

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Зуєва Наталія Вікторівна

УДК 621.65.01

**ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ТОРЦЕВИХ ДРОСЕЛІВ ТА ДИНАМІКА ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕНЬ**

05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Суми – 2007

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

Науковий керівник - кандидат технічних наук, професор
ХВОРОСТ Володимир Андрійович,
Сумський державний університет.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
ЖОВДАК Валерій Олексійович,
Національний технічний університет
"Харківський політехнічний інститут" (м. Харків),
професор кафедри динаміки та міцності машин;

кандидат технічних наук, доцент
ШИЙКО Олександр Миколайович,
Сумський національний аграрний університет Міністерства
аграрної політики України (м. Суми),
доцент кафедри фізики та прикладної механіки.

Провідна установа - Інститут проблем машинобудування
ім. А.М. Підгорного НАН України (м. Харків).

Захист дисертації відбудеться 31 травня 2007 р. о 15⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої
вченої ради К 55.051.03 у Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул.
Римського-Корсакова, 2.

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Сумського державного університету за
адресою: 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

Автореферат розісланий " 27 " квітня 2007 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Савченко Є.М.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. У відцентрових насосах основними вузлами, що визначають їх надійність і економічність, є опорно-ущільнювальні системи. В якості кінцевих ущільнень ротора в багатьох випадках використовуються торцеві ущільнення. У багатоступеневих відцентрових насосах для урівноваження осьової сили досить часто використовують опорно-ущільнюючі автоматичні системи осьового урівноваження (АСОУ) роторів відцентрових машин, або так звані “гідроп’яти”, які разом з функцією розвантаження виконують функцію ущільнення. Найважливішим елементом торцевих ущільнень ротора і пристроїв автоматичного розвантаження є торцевий дросель, гідродинамічні характеристики якого і визначають надійність і економічність цих вузлів. Існуючі теоретичні розробки, що стосуються гідродинаміки течії рідини в торцевих дроселюючих каналах використовують досить спрощену модель при отриманні аналітичних виразів, що визначають гідродинамічні характеристики. Головні спрощення стосуються товщини шару рідини в щілині, опису руху поверхонь, які утворюють торцеву щілину, самого методу аналітичного розв’язання рівнянь, що описують дану течію, нехтують силами інерції і впливом місцевих гідравлічних втрат. Припущення, що вводяться як для опису моделі торцевого дроселя, так і при аналітичному розв’язанні задачі течії, можуть за певних умов призвести до значних похибок при розрахунку статичних і динамічних характеристик вузлів. Особливо це стосується торцевих ущільнень відцентрових насосів з високими робочими параметрами і головним чином - торцевого дроселя гідроп’яти. Проблемі дослідження і конструювання ущільнень і гідроп’ят приділяється велика увага, проте і на сьогоднішній день нерідкі випадки, коли ці вузли за надійністю і герметичністю не задовольняють умовам експлуатації.

Зв’язок роботи з науковими програмами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету при проведенні робіт з держбюджетної тематики відповідно до координаційного плану Міністерства освіти і науки України і реалізована в науково-дослідних роботах “Дослідження гідромеханічних систем “ротор-опори-ущільнення” і розробка методів підвищення екологічної безпеки відцентрових машин” (ДР№0100U003222) та “Дослідження комбінованих опорно-ущільнюючих автоматичних систем осьового урівноваження роторів відцентрових насосів і компресорів та розробка методів підвищення їх економічності і екологічної безпеки” (ДР№0106U001937).

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є уточнення гідродинамічних характеристик торцевих дроселів та визначення їх впливу на динаміку безконтактних торцевих ущільнень і опорно-ущільнюючих АСОУ роторів відцентрових машин, а також уточнення методик розрахунку цих вузлів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- провести теоретичне дослідження гідродинаміки течії в торцевих дроселюючих каналах з урахуванням сил інерції рідини і втрат на місцевих гідравлічних опорах;
- розглянути динаміку аксіально-рухомих кілець торцевих ущільнень і вплив гідродинамічних характеристик торцевого дроселя на вібраційний стан, надійність і герметичність ущільнювального вузла;
- з урахуванням одержаних гідродинамічних сил і моментів у торцевому дроселі уточнити статичні та динамічні характеристики опорно-ущільнюючої АСОУ роторів відцентрових машин;
- уточнити методики розрахунку безконтактних торцевих ущільнень і опорно-ущільнюючих АСОУ роторів відцентрових машин;
- оцінити адекватність одержаних аналітичних результатів реальним фізичним процесам за допомогою експерименту.

Об'єкт дослідження: торцевий дросель, що є невід'ємним елементом торцевих ущільнень, упорних підшипників ковзання, а також опорно-ущільнюючої АСОУ роторів відцентрових машин.

Предмет дослідження: гідродинамічні характеристики торцевих дроселів з урахуванням сил інерції і втрат на місцевих гідравлічних опорах, а також їх вплив на динаміку ущільнювальних вузлів.

Методи дослідження. Задача течії рідини у торцевому дроселі розв'язувалася з використанням основних рівнянь класичної гідродинаміки. При цьому застосовувалися певні допущення, обумовлені характером течії рідини в торцевому дроселі, без яких аналітичне розв'язання задачі неможливе.

Для аналізу динаміки системи торцевого ущільнення використовувалися рівняння коливань, одержані з рівняння Лагранжа II роду для аксіально-рухомих кілець ущільнення з урахуванням гідродинамічних сил і моментів, обумовлених тиском рідини в торцевому дроселі.

Для дослідження стійкості аксіально-рухомих кілець ущільнення застосовувався критерій Гурвіца.

Достовірність одержаних у роботі теоретичних результатів оцінювалась їх порівнянням з експериментальними, одержаними для окремих випадків.

Наукова новизна одержаних результатів.

Вперше розглянута задача течії рідини для загальної моделі торцевого дроселя, утвореного двома аксіально-рухомими кільцями ущільнення, з урахуванням локальної і конвективних сил інерції та втрат на місцевих гідравлічних опорах на вході і виході торцевого дроселя для ламінарного і турбулентного режимів течії, а також одержані аналітичні вирази для визначення гідродинамічних характеристик торцевих дроселів.

З урахуванням одержаних сил тиску рідини досліджена динаміка аксіально-рухомих кілець безконтактного торцевого ущільнення. Оцінений вплив характеру течії рідини в торцевому дроселі

на вібраційний стан безконтактного торцевого ущільнення і пружно встановленого кільця модифікованої конструкції гідроуп'яти.

Дані кількісні і якісні оцінки впливу сил і моментів в торцевих дроселях на статичні і динамічні характеристики ущільнення. Показано, що врахування сил інерції справляє значний вплив на демпферні характеристики шару рідини, а врахування втрат на місцевих гідравлічних опорах змінює пружні характеристики системи.

Запропоновано уточнення методик розрахунку, що дозволяють врахувати сили і моменти, обумовлені інерцією рідини і втратами на місцевих гідравлічних опорах в торцевих дроселях ущільнень і опорно-ущільнюючих АСОУ роторів відцентрових машин, зокрема, модифікованих гідроуп'ят з пружно встановленими кільцями.

Практична цінність. Результати роботи можуть бути використані при розробці і проектуванні, а також дослідженнях надійності і герметичності торцевих ущільнень та інших вузлів відцентрових машин, що містять торцеві дроселі (безконтактні торцеві ущільнення, гідроуп'яти, упорні підшипники ковзання та ін.)

Приведені уточнення методик розрахунку можуть використовуватися для оцінки власних частот, амплітуд вимушених коливань і динамічної стійкості аксіально-рухомих кілець торцевих ущільнень роторів відцентрових машин і, зокрема, пружно встановлених кілець модифікованих конструкцій гідроуп'ят.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій, приведених в дисертаційній роботі, забезпечується тим, що вони ґрунтуються на класичних законах гідродинаміки течії рідини і підтверджуються результатами експериментальних досліджень.

Основні результати роботи впроваджені в практику проектування і досліджень відцентрових насосів на ВАТ “Науково-дослідний та проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування “ВНДІАЕН” (м. Суми), ВАТ “Сумське машинобудівне науково-виробниче об'єднання ім. М.В. Фрунзе”, а також використовуються в навчальному процесі в Сумському державному університеті для студентів спеціальності “Динаміка і міцність”, що підтверджується відповідними актами.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, наведені в дисертації, належать автору і опубліковані в статтях і збірниках наукових праць без співавторів. У роботі [4], опублікованій у співавторстві, здобувачем виконана розробка уточнень методики розрахунку статичних і динамічних характеристик модифікованої конструкції гідроуп'яти з пружно встановленим кільцем. У роботі [6] здобувачем виконані теоретичні дослідження течії рідини в торцевому дроселі, а також проведений порівняльний аналіз експериментальних і теоретичних даних. У роботі [9] здобувачем особисто розроблено математичну модель гідроуп'яти з пружним елементом. Постановка задачі,

аналіз і узагальнення результатів проведені спільно з науковим керівником роботи, який координував основні етапи роботи над дисертацією.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати роботи були представлені та обговорювалися: на міжнародних науково-технічних конференціях “Герметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання”, м. Суми, 2002 і 2005 р.р.; на 6-му міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові, 2003 р.; на міжнародній науково-технічній конференції “Вдосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання”, м. Зміїв, 2003 р.; на міжнародній конференції “Технології XXI століття”, м. Алушта, 2005 р.; на наукових семінарах кафедри загальної механіки і динаміки машин і науково-технічних конференціях викладачів, співробітників і студентів механіко-математичного факультету Сумського державного університету. У повному обсязі робота доповідалася на розширеному засіданні кафедри загальної механіки і динаміки машин Сумського державного університету.

