. Kwak, B. Choi, Y. Lee. CFD study of fluid dynamic forces acting on cage of cryogenic ball bearing under hydrodynamic lubrication conditions. Korean Tribology Society (KTS) 67th Spring Conference 2019, 17-19 April 2019, Jeju, Korea, p. 71-72 (<https://surl.lu/ojhwqs>). *Здобувачем запропоновано розрахункову модель для дослідження динамічних сил рідини, які діють на сепаратор криогенного кулькового підшипника кочення при гідродинамічному режимі змащення.*
60. D. Kong, W. Kwak, A. Zahorulko, Y. Lee. Monitoring and diagnosis technology of turbo machine system using Augmented Reality (AR) technology. Summer Conference of the Korean Fluid Machinery Society, Phoenix Pyeongchang, 2019.07.03 ~ 07.05 (<https://surl.li/xmbctx>). *Здобувачем виконано аналіз системи моніторингу і діагностики турбомашини.*
61. A. Zahorulko, D. Kayota, Vas. Martsynkovskyy, J. Boyer, M. Fillon. Thermohydrodynamic study of tilting pad thrust bearing with oil film cooling. 18th EDF/Pprime Workshop “Challenges in Sliding Bearing Technologies for Clean and Low Carbon Energy Applications”, EDF Lab Paris-Saclay – October 10&11, 2019 (<https://surl.lt/tliiag>). *Здобувачем запропоновано розрахункову модель упорного підшипника ковзання з маслоз'ємними скребками та охолодженням термонавантаженої зони колодки.*
62. A. Zahorulko, D. Lisovenko, N. Brunetiere, J. Boyer. Thermoelastohydrodynamic and vibration analysis of gas face impulse seals for high operating parameters and CO<sub>2</sub> applications. 19<sup>th</sup> Pprime Workshop: “Sealing challenges in sustainable applications”, Futuroscope, October 15, 2020 – 9 p. (<https://surl.li/dmlqdk>). *Здобувачем виконано термopружногідродинамічний і вібраційний аналіз газових торцевих імпульсних ущільнень на високі параметри і для застосувань вуглекислого газу.*
63. Zahorulko A. and Pozovnyi O. Influence of multi-annular seals on leakages and rotordynamics of centrifugal pumps. 21th Pprime Workshop: “Sealing challenges in high speed applications”, Angoulême, October 6, 2022, 16 p. (<https://surl.cc/okxelk>). *Здобувачем визначено вплив багатопаринних ущільнень на витіки і ротородинамічні характеристики відцентрових насосів.*
64. Гафт Я.З., Кундера Ч., Загоруйко А.В., Марцинковский В.А. Механизм герметизации, расчет и конструкции торцевых сальниковых уплотнений. *Технологии XXI века. Сборник*