Публікації. Результати дисертації опубліковані в 9 друкованих роботах, з них 6 - статті в спеціалізованих виданнях, що входять до переліку, затвердженого ВАК України, 3 - доповіді в збірниках праць міжнародних науково-технічних конференцій.

Структура і об'єм роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел, що містить 108 найменувань, і 1 додатку. Загальний об'єм дисертації складає 159 сторінок, 48 рисунків по тексту, 6 таблиць і 3 сторінки додатку. Об'єм основного тексту дисертації складає 127 сторінок.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми, сформульовані мета і задачі дослідження, визначені основні положення, які мають наукове і практичне значення, подана загальна характеристика роботи.

У **першій главі** дисертації зроблено огляд існуючих конструкцій та методик розрахунку торцевих ущільнень і опорно-ущільнюючих АСОУ роторів відцентрових машин. Показано, що однією з основних задач насособудування є вдосконалення і розробка нових, більш ефективних та надійних конструкцій цих вузлів.

У процесі конструювання ущільнень і гідроп'ят виникає необхідність у визначенні їх статичних і динамічних характеристик. Для правильного розрахунку цих характеристик необхідно детальніше досліджувати гідродинамічні процеси в утвореному парою гладких поверхонь торцевому дроселі, який є основним елементом торцевих ущільнень, гідроп'ят, а також упорних підшипників ковзання та ущільнень з плаваючими кільцями. В першу чергу це актуально для вузлів високонапірних та високошвидкісних відцентрових насосів (рис. 1).

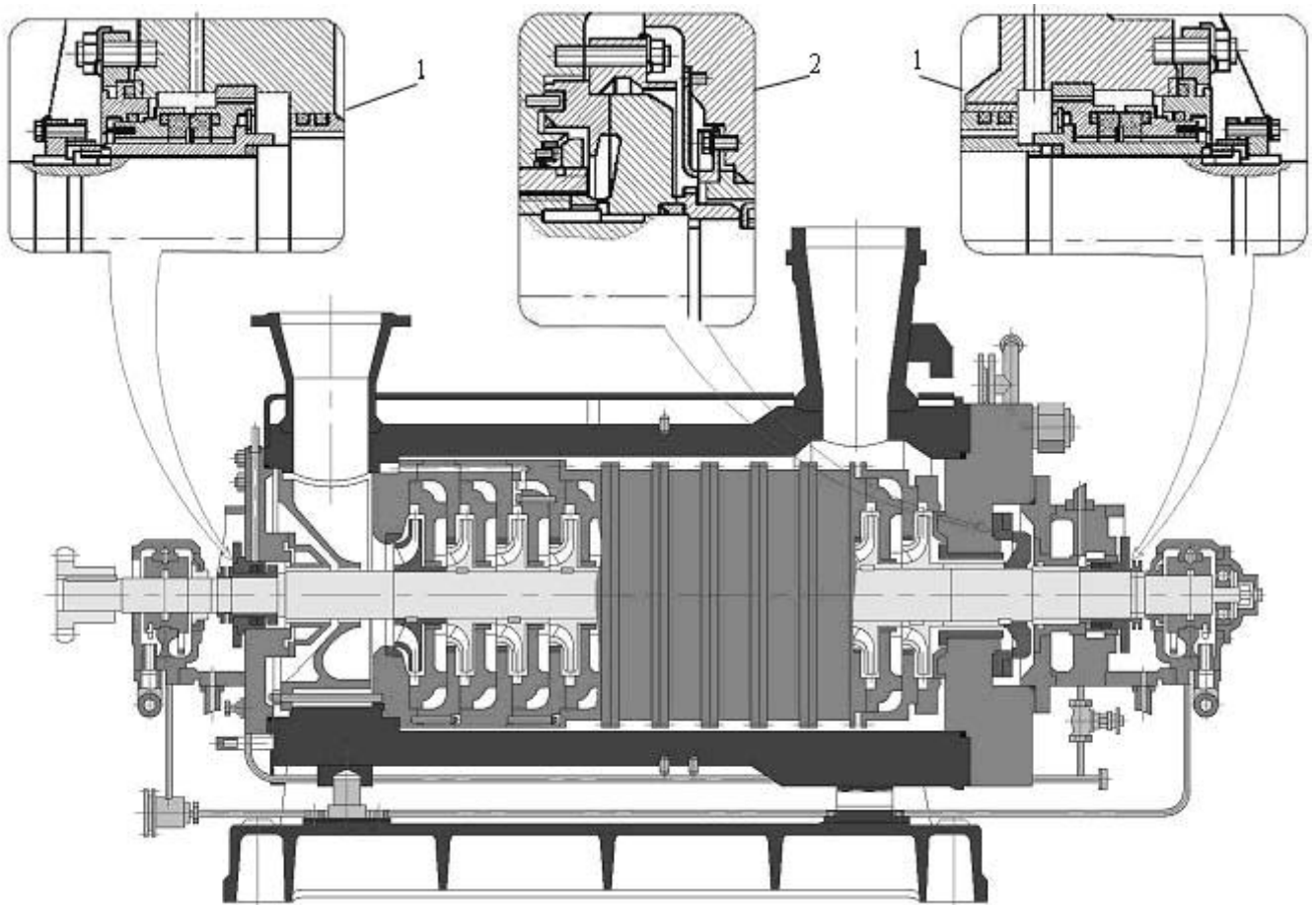


Рисунок 1 - Багатоступеневий живильний насос ПЕ 580-185-5:

1- торцеві ущільнення; 2 – автоматичний розвантажувальний пристрій (гідроп'ята)

Ущільнюючий ефект торцевої щілини ґрунтується на її великому гідравлічному опорі, який значною мірою залежить від величини торцевого зазору. У безконтактних торцевих ущільненнях гарантований зазор в торцевій парі може бути в межах 3 - 20 мкм. Внаслідок цього, вони практично не мають обмежень по колівій швидкості, а ущільнюваний тиск обмежується лише допустимими витоками.

За способом створення рідинної плівки, що розділяє ущільнюючі пояски торцевої пари, безконтактні торцеві ущільнення розділяються на гідростатичні і гідродинамічні, спільним конструктивним елементом яких є гладкий торцевий кільцевий поясок (торцевий дросель), який визначає основний гідравлічний опір торцевої щілини. При цьому сили і моменти, діючі на гладку ділянку, в сумі з гідростатичними або гідродинамічними, виникаючими на профільованих ділянках торцевого пояска, визначають сумарні силові дії на кільця ущільнення.

На відміну від безконтактного торцевого ущільнення, номінальний зазор в торцевій щілині гідроп'яти істотно більший і досягає 0,09..0,12 мм. Крім того, на ній спрацьовуються досить великі перепади тиску, тому, на відміну від торцевих ущільнень, для гідроп'яти характерні турбулентні режими течії рідини в торцевих дроселях. Основними елементами цих пристроїв є циліндричний

дросель з постійним гідравлічним опором і торцевий дросель, опір якого змінюється в результаті зміни зазору при осьових зміщеннях ротора, що і забезпечує, механізм регулювання. В той же час від величини торцевого зазору в основному залежать витoki через систему осьового розвантаження ротора, величина яких може складати від 5 до 10% подачі насоса.

Неточності при виготовленні та монтажі гідроп'яти неминуче приводять до неплоскостності робочих поверхонь, при цьому зменшується опір торцевого дроселя, що збільшує сумарні витoki, і виникає можливість контакту. Тому при проектуванні гідроп'яти особлива увага надається забезпеченню площинності торцевого зазору. Цього намагаються досягти в нових конструкціях з пружно встановленими або гідравлічно розвантаженими кільцями, в яких рухоме кільце відстежує початковий перекіс і сприяє підтримці плоского торцевого зазору (рис. 2).

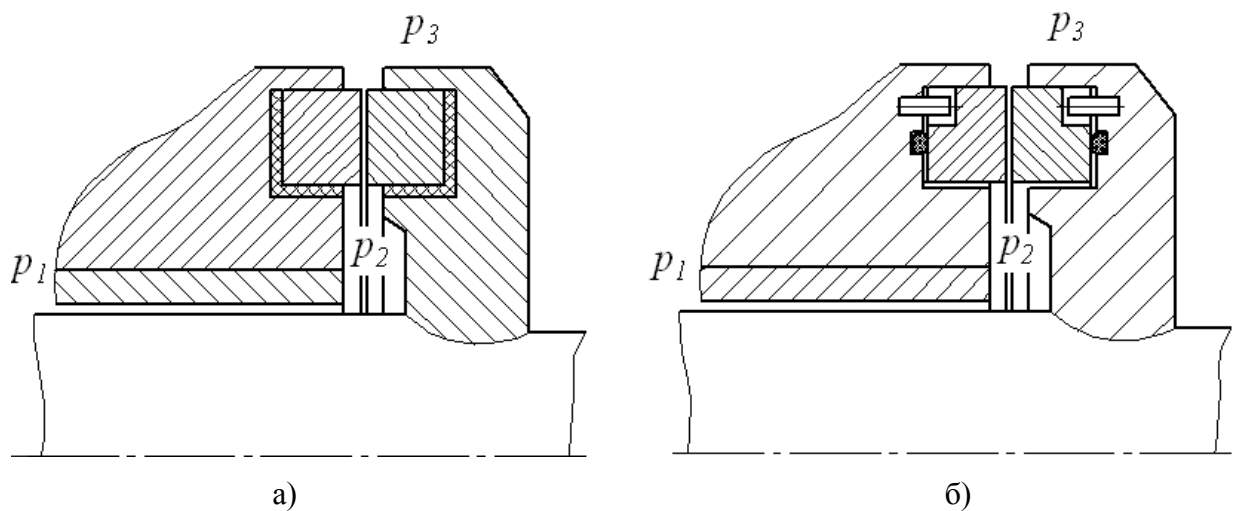


Рисунок 2 - Конструкції гідроп'яти:

а) з пружно встановленими кільцями; б) з гідравлічно розвантаженими кільцями

Задача підвищення надійності і герметичності торцевих ущільнень і системи урівноваження вимагає детальнішого дослідження гідродинамічних процесів в торцевій щілині. Найчастіше при виконанні інженерних розрахунків використовуються досить спрощені моделі: не враховуються деформації торцевих поверхонь, складності їх руху. Теорія торцевих ущільнень розвивається на основі методів теорії рідинного змащування і класичної теорії коливань. При розрахунку гідродинамічних характеристик ущільнень вважають режим течії рідини ламінарним, при цьому нехтують силами інерції і втратами на місцевих гідравлічних опорах. При розрахунку характеристик гідроп'ят вважають режими течії турбулентним, проте для простоти розрахунку найчастіше нехтують місцевими опорами або враховують їх вплив лише на статичні характеристики, а з сил інерції враховують лише відцентрову силу. При аналізі динаміки гідроп'яти досліджуються лише осьові коливання ротора відносно положення статичної рівноваги, для якого відповідні усталені значення тиску, торцевого зазору і витрат визначаються при статичному

розрахунку. Із зростанням параметрів роторних машин ускладнюється характер течії рідини в торцевій щілині, і введені спрощення призводять до істотних помилок, особливо для ущільнювальних вузлів високонапірних і високошвидкісних роторних машин, і головним чином - торцевої щілини гідропр'яти.

У другому розділі розглянуто гідродинаміку течії в'язкої нестисливої рідини в торцевому дроселі. Одержано вирази для знаходження розподілу тиску.

У загальному випадку розглядається модель механічного ущільнення (рис.3), коли обидва ущільнюючі елементи пружно встановлені на співвісних валах, що незалежно обертаються. Аксіально-рухомі кільця мають різну частоту обертання: ω_1 і ω_2 , відповідно.

По аналогії з відомими роботами, присвяченими дослідженню течії рідини в торцевих дроселях, при розв'язанні задачі були прийняті наступні допущення:

- 1) оскільки величина торцевого зазору (декілька мікрометрів) у порівнянні з шириною торцевої щілини мала, змінами складової швидкості течії у напрямку осі z і її похідними можна знехтувати;
- 2) тиск по висоті зазору вважатимемо постійним, так що $\partial p / \partial z = 0$, і таким чином тиск є функцією двох координат $p(r, \varphi)$;
- 3) для випадку переважаючої основної радіальної напірної течії для короткої щілини ($b / 2\pi r \ll 1$) нехтуємо зміною гідростатичного тиску по колу, тобто $\partial p / \partial \varphi = 0$;
- 4) швидкість шару рідини на поверхні дроселя дорівнює швидкості руху цієї поверхні;
- 5) малими радіальними переміщеннями і швидкостями нехтуємо: радіальні переміщення не змінюють форму каналу, а вплив радіальної швидкості стінки дуже малий у порівнянні з радіальною швидкістю основної напірної течії.

Граничні умови для швидкості течії рідини у зазорі (рис. 3):

$$\begin{aligned} \text{при } z = h_1: \quad V_{\varphi 1} &= r\omega_1, \quad V_{z1} = \dot{z}_1 + r[(\dot{\theta}_{x1} + \omega_1\theta_{y1})\sin\varphi - (\dot{\theta}_{y1} - \omega_1\theta_{x1})\cos\varphi], \quad V_{r1} = 0, \\ \text{при } z = h_2: \quad V_{\varphi 2} &= r\omega_2, \quad V_{z2} = \dot{z}_2 + r[(\dot{\theta}_{x2} + \omega_2\theta_{y2})\sin\varphi - (\dot{\theta}_{y2} - \omega_2\theta_{x2})\cos\varphi], \quad V_{r2} = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Зміну швидкості по висоті зазору приймемо у вигляді степеневі залежності:

$$\begin{aligned} V_r &= V_{r\max} \left[4 \frac{z}{h} \left(1 - \frac{z}{h} \right) \right]^m, \\ V_\varphi &= \begin{cases} \kappa V_{\varphi 2} \left(2 \frac{z}{h} \right)^m + V_{\varphi 1} \left[1 - (1 - \kappa) \left(2 \frac{z}{h} \right)^m \right], & \text{при } 0 \leq z \leq \frac{h}{2}, \\ V_{\varphi 2} \left[1 - (1 - \kappa) \left[2 \left(1 - \frac{z}{h} \right) \right]^m \right] + \kappa V_{\varphi 1} \left[2 \left(1 - \frac{z}{h} \right) \right]^m, & \text{при } \frac{h}{2} < z \leq h, \end{cases} \end{aligned} \quad (2)$$

де m залежить від режиму течії: для ламінарного режиму - $m = 1$, турбулентного - $m = 1/7$, для автомодельної області турбулентної течії - $m = 0$; $\kappa = (V_\varphi)_{z=h/2} / \omega r \leq 0.5$.

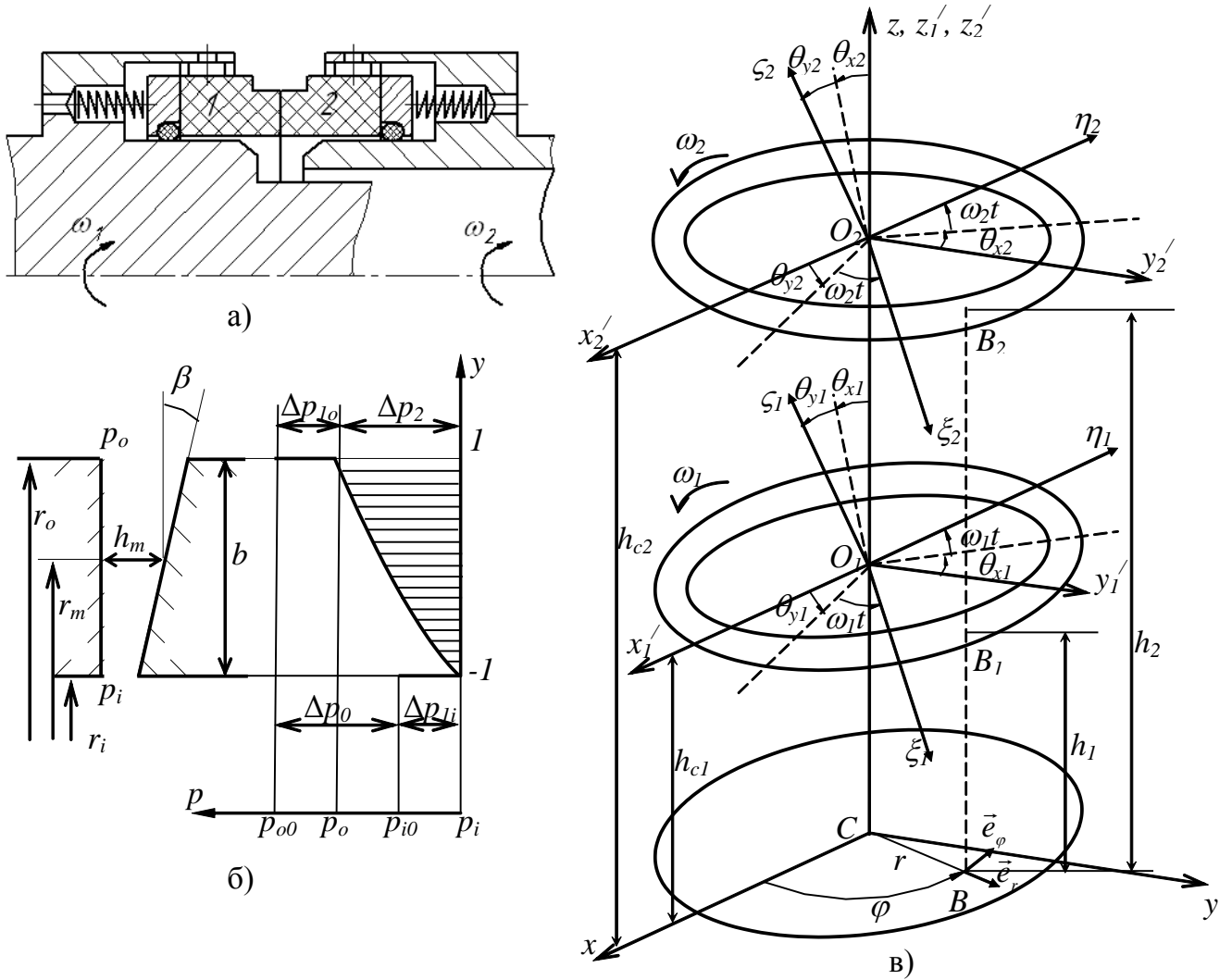


Рисунок 3 – Модель торцевого дрoселя:

- а) конструктивна схема торцевого ущільнення; б) розподіл тиску в торцевому зазорі; в) кінематична модель торцевого дрoселя