- статей по материалам 10-й международной научно-практической конференции. Том 2 / Под ред. д.т.н., проф. Захарова Н.В. – Сумы: СНАУ, 2003. С. 3-9 (<https://surli.cc/dsnyrn>). *Здобувачем запропоновані конструкції торцевих сальникових ущільнень.*
65. Загорулько А.В., Билаш В.Н., Герасимива Е.П., Кундера Ч. Виртуальный стенд для исследования гидродинамических характеристик уплотнений. *Технологии XXI века.* Сборник статей по материалам 13-й международной научно-практической конференции. Сумы: СНАУ, 2006. С. 61 (<https://surli.cc/bpbkqi>). *Здобувачем запропонований програмний додаток для автоматизованого розрахунку гідродинамічних характеристик шпаринних ущільнень.*
66. Гудков С.Н., Загорулько А.В., Кундера Ч. Решение задачи упрогидродинамической смазки для торцового сальникового уплотнения с гидродинамической разгрузкой пары трения. *Технологии XXI века.* Сборник статей по материалам 13-й международной научно-практической конференции. Сумы: СНАУ, 2006. С. 61-62 (<https://surli.cc/bpbkqi>). *Здобувачем запропонована конструкція торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя і зворотним нагнітанням потоку рідини в зазорі.*
67. Анжей Корчак, Андрій Загорулько, Иван Павленко. Аналіз динаміки осевого зрівноважувального пристрою з пружньоопертою подушкою. Сьомий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Львів: КІНПАТРІ ЛТД. 18-20 травня 2005 р. С. 21-22 (<https://surl.li/ydxuyj>). *Здобувачем проведений аналіз динаміки пристрою осевого зрівноваження.*
68. Андрій Загорулько, Катерина Герасимива. Числове моделювання тривимірної течії у кільцевому каналі шпаринного ущільнення. Восьмий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Львів: КІНПАТРІ ЛТД. 23-25 травня 2007 р. С. 63-64 (<https://surl.li/asymbt>). *Здобувачем запропоновано розрахункову модель тривимірної течії у кільцевому каналі шпаринного ущільнення.*
69. Андрій Загорулько, Сергій Гудков, Чеслав Кундера. Числове моделювання задачі гідропружності та оптимізація геометрії структур нагнітання торцевих сальникових ущільнень. 3-я міжнародна науково-технічна конференція «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», 7-9 листопада 2012 р. м. Львів: КІНПАТРІ ЛТД. С. 117 (<https://surl.li/zmqhvw>). *Здобувачем виконано числове розв'язання задачі пружногідродинамічного змащення для торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя.*
70. Паненко С.В., Кайота Д.О., Загорулько А.В. Експериментальні та обчислювальні дослідження упорного підшипника ковзання. Міжнародна науково-технічна конференція "Прогресивна техніка технологія та інженерна освіта", м. Київ, 19 – 22 червня 2018 р. С. 227-228 (<https://surl.li/qhvswt>). *Здобувачем запропонована розрахункова модель та проведені обчислювальні дослідження упорного підшипника ковзання.*
71. Дмитро Кайота, Андрій Загорулько. Числовий розрахунок упорного підшипника ковзання відцентрового компресора. 6-а міжнародна науково-технічна конференція «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій»: Матеріали 6-ї Міжнародної науково-технічної конференції. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД. - 2018. 25 - 26 жовтня 2018 р. С. 109-111 (<https://surl.li/cvvhax>). *Здобувачем виконано числовий розрахунок упорного підшипника ковзання відцентрового компресора.*
72. N. Brunetière, A. Zahorulko, J. Bouyer, 2023, "Dynamic behavior of textured impulse seals", 9th International Tribology Conference, 25-30 September, Fukuoka, Japan, Presentation 30-H-05. P.1-15 (<https://surl.li/gsqjif>). *Здобувачем проаналізовано результати динамічного*

*розрахунку газового імпульсного ущільнення в залежності від робочих і конструктивних параметрів.*

73. N. Brunetière, A. Zahorulko, J. Bouyer, 2024, “Numerical Study of Textured Impulse Gas Seals”, 78th STLE Annual Meeting & Exhibition, May 19-23, 2024, Minneapolis, Minnesota (USA), Presentation 4001211. P.1-20 (<https://surl.lu/rolrsj>). Здобувачем проаналізовано результати числових і аналітичних розрахунків залежностей середнього зазору, витоків та моменту тертя від робочого параметра.

74. Zahorulko A., Brunetière N., Blasiak S., Bouyer J. CFD simulation of the thermohydrodynamic problem of a gas buffer impulse seal. 23rd Cetim Pprime Workshop: “Seals for green power generation”, Futuroscope, October 17, 2024, P.1-14 (<https://surl.lu/ritcke>). Здобувачем запропоновано розрахункову модель розв’язання задачі термогідродинамічного мащення газового запірною імпульсного ущільнення.

#### **За патентами та свідоцтвами:**

75. В.А. Марцинковский, Я.З. Гафт, А.В. Загорулько. Уплотнение вала. Патент RU 2181453. – 2002 (<https://surl.lu/zyxobi>). Здобувачем запропоновано конструкцію торцевого сальникового ущільнення з вирівнюванням контактної тиску.

76. Andrzej Korczak, Włodzimierz A. Marcinkowski, Grzegorz Peczkis, Andrzej W. Zagorulko. Zespół tarczy odciążającej siłę osiową pompy do zasilania kotłów parowych. Patent of Poland PL 209054 B1. - 29.07.2011 (<https://api-ewyszukiwarka.pue.uprp.gov.pl/api/collection/4a9f8744ad0d94c0a7eb72296fa3b6ed#search=%2209%20054%22>). Здобувачем запропоновано конструкцію запірною пристрою осьового зрівноваження ротора насоса парового котла.

77. Andrzej Korczak, Grzegorz Peczkis, Andrey Zagorulko. Pozioma pompa odśrodkowa wielostopniowa. Patent of Poland PL 216809 B1. - 30.05.2014 (<https://api-ewyszukiwarka.pue.uprp.gov.pl/api/collection/0b56692f35ff93dacce733a79795bb8>).

Здобувачем запропоновано конструкцію пристрою осьового та радіального зрівноваження ротора багатоступеневого відцентрового насоса.