Осереднені по висоті зазору рівняння руху та нерозривності, які описують течію рідини у торцевому дрoселі, з урахуванням допущень та (1) і (2) мають вид:

$$\begin{cases} \frac{dp}{dr} + g_r = -\frac{k_r \mu}{rh^3} q, \\ \frac{\partial q}{\partial r} + ru_1 + r^2 u_2 = 0, \end{cases} \quad (3)$$

де $g_r = \frac{\rho}{rh} \frac{\partial q}{\partial t} + \frac{\rho}{h} \kappa_r \frac{\partial}{r \partial r} \left(\frac{q^2}{rh} \right) + \frac{\rho}{h} \frac{\omega}{2r} \frac{\partial q}{\partial \varphi} - \rho \kappa_\varphi [(\omega_2 - \omega_1)^2 + \omega_1 \omega_2]$ - інерційна складова;

$h = h_0 + z + r[\theta_x \sin \varphi - \theta_y \cos \varphi] + (r - r_i)\beta$ - висота зазору між ущільнюючими поверхнями; $u_1 = \dot{z}$,

$u_2 = \left(\dot{\theta}_x + \frac{\omega}{2} \theta_y \right) \sin \varphi - \left(\dot{\theta}_y - \frac{\omega}{2} \theta_x \right) \cos \varphi$, $z = z_2 - z_1$, $\theta_x = \theta_{x2} - \theta_{x1}$, $\theta_y = \theta_{y2} - \theta_{y1}$, $\omega = \omega_1 + \omega_2$ -

кінематичні характеристики руху поверхні; $q = \bar{V}_r h r$ - елементарна витрата потоку в радіальному напрямку через сектор $\Delta\varphi = 1$; $k_r = C \text{Re}_r^{1-n}/8$ - коефіцієнт опору; $\text{Re}_r = \rho 2h \bar{V}_r / \mu$ - число Рейнольдса; C і n визначаються за режимом течії: для ламінарного режиму - $n = 1$ і $C = 96$, турбулентного - $n = 0.24$ і $C = 0.307$, для автотурбулентної області турбулентної течії - $n = 0$ і $C = 0.06$.

Граничні умови для тиску (рис. 3):

$$\text{при } r = r_i \quad p = p_i = p_{i0} - \Delta p_{li}, \quad \text{при } r = r_o \quad p = p_o = p_{o0} - \Delta p_{lo}, \quad (4)$$

де $\Delta p_{lo} = \zeta_{lo} \frac{\rho \bar{V}_o^2}{2}$ і $\Delta p_{li} = \zeta_{li} \frac{\rho \bar{V}_i^2}{2}$ - втрати на місцевих гідравлічних опорах, виражені через швидкісний напір.

Коефіцієнти місцевих втрат приймаються постійними величинами, та визначаються за напрямом потоку: при $\Delta p_0 > 0$: $\zeta_{lo} = \zeta_{11}$ і $\zeta_{li} = \zeta_{12}$, при $\Delta p_0 < 0$: $\zeta_{lo} = \zeta_{12}$ і $\zeta_{li} = \zeta_{11}$, де коефіцієнти втрат на вході в канал - $\zeta_{11} = 1.5$ та на виході - $\zeta_{12} = 0.2\zeta_{11}$.

Розв'язуючи систему (3) при граничних умовах (4) знайдемо розподіл тиску у торцевому дроселі та елементарну витрату рідини. Їх можна представити у вигляді суми гідростатичної (обумовленої напірною течією), гідродинамічної (обумовленої потоком витіснення при осьових і кутових коливаннях) і інерційної (обумовленої потоком, викликаним силами інерції) складових:

$$p = p_s + p_{cz} + p_{cy} + p_g \quad \text{і} \quad q = q_s + q_{cz} + q_{cy} + q_g.$$

У главі 3 одержано аналітичні вирази для визначення сил і моментів, обумовлених тиском рідини в торцевій щілині, а також витратних характеристик. Інтегруючи одержані раніше вирази для тиску по площі ущільнюючої поверхні і елементарної витрати по колу, маємо:

$$\begin{aligned} Q &= \int_0^{2\pi} q \, d\varphi, & F_z &= \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p(r, \varphi) r \, dr \, d\varphi, \\ M_x &= \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p(r, \varphi) \sin \varphi r^2 \, dr \, d\varphi, & M_y &= - \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p(r, \varphi) \cos \varphi r^2 \, dr \, d\varphi. \end{aligned} \quad (6)$$

Проекції сил і моментів, діючих на поверхню дроселя окремо від кожної складової тиску, включають гідростатичні, гідродинамічні та інерційні складові відповідно.

Гідростатичні складові:

$$\begin{aligned} F_{Z_s} &= F_{z0s} - B_z \dot{z} - C_z \bar{z} - C_{p1} (\Delta \bar{p}'_o + \Delta \bar{p}'_i) - C_{p2} (\Delta \bar{p}'_o - \Delta \bar{p}'_i), \\ M_{X_s} &= -B_\gamma \dot{\gamma}_w - C_\gamma \bar{\gamma}_w, & M_{Y_s} &= B_\gamma \left(\frac{\omega}{2} - \dot{\alpha} \right) \bar{\gamma}_w, \end{aligned} \quad (7)$$

де $\gamma_w = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2}$ - перекис кільця відносно осі CX рухомої системи $CXYZ$ координат, положення якої визначається кутом α ($\operatorname{tg} \alpha = \theta_y / \theta_x$).

Одержані осьова сила і моменти, обумовлені напірним потоком, містять складові, пропорційні відповідно осьовим ($\sim z$) та кутовим ($\sim \gamma_w$) переміщенням і швидкостям ($\sim \dot{z}$) і ($\sim \dot{\gamma}_w$). Останнє викликано урахуванням швидкості потоку витіснення при обчисленні місцевих втрат. Крім того, осьова сила містить постійну складову сили $F_{z_{0s}}$. Таким чином, складові, обумовлені напірною течією, визначають постійну силу $F_{z_{0s}}$, жорсткісні і демпферні характеристики шару рідини.

Очевидно, що з урахуванням втрат на вході і виході каналу, перепад тиску по довжині торцевої щілини буде меншим, ніж без урахування втрат, а отже, буде меншою і величина постійної гідростатичної сили $F_{z_{0s}}$. Жорсткість шару рідини з урахуванням втрат значно збільшується за рахунок додаткової складової, пов'язаної із зміною швидкості радіальної течії в каналі при зміні зазору. Із зменшенням зазору швидкість зменшується, отже, місцеві втрати зменшуються, і сила, що розкриває зазор, збільшується. Аналогічно, збільшення кута перекосу веде до зміни швидкості течії рідини в каналі: на ділянці меншого зазору радіальна швидкість зменшується, а отже, зменшуються і місцеві втрати. В результаті перепад тиску по довжині каналу на ділянці менших зазорів більший, і момент буде відновлюючий. Додаткові коефіцієнти осьового і кутового демпфірування, які пов'язані з напірним потоком рідини, обумовлені впливом на місцеві втрати швидкості потоку витіснення, який залежить від швидкості руху стінки каналу.

Також осьова сила містить складові, пропорційні величині зміни тиску на вході і виході з торцевого дроселя. Ці доданки в основному мають значення при оцінці динамічних характеристик гідроп'яти.

Гідродинамічні складові:

$$F_{Z_c} = -B_z \dot{z}, \quad M_{X_c} = -B_\gamma \dot{\gamma}_w, \quad M_{Y_c} = B_\gamma \left(\frac{\omega}{2} - \dot{\alpha} \right) \bar{\gamma}_w. \quad (8)$$

Осьова сила F_{Z_c} і момент M_{X_c} в основному визначаються ефектом витіснення рідини при коливаннях стінок каналу. Їх напрям залежить від напрямку руху стінки. Коефіцієнти демпфірування шару рідини B_z і B_γ позитивні і визначаються геометрією каналу та в'язкістю рідини. Величина сили збільшується із збільшенням ширини торцевого пояса b та із зменшенням середнього зазору h_m . Гідродинамічний поперечний момент M_{Y_c} , обумовлений ефектом обертання, залежить від кута перекосу (γ_w) і швидкості обертання, і дорівнює нулю при $\gamma_w = 0$.

Урахування місцевих гідравлічних втрат практично не впливає на гідродинамічні характеристики потоку витіснення, і відповідні коефіцієнти демпфірування з урахуванням і без

урахування місцевих втрат не відрізняються. Проте, враховуючи, що напірний потік обумовлює додаткове демпфірування (коефіцієнти B_z' і B_γ'), то з урахуванням місцевих втрат сумарний коефіцієнт демпфірування збільшується.

Інерційні складові:

$$F_{Z_g} = F_{z0g} - A_z \ddot{z} - B_z'' \dot{z} - C_z'' \bar{z} - B_p (\Delta \dot{p}'_o - \Delta \dot{p}'_i),$$

$$M_{X_g} = -A_\gamma \left(\ddot{\gamma}_w - \left(\frac{\omega}{2} - \dot{\alpha} \right)^2 \bar{\gamma}_w \right) - B_\gamma'' \dot{\gamma}_w - C_\gamma'' \bar{\gamma}_w, \quad M_{Y_g} = A_\gamma 2 \left(\frac{\omega}{2} - \dot{\alpha} \right) \dot{\gamma}_w + B_\gamma'' \left(\frac{\omega}{2} - \dot{\alpha} \right) \bar{\gamma}_w. \quad (9)$$

Осьова сила і моменти, викликані інерційним потоком, обумовлюють жорсткісні, демпферні та інерційні характеристики шару рідині. Вираз для осьової сили, яка визначається інерційним потоком, містить постійну складову F_{z0g} , пов'язану зі зміною вздовж радіуса швидкості напірної течії та відцентровим потоком. Величина цієї сили значно менша ніж гідростатична сила, яка визначається напірною течією. Величини коефіцієнтів жорсткості шару рідини інерційного потоку незначні, порівняно з основними коефіцієнтами, які входять до виразів гідростатичних сил і моментів. Величини коефіцієнтів демпфірування, які визначаються потоком витіснення та інерційним потоком, порівнянні.

Вплив отриманих гідродинамічних характеристик, обумовлених силами інерції, зростає із збільшенням числа Рейнольдса (швидкості напірної течії рідини), тобто із збільшенням перепаду тиску на торцевому дроселі. При певному перепаді тиску гідродинамічні характеристики, обумовлені урахуванням сил інерції, порівнянні з основними гідродинамічними чинниками, зокрема це стосується демпферних характеристик. Тому неврахування впливу сил інерції може призвести до значних помилок при розв'язанні задачі динаміки ущільнення.

Гідродинамічні характеристики, обумовлені інерційним потоком, з урахуванням і без урахування місцевих втрат відрізняються незначно. Постійна складова осьової сили і коефіцієнти інерції та жорсткостей осьових і кутових коливань мало змінюються. Коефіцієнти кутового і осьового демпфірувань з урахуванням місцевих втрат зменшується.

Також осьова сила, обумовлена інерційним потоком, містить складову, пропорційну швидкості зміни тиску на вході і виході з торцевого дроселя, яку необхідно ураховувати при оцінці динамічних характеристик гідроп'яти.

Сумарні витрати через торцевий дросель:

$$Q = -2\pi \frac{\Delta p_\omega}{k_{r0}\mu} \frac{\zeta_{2m0}}{\zeta_{sum}} \frac{r_m h_{m0}^3}{b} [1 + v_z \bar{z}] - 2\pi \frac{\Delta p'_o - \Delta p'_i}{k_{r0}\mu} \frac{1}{2} \frac{\zeta_{2m0}}{\zeta_{sum} - \zeta_2 n / 2} \frac{r_m h_{m0}^3}{b} +$$

$$+ 2\pi [v_{cz} - (1 + \Lambda y)^2] \frac{r_m^2 h_{m0}^3}{2} \dot{z} - 2\pi \frac{\rho}{k_{r0}\mu} \frac{r_m^2 h_{m0}^3}{2} \frac{\zeta_{2m0}}{\zeta_{sum} - \zeta_2 n / 2} \left(-\frac{v_{gp}}{2} \frac{\Delta \dot{p}'_o - \Delta \dot{p}'_i}{k_{r0}\mu} + \frac{v_{gz}}{2} \ddot{z} \right). \quad (10)$$

Сумарні витрати складаються з постійної складової, обумовленої напірною течією, та складових, які обумовлені коливаннями величини торцевого зазору та тиску на вході і виході з каналу. Урахування сил інерції дає додаткові складові: відцентрова сила обумовлює постійний потік від центру, локальна сила інерції – інерційний потік, який залежить від прискорення стінки каналу та швидкості зміни тиску на вході і виході. Урахування місцевих втрат збільшує гідродинамічний опір щілини і тим самим зменшує сумарні витоки через ущільнення.

У четвертому розділі розглянута динаміка аксіально-рухомого кільця ущільнення (рис. 4). Рівняння коливань одержані з рівняння Лагранжа II роду з урахуванням гідродинамічних сил і моментів, обумовлених тиском рідини в торцевому дроселі, які приведені раніше.

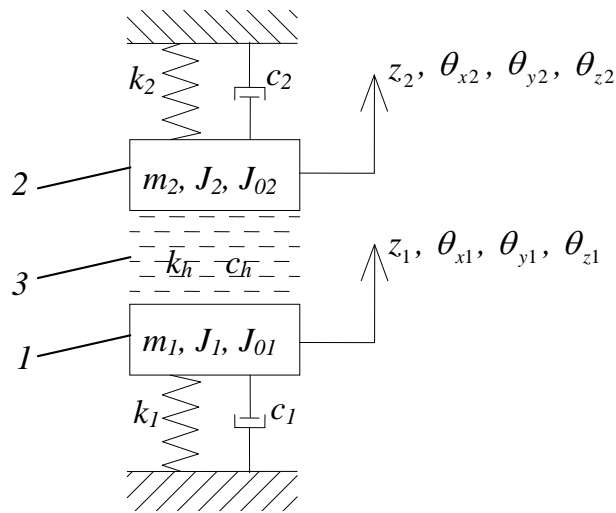


Рисунок 4 – Динамічна модель торцевого ущільнення

У загальному випадку маємо систему, що описує рух двох аксіально-рухомих кілець ущільнення:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{z}_1 + c_1 \dot{z}_1 + k_1 z_1 + k_1 \Delta_1 &= F_{z_1}, \quad m_2 \ddot{z}_2 + c_2 \dot{z}_2 + k_2 z_2 + k_2 \Delta_2 = F_{z_2}, \\
 J_1 \ddot{\theta}_{x1} + J_{01} \omega_1 \dot{\theta}_{y1} + c_1 \frac{r_m^2}{2} (\dot{\theta}_{x1} + \omega_1 \theta_{y1}) + k_1 \frac{r_m^2}{2} \theta_{x1} &= M_{x1}, \\
 J_1 \ddot{\theta}_{y1} - J_{01} \omega_1 \dot{\theta}_{x1} + c_1 \frac{r_m^2}{2} (\dot{\theta}_{y1} - \omega_1 \theta_{x1}) + k_1 \frac{r_m^2}{2} \theta_{y1} &= M_{y1}, \\
 J_2 \ddot{\theta}_{x2} + J_{02} \omega_2 \dot{\theta}_{y2} + c_2 \frac{r_m^2}{2} (\dot{\theta}_{x2} + \omega_2 \theta_{y2}) + k_2 \frac{r_m^2}{2} \theta_{x2} &= M_{x2}, \\
 J_2 \ddot{\theta}_{y2} - J_{02} \omega_2 \dot{\theta}_{x2} + c_2 \frac{r_m^2}{2} (\dot{\theta}_{y2} - \omega_2 \theta_{x2}) + k_2 \frac{r_m^2}{2} \theta_{y2} &= M_{y2},
 \end{aligned} \tag{11}$$

де m_i ($i = 1, 2$) - маса кілець, k_i і c_i - коефіцієнти питомих жорсткості і демпфірування пружного елемента і вторинного ущільнення, Δ_i - початкове стиснення пружини, J_i і J_{0i} - діаметральний та осьовий момент інерції кілець.

Ураховуючи, що отримані гідродинамічні сили залежать лише від осьових переміщень, швидкостей та прискорень, а моменти – від кутових, аналіз динаміки кільця ущільнення зводиться до дослідження двох незалежних підсистем з однією поступальною і двома обертальними ступенями свободи.

Розглянуто окремо вимушені кутові і осьові коливання для двох існуючих варіантів конструкцій торцевого ущільнення, коли аксіально-рухоме кільце обертається з ротором (рис.5, а) або не обертається (рис. 5, б).

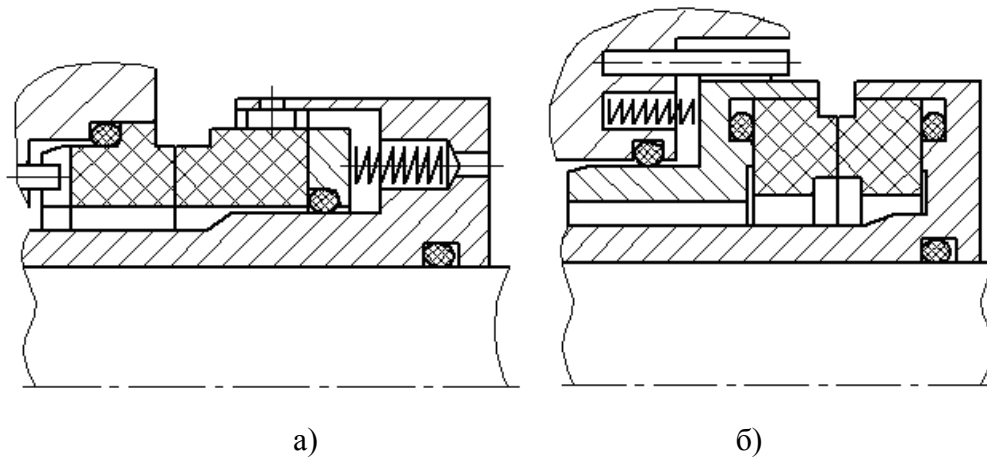


Рисунок 5 – Схеми конструкцій торцевих ущільнень з аксіально-рухомим кільцем, що обертається з ротором (а) та не обертається (б)

Кутові коливання аксіально-рухомого кільця будуть викликані початковим перекосом кільця, встановленого на роторі, а осьові – осьовими коливаннями ротора. Якщо кільце встановлене в корпусі (не обертається), збуджуюча дія на аксіально-рухоме кільце передається через шар рідини в торцевому зазорі, якщо кільце встановлене на роторі (обертається) - через пружний елемент. В результаті отримані вирази для визначення амплітудних та фазових частотних характеристик (рис. 6).