78. С.М. Гудков, А.В. Загорулько. Сальникове ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя. Патент на корисну модель України №141983, 12.05.2020, Бюл. № 9 (<https://surl.li/xeknkv>). Здобувачем запропоновано конструкцію торцевого сальникового ущільнення з гідродинамічним розвантаженням пари тертя.

79. Загорулько А.В., Таран І.В. Комп’ютерна програма "ROLL\_ПОДШИПНИК". Рішення про реєстрацію договору, який стосується права автора на твір, реєстраційний номер 6385 від 28.10.2021 – Номер заявки s202100398, 21.10.2021 (<https://surl.li/ddszbm>). Здобувачем запропоновано програмний додаток для автоматизованого розрахунку ущільнень-опор.

80. Загорулько А.В. Комп’ютерна програма "ROLL\_Торцеве ущільнення". Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №109303 від 10.11.2021 – Номер заявки s202107535, 21.10.2021 (<https://surl.li/ttqjau>).

81. Загорулько А.В. Комп’ютерна програма "ДИПРОТОР". Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №109033 від 02.11.2021 – Номер заявки s202107268, 11.10.2021 (<https://surl.lu/phfruu>).

82. Загорулько А.В. Комп’ютерна програма «ROLL-ГИДРОПЯТА». Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №109306 від 10.11.2021 - Номер заявки s202107532, 21.10.2021 (<https://surl.lu/gheecp>).

83. Загорулько А.В. Запірне торцеве імпульсне ущільнення з регулюванням тиску запірною середовища. Пат. на корисну модель 160618 Україна: МПКF16J 15/34. №u 2024 05986; заявл. 2024-12-17; опубл. 2025-09-24, Бюл. № 39 (<https://surl.cc/inasqm>).

84. Загорулько А.В.; Позовний О.О. Двошпаринне ущільнення зі з'єднувальною камерою збільшеного радіального розміру. Пат. на корисну модель 160315 Україна: МПКF04D 29/16. № 2024 06116; заявл. 2024-12-23; опубл. 2025-08-27, Бюл. № 35 (<https://surl.li/foqqsq>). *Здобувачем запропоновані геометрії з'єднувальних камер двошпаринних ущільнень збільшеного радіального розміру.*

85. Свідцтво про реєстрацію авторського права на твір «Науковий твір «Методика інженерного розрахунку торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя» № 140588 Україна / Загорулько А.В., Гудков С.М.; СумДУ; заяв. 2025-09-09; опубл. 2025-11-06 (<https://surl.li/dciqyj>). *Здобувачем запропонована методика числового розрахунку торцевих сальникових ущільнень з гідродинамічним розвантаженням пари тертя.*

#### За розділами монографій:

86. Герасиміва К.П., Загорулько А.В., Ноздренков В.С. Розрахунок динамічних характеристик коротких та довгих шпаринних ущільнень: Вибронадежність и герметичність центробежних машин: монографія / под редакцией В.А. Марцинковского, А.В. Загорулько. - Сумы: Сумський державний університет, 2011. - С. 135-145 (<https://surl.li/pxxehw>). *Здобувачем запропоновано математичну модель, основу на методі малих збуджень, яка дозволяє оцінити динамічні коефіцієнти «короткого» та «довгого» шпаринних ущільнень.*

87. Dynamics and design problems of centrifugal machines. Collective monograph / edited by Czeslaw Kundera and Volodymyr Martsynkovskyy. Kielce 2016 – 106 p. Andriy Zahorulko, Sergii Gudkov. Chapter 5. Experimental definition of tribomechanical characteristics of stuffing box packings. P. 64-74 (<https://surl.li/gskycw>). *Здобувачем визначені трибомеханічні характеристики сальникових набивок.*

#### АНОТАЦІЯ

**Загорулько А.В. Наукові основи трибологічного забезпечення герметизації, змащення та стійкісних характеристик роторів відцентрових машин. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах» (13 – Механічна інженерія). – Сумський державний університет, Суми, 2026.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню важливої науково-технічної проблеми трибологічного забезпечення герметизації, змащення та стійкісних характеристик роторів відцентрових машин шляхом застосування нових високоефективних конструкцій шпаринних і торцевих ущільнень та опор, а також конструктивних способів підвищення їх жорсткісних характеристик і демпфувальних властивостей.

На основі числового аналізу, виконаного методом скінчених об'ємів, визначено гідродинамічні сили та моменти, що виникають у зазорах «коротких» і «довгих» шпаринних ущільнень. Показано, що «довгі» шпарини характеризуються більшими коефіцієнтами жорсткості та демпфування і можуть ефективно використовуватись у якості ущільнень-опор. Встановлено, що при значному переважанні окружної швидкості над осьюою в ламінарному режимі течії потік у «довгій» шпарині набуває спіралеподібної структури, що може призводити до втрати динамічної стійкості ротора.