Проведений аналіз показав, що для варіанта, коли аксіально-рухоме кільце обертається з ротором, амплітуди вимушених коливань менші і резонансні частоти більші, ніж для варіанта, коли воно не обертається. Приведені характеристики з урахуванням і без урахування сил інерції відрізняються. Критична частота з урахуванням сил інерції зміщується у бік менших значень і при течії в дифузорі може мати місце негативне демпфірування. Врахування місцевих втрат збільшує критичну частоту, що пов'язане зі збільшенням коефіцієнта жорсткості рідинного шару. Таким чином нехтування силами інерції і втрат на місцевих гідравлічних опорах може призвести до значних помилок при розрахунку критичних частот і визначенні амплітуд коливань кілець ущільнення.

На основі критерію Гурвіца отримані умови стійкості аксіально-рухомого кільця при кутових та осьових коливаннях. Урахування сил інерції за певних умов при течії у дифузорному каналі зменшує демпфірування, яке може стати від'ємним, що приводить до втрати стійкості системи.

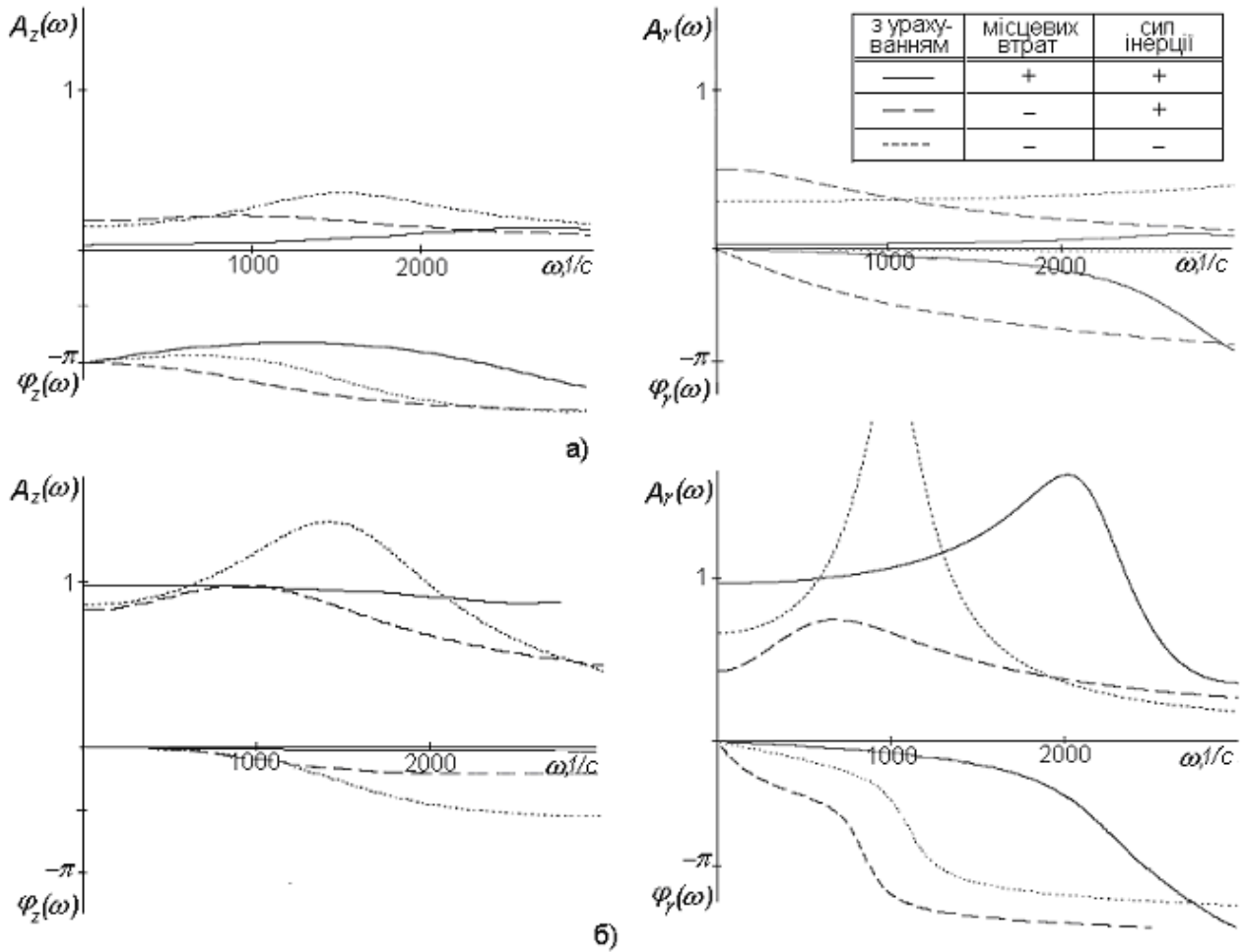


Рисунок 6 - АФЧХ осьових та кутових коливань аксіально-рухомого кільця, що обертається з ротором (а) та не обертається (б)

У п'ятому розділі розглянуто статичні і динамічні характеристики модифікованої конструкції гідроп'яти з пружно встановленим кільцем (рис. 2). З використанням одержаних вище результатів, проведений аналіз роботи гідроп'яти.

Статичні характеристики одержані з рівнянь рівноваги і балансу витрат через циліндричну і торцеву щілини:

$$k_k \Delta_k = -F_{z_0}(p_{20}, h_{m_0}),$$

$$0 = S_2 p_{20} + F_{z_0}(p_{20}, h_{m_0}) - T_0 + k_d \Delta_d,$$

$$Q_{10} = Q_{20},$$

де k_k і k_d - коефіцієнти жорсткості пружних елементів кільця та диску гідроп'яти, Δ_k і Δ_d - відповідне початкове стиснення пружин, p_2 - тиск у камері гідроп'яти, h_{m_0} - торцевий зазор, F_{z_0} - сила, яка діє на ущільнюючу торцеву поверхню, S_2 - площа кільцевої поверхні камери гідроп'яти, T_0 - осьова сила, яка діє на ротор, Q_1 і Q_2 - відповідно витрати через циліндричний і торцевий дроселі гідроп'яти.

Урахування місцевих втрат збільшує гідравлічний опір торцевого дроселя, і, отже, при одній і тій же величині торцевого зазору тиск у камері гідроп'яти, обчислений з урахуванням втрат буде більшим. При цьому з урахуванням втрат на місцеві опори та сил інерції статичні характеристики гідроп'яти змінюються незначно.

Аналіз динаміки такої конструкції гідроп'яти по аналогії з торцевим ущільненням розпадається на дві незалежних підсистеми: осьові коливання диска гідроп'яти і пружно встановленого кільця, та кутові коливання кільця.

Для аналізу осьових коливань системи використовуються лінеаризовані відносно положення статичної рівноваги рівняння руху в осьовому напрямі кільця і диска, жорстко встановленого на роторі, а також рівняння балансу витоків через циліндричний і торцевий дроселі з урахуванням зміни об'єму камери Q_v при осьових переміщеннях диска гідроп'яти та об'єму рідини Q_p у цій камері від стиснення рідини:

$$\begin{aligned} m_k h_{m0} \ddot{z}_k + c_k h_{m0} (\dot{z}_k - \dot{z}_d) + k_k h_{m0} (z_k - z_d) &= F_z, \\ m_d h_{m0} \ddot{z}_d + c_d h_{m0} \dot{z}_d + k_d h_{m0} z_d - c_k h_{m0} (\dot{z}_k - \dot{z}_d) - k_k h_{m0} (z_k - z_d) &= S_2 p_{20} \psi_2 - T, \\ Q_1 &= Q_2 + Q_v + Q_p, \end{aligned} \quad (12)$$

де $F_z = F_{z0} - A_z \ddot{u} - B_z \dot{u} - C_z u - B_p \dot{\psi}_2 - C_p \psi_2$, z_k і z_d - осьові переміщення кільця і диску гідроп'яти, ψ_2 - безрозмірний тиск у камері гідроп'яти, $Q_v = S_2 \dot{z}_d$, $Q_p = \frac{V_2}{E} \dot{p}_2$, V_2 - об'єм камери, E - модуль пружності рідини.

Розв'язуючи дану систему, одержимо амплітуди і фази коливань диска гідроп'яти, торцевого зазору, а також тиску в камері гідроп'яти. Амплітудно-фазові частотні характеристики приведені на рисунку 7.

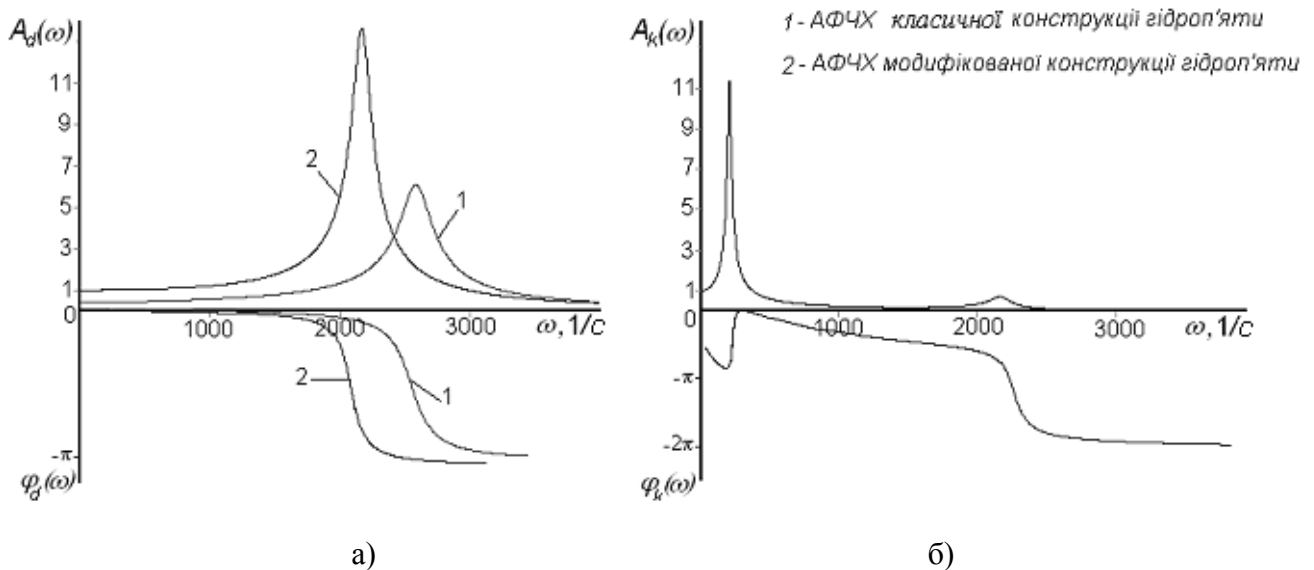


Рисунок 7 – Амплітудна і фазова частотні характеристики осьових коливань диска гідроп'яти (а) і пружно встановленого кільця (б)

Для модифікованої конструкції гідроп'яти з пружно встановленим кільцем, враховуючи, що кутова жорсткість пружного елемента набагато менша в порівнянні з жорсткістю диска гідроп'яти, особливу увагу необхідно приділити кутовим коливанням пружно встановленого кільця. Розв'язання цієї задачі повністю аналогічне розв'язанню задачі коливань аксіально-рухомого кільця торцевого ущільнення, яка була розглянута в попередньому розділі.

У шостому розділі наведено результати експериментальної перевірки основних теоретичних положень, наведених у роботі. Для цього використовувалися результати експериментальних досліджень, отримані в лабораторії гідравлічних машин Сілезького політехнічного інституту (Польща) в рамках договору про співпрацю.

Експериментальна установка дозволяла реєструвати і регулювати параметри системи, такі як тиск на вході і виході з торцевої щілини, витрату, частоту обертання ротора, а також контролювати осьову силу, діючу на ротор, коливання диска гідроп'яти, момент тертя на валу, температуру рідини. Регульовані величини змінювалися в діапазонах: витрата – 2,5-45 л/хв, частота обертання – до 2500 об/хв, осьова сила - 3750-18750 Н. Тиск на вході змінювався відповідно до величини осьової сили в межах 0,3-1,0 МПа.

Нижче наведено порівняння експериментальних і розрахункових результатів. На рисунку 8 а представлено експериментальні і теоретичні криві зміни осьової розкриваючої сили в торцевому дроселі в залежності від величини середнього зазору. На рисунку 8 б, в приведені криві зміни в часі величин торцевого зазору і кута перекоосу торцевої поверхні. Для більшої наочності і зручності сприйняття на рисунку поєднано графіки для різних режимів, які відрізняються величиною витоків Q .

Число Рейнольдса в експериментах складало $Re=230-2700$. При малих зазорах, а відповідно малих витоків, розбіжності експериментальних і теоретичних результатів, як без урахування сил інерції і місцевих втрат, так і з їх урахуванням, малі. Для більших зазорів (зі зростанням числа Рейнольдса) ці розбіжності без урахування сил інерції і місцевих втрат досягають 30%. Врахування сил інерції і втрат на місцевих гідравлічних опорах зменшує максимальну розбіжність між розрахунковими і експериментальними значеннями до 5%. Таким чином, достовірність одержаних в роботі теоретичних результатів забезпечується достатньою точністю їх збігу з експериментальними.

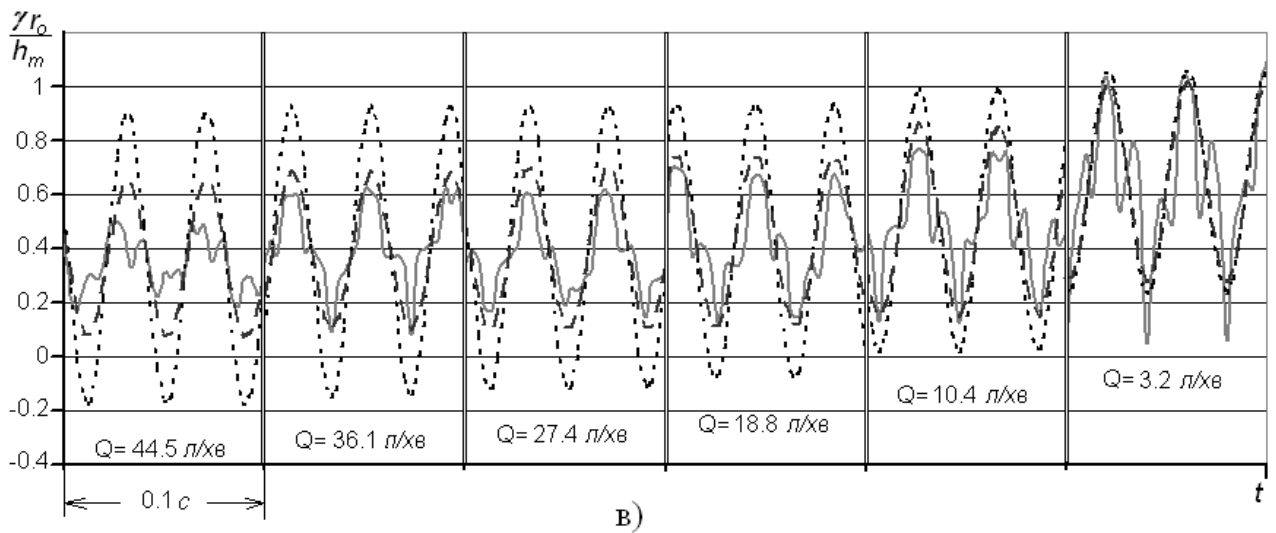
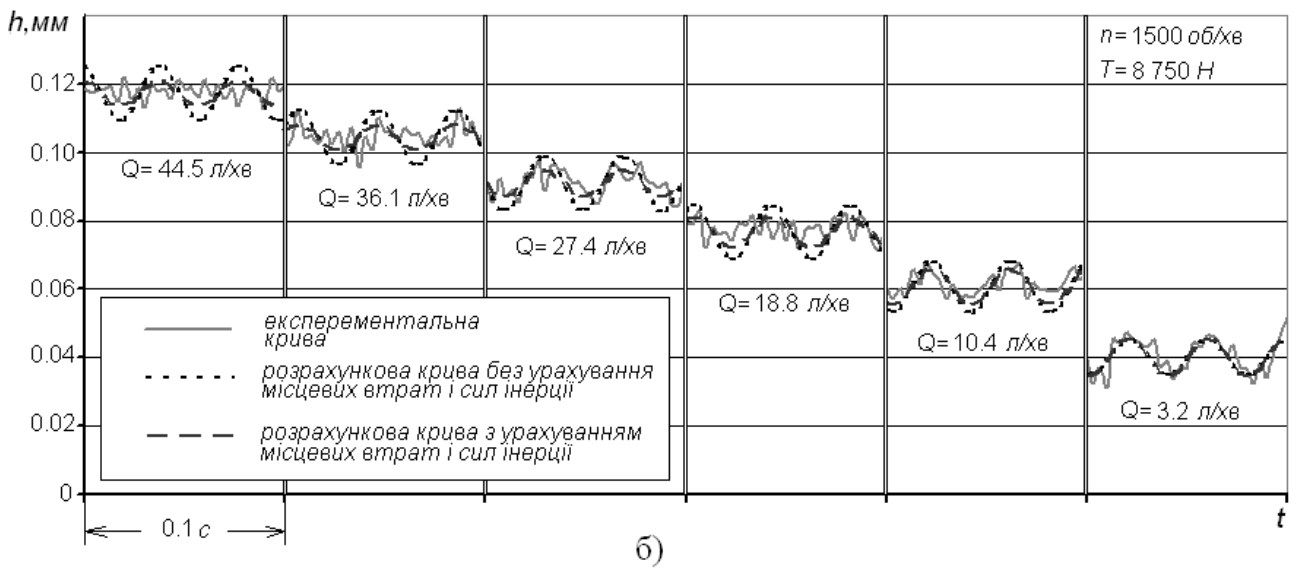
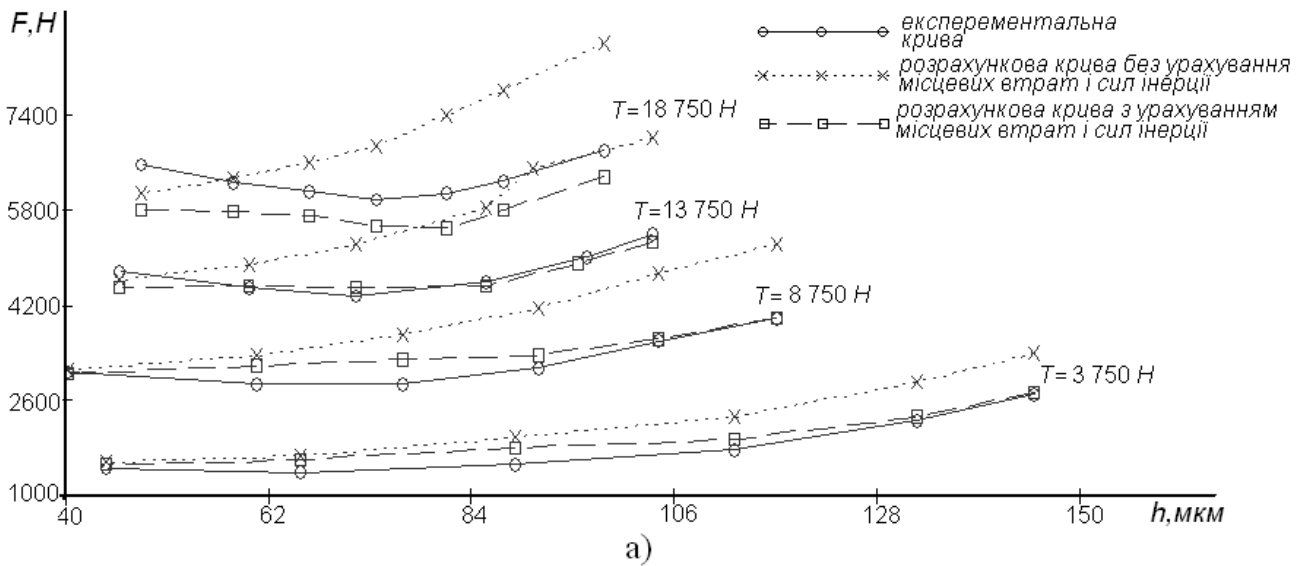