Експериментально та розрахунково досліджено вплив геометричних параметрів і наявності радіальних ребер у з'єднувальних камерах, збільшеного об'єму з'єднувальної

камери та дифузорної форми другої шпарини на витоки та радіальні й тангенціальні сили реакції мастильного шару у зазорі дво- і трьохшпаринних ущільнень. Визначено особливості течії рідини в багатошпаринному ущільненні та встановлено вплив тангенціального коефіцієнта тертя на статорній поверхні на величину тангенціальної гідродинамічної сили.

Проведено розрахунковий аналіз герметичності та ротородинамічних характеристик демпферних лункових ущільнень. Порівняння їх характеристик зі стільниковими, з сіткою отворів та кишеньковими демпферними ущільненнями показало переваги запропонованих конструкцій і методів їх розрахунку для високооборотових турбомашин.

Розроблено аналітичний метод розрахунку характеристик газового регулятора перепаду тиску прямої дії для систем сухих газових ущільнень, який забезпечує уникнення режимів динамічної нестійкості та підтримання необхідного перепаду тиску в усьому робочому діапазоні відцентрового компресора.

Методами обчислювальної гідродинаміки розв'язано задачі нестационарної течії мастильного шару в зазорі та термогазодинамічного розрахунку запірних торцевих імпульсних ущільнень. Проведено верифікацію розрахункових моделей за експериментальними даними, отриманими на спеціалізованих стендах. Визначено вплив геометричних параметрів, теплових і силових деформацій кілець, а також динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфування на ефективність роботи ущільнення.

Розроблено методику числового розрахунку термогідродинамічної задачі для упорного підшипника ковзання зі скребками та охолодженням термонавантаженої зони, що дозволяє аналізувати тепловий стан підшипника з отворами для охолодження та елементами відведення нагрітого мастила. Отримано нові наукові дані щодо гідродинамічного режиму змащення в упорному підшипнику ковзання.

Розроблено методику числового розв'язання задачі гідродинамічного змащення кулькових підшипників, які змащуються робочою рідиною, що перекачується (рідким азотом). Отримано результати числового визначення розподілу тисків, гідродинамічних сил та моменту тертя, які порівняно з даними експериментальних досліджень.

Отримано результати числового аналізу динаміки імпульсного газового ущільнення на основі розв'язання нестационарного рівняння Рейнольдса для мастильного шару та рівнянь руху статорного кільця. Показано, що після запуску агрегату торцеві поверхні розділяються газовою плівкою, товщина якої коливається навколо середнього значення, збільшується зі зростанням швидкості обертання та глибини камер і зменшується при підвищенні тиску ущільнювального газу.

Розроблено теоретичні основи розв'язання задачі гідродинамічного змащення з урахуванням контактної взаємодії поверхонь і податливості набивки для торцевого сальникового ущільнення з податливим дном та гідродинамічним розвантаженням пари тертя.

Виконано порівняльний аналіз динамічних характеристик безконтактних газових торцевих ущільнень з модифікованими поверхнями (конусність, спіральні канавки, хвилястість, радіальні канавки). Встановлено, що амплітуда коливань статора залежить від низки факторів, серед яких визначальними є кутова швидкість обертання та геометричні параметри модифікацій поверхні. Показано, що раціональний вибір робочих і геометричних параметрів дозволяє істотно зменшити амплітуду кутових коливань статора та забезпечити динамічну стійкість ущільнення.

За результатами досліджень створено методики числового та аналітичного розрахунку статичних і динамічних характеристик нових конструкцій ущільнень і опор відцентрових машин, які впроваджено на підприємствах машинобудівної галузі України.

Окремі методики реалізовано у вигляді програмних модулів і додатків до програмного комплексу ANSYS.

**Ключові слова:** гідростатичне, гідродинамічне та змішане змащення, обчислювальна гідродинаміка, методи планування експерименту, задача пружногідродинамічного змащення, термогазодинамічна задача, трибомеханічні, витратні і ротородинамічні характеристики, коефіцієнти жорсткості і демпфування, запірні імпульсні ущільнення, запірний пристрій осьового врівноваження, регулятор перепаду тиску, ущільнення-опори, двох- та трьохшпарні ущільнення, демпферні лункові ущільнення, деформовані плаваючі ущільнення, торцеві сальникові ущільнення, упорний колодковий підшипник ковзання, криогенний кульковий підшипник.