Рисунок 8 – Порівняння експериментальних та теоретичних кривих:

а) залежність осової розкриваючої сили в торцевому дреселі від середнього зазору; б) зміна в часі торцевого зазору; в) зміна в часі кута перекосу торцевої поверхні

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі на основі виконаних теоретичних досліджень течії рідини в торцевому дроселі уточнено його гідродинамічні характеристики, проведено аналіз і визначено їх вплив на динаміку аксіально-рухомого кільця торцевого ущільнення і модифікованої конструкції гідроп'яти, а також уточнено методики розрахунку цих вузлів.

Основні висновки по дисертаційній роботі:

1. Розроблена уточнена математична модель торцевого дроселя, в якій ураховані локальні та конвективні сили інерції рідини і втрати на місцевих гідравлічних опорах при умові обертання, та кутових і осьових переміщеннях рухомого кільця ущільнення для різних режимів течії рідини. На основі побудованої математичної моделі торцевого дроселя, утвореного двома аксіально-рухомими кільцями ущільнення, одержано розподіл тиску в торцевому зазорі.

2. Одержані вирази для визначення гідродинамічних характеристик торцевих дроселів з урахуванням сил інерції і втрат на місцевих гідравлічних опорах. Гідродинамічні характеристики, обумовлені інерційним потоком, включають інерційні, демпферні і жорсткісні складові. Найбільш істотною є величина інерційного демпфірування, яка порівнянна з основним демпфіруванням, обумовленим потоком витіснення при кутових і осьових коливаннях. Урахування втрат на місцевих гідравлічних опорах істотно впливає на жорсткісні характеристики шару рідини, при цьому коефіцієнт жорсткості буде завжди додатним, а також зумовлює додаткове демпфірування, яке обумовлене впливом швидкості потоку витіснення на величину втрат на місцевих гідравлічних опорах.

3. Досліджено вплив на динаміку аксіально-рухомого кільця торцевого ущільнення сил і моментів, діючих з боку рідини на стінки торцевого дроселя. На основі критерію Гурвіца визначені умови стійкості. За певних умов демпфірування, обумовлене силами інерції, може бути негативним, що може привести до втрати стійкості системи. Обумовлене врахуванням втрат на місцевих гідравлічних опорах збільшення жорсткості шару рідини веде до збільшення величин резонансних частот, у порівнянні з обчисленими без урахування місцевих втрат.

4. З урахуванням гідродинамічних сил і моментів у торцевому дроселі уточнені статичні і динамічні характеристики гідроп'ят. Показано вплив сил інерції та втрат на місцевих гідравлічних опорах на ці характеристики. Проаналізовані зв'язані осьові коливання основного диска і пружно встановленого кільця модифікованої конструкції гідроп'яти, а також кутові коливання кільця. На основі критерію Гурвіца визначені умови стійкості системи.

5. Уточнено методики розрахунку безконтактних торцевих ущільнень і опорно-ущільнюючих АСОУ роторів відцентрових машин, що дозволяють врахувати сили і моменти, обумовлені інерцією рідини в торцевих дроселях та втратами на місцевих гідравлічних опорах. Приведені уточнення методик розрахунку можуть використовуватися для оцінки власних частот, амплітуд вимушених

коливань і динамічної стійкості аксіально-рухомих кілець торцевих ущільнень роторів відцентрових машин і гідроп'ят.

6. Проведено порівняння теоретичних і експериментальних даних, яке підтвердило їх достатню збіжність і показало, що запропонована модель торцевого дроселя, яка враховує сили інерції та втрати на місцевих гідравлічних опорах, зменшує максимальну розбіжність між розрахунковими і експериментальними значеннями, а отже може бути рекомендована в практику проектування безконтактних торцевих ущільнень.

7. Уточнення методик розрахунку впроваджені в практику проектування і досліджень відцентрових насосів на ВАТ “Науково-дослідний та проектно-конструкторський інститут атомного та енергетичного насособудування “ВНДІАЕН” (м. Суми), ВАТ “Сумське машинобудівне науково-виробниче об'єднання ім. М.В. Фрунзе”, а також використовуються в навчальному процесі в Сумському державному університеті для студентів спеціальності “Динаміка і міцність”.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Зуєва Н.В. Силові характеристики торцевих дроселів // *Машинознавство*. – 2002. - № 8. – С. 35-37.
2. Зуева Н.В. Исследование гидродинамики течения жидкости в торцовом дросселе с эксцентрично расположенными стенками канала // *Удосконалювання турбоустановок методами математичного і фізичного моделювання: Зб. наук. праць / Харків: Ін-т проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України*. – 2003. – Т.2. – С. 607-610.
3. Зуева Н.В. Гидродинамика торцовых дросселей с учетом инерции жидкости // *Вісник Сумського державного університету*. - 2003. - №3. - С.44-50.
4. Зуева Н.В., Каринцев И.Б. Угловые колебания упругоопертого кольца уравнивающего устройства центробежного насоса с учетом местных потерь // *Вісник СумДУ*. - 2005. - №12. - С. 91-97.
5. Зуева Н.В. Учет местных потерь при вычислении гидродинамических характеристик торцовых дросселей // *Вісник Сумського національного аграрного університету. Сер. “Механізація та автоматизація виробничих процесів”*. – 2006. - № 9(15). – С. 42-48.
6. Зуева Н.В., Корчак А. Влияние сил инерции жидкости и местных гидравлических потерь на гидродинамические характеристики торцевого дросселя // *Вісник Сумського державного університету*. - 2006. - №10 (94). - С. 104 -111.
7. Зуева Н.В. Гидродинамические характеристики торцовых дросселей с учетом сил инерции жидкости // *Праці 10-ї Міжнародної науково-технічної конференції “Терметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання” - “Тервікон-2002”*. - Суми: Вид-во СумДУ. - 2002. – Т 1. - с.123 - 130.

8. Зуева Н.В. Аксиально-угловые колебания упруго-опертого кольца гидропаты // Праці 11-ї Міжнародної науково-технічної конференції “Герметичність, вібронадійність та екологічна безпека насосного і компресорного обладнання” - “Гервікон-2005”. - Суми: Вид-во СумДУ. - 2005. – Т 2. - С.181 - 187.
9. Зуева Н.В., Корчак А. Исследование динамики системы автоматического уравнивания центробежных насосов с упругим элементом // Технологии XXI века. – Сумы: СНАУ. – 2005. – Т.1. – С. 89-95.

АНОТАЦІЯ

Зуева Н.В. Дослідження гідродинамічних характеристик торцевих дроселів і динаміка торцевих ущільнень. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 - динаміка та міцність машин. Сумський державний університет, Суми, 2007.

Робота присвячена теоретичному дослідженню течії рідини в утвореному гладкими ущільнюючими поверхнями торцевому дроселі, зокрема, врахуванню впливу на гідродинамічні характеристики торцевого дроселя інерційних сил рідини і втрат на місцевих гідравлічних опорах, а також дослідженню з їх урахуванням динаміки торцевого ущільнення і опорно-ущільнюючої автоматичної системи осьового урівноваження (гідроп’яти) ротора відцентрового насоса. Наведені кількісні і якісні оцінки впливу сил і моментів тиску рідини в торцевих дроселях на статичні і динамічні характеристики безконтактного торцевого ущільнення та гідроп’яти. Приведено уточнення методик розрахунку безконтактних торцевих ущільнень і гідроп’ят, що дозволяють врахувати сили і моменти, обумовлені інерцією рідини і втратами на місцевих гідравлічних опорах в торцевих дроселях, які можуть використовуватися для оцінки власних частот, амплітуд вимушених коливань і динамічної стійкості аксіально-рухомих кілець торцевих ущільнень роторів відцентрових машин і гідроп’ят.

Ключові слова: торцевий дросель, безконтактне торцеве ущільнення, опорно-ущільнювальна автоматична система осьового урівноваження, гідроп’ята, течія рідини, гідродинамічні характеристики, втрати на місцевих гідравлічних опорах, сили інерції.

АННОТАЦИЯ

Зуева Н.В. Исследование гидродинамических характеристик торцовых дроселей и динамика торцовых уплотнений. – Рукопись.

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 - динамика и прочность машин. Сумский государственный университет, Сумы, 2007.

Работа посвящена теоретическому исследованию течения