## ANNOTATION

**Zahorulko A.V. Scientific bases of tribological providing of sealing, lubrication and stability characteristics of centrifugal machine rotors. – Qualification scientific work in the form of a manuscript.**

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences in the specialty 05.02.04 “Friction and wear in machines” (13 – Mechanical Engineering). – Sumy State University, Sumy, 2026.

The dissertation is devoted to solving an important scientific and technical problem of tribological providing sealing, lubrication and stability characteristics of rotors of centrifugal machines by using new highly efficient designs of annular and face seals and bearings, as well as constructive methods of increasing their stiffness characteristics and damping properties.

Based on the numerical analysis performed by the finite volume method, the hydrodynamic forces and moments that arise in the clearances of “short” and “long” annular seals were determined. It was shown that “long” annulus are characterized by higher stiffness and damping coefficients and can be effectively used as seals-bearings. It was established that with a significant predominance of the circumferential velocity over the axial velocity in the laminar flow regime, the flow in the “long” annulus acquires a spiral structure, which can lead to a loss of the rotor’s dynamic stability.

The influence of geometric parameters and the presence of radial ribs in the connecting cavities, the increased volume of the connecting cavity and the diffuser shape of the second clearance on the leakage and radial and tangential reaction forces of the lubricating layer in the clearance of two- and three-annular seals was experimentally and computationally investigated. The features of the fluid flow in a multi-annular seal were determined and the influence of the tangential friction coefficient on the stator surface on the magnitude of the tangential hydrodynamic force was established.

A computational analysis of the sealing and rotordynamic characteristics of damper scallop seals was carried out. Comparison of their characteristics with honeycomb, hole pattern and pocket damper seals showed the advantages of the proposed designs and methods of their calculation for high-speed turbomachines.

An analytical method for calculating the characteristics of a direct-acting gas difference pressure regulator for dry gas seal systems was developed, which ensures the avoidance of dynamic instability modes and maintenance of the required pressure drop throughout the operating range of the centrifugal compressor.

The problems of unsteady flow of the lubricating layer in the gap and thermogasdynamic calculation of buffer face impulse seals were solved using computational fluid dynamics methods. Verification of calculation models was carried out using experimental data obtained on

specialized stands. The influence of geometric parameters, thermal and force deformations of the rings, as well as dynamic stiffness and damping coefficients on the efficiency of the seal was determined.

A method for numerical calculation of the thermohydrodynamic problem for a thrust bearing with scrapers and cooling of the thermally loaded zone was developed, which allows analyzing the thermal state of the bearing with cooling holes and elements for removing heated oil. New scientific data on the hydrodynamic lubrication mode in a thrust bearing were obtained.

A method for numerically solving the problem of hydrodynamic lubrication of ball bearings lubricated by a pumped working fluid (liquid nitrogen) was developed. The results of numerical determination of the distribution of pressures, hydrodynamic forces and friction torque were obtained, which were compared with the data of experimental studies.

The results of the numerical analysis of the dynamics of the impulse gas seal were obtained based on the solution of the unsteady Reynolds equation for the lubricating layer and the equations of motion of the stator ring. It was shown that after the unit is started, the face surfaces are separated by a gas film, the thickness of which fluctuates around the average value, increases with increasing rotational speed and cavity depth and decreases with increasing sealing gas pressure.

Theoretical bases for solving the problem of hydrodynamic lubrication have been developed, taking into account the contact interaction of surfaces and the flexibility of the packing for a face packing seal with a flexible bottom and hydrodynamic friction pair unloading.

A comparative analysis of the dynamic characteristics of non-contact gas mechanical seals with modified surfaces (conicity, spiral grooves, waviness, radial grooves) has been performed. It has been established that the amplitude of stator oscillations depends on a number of factors, among which the angular speed of rotation and the geometric parameters of surface modifications are decisive. It has been shown that the rational choice of operating and geometric parameters allows to significantly reduce the amplitude of angular oscillations of the stator and to ensure the dynamic stability of the seal.

According to the results of the research, methods of numerical and analytical calculation of static and dynamic characteristics of new designs of seals and bearings of centrifugal machines have been created, which have been implemented at companies of machinebuilding industry of Ukraine. Individual methods are implemented in the form of modules and applications to the ANSYS software package.

**Keywords:** hydrostatic, hydrodynamic and mixed lubrication, computational fluid dynamics, design of experiment methods, elastohydrodynamic lubrication problem, thermogasdynamic problem, tribomechanical, flow and rotordynamic characteristics, stiffness and damping coefficients, buffer impulse seals, buffer axial balancing device, differential pressure regulator, seals-bearings, two- and three-annular seals, damper scallop seals, deformed floating ring seals, face packing seals, thrust pad sliding bearing, cryogenic ball bearing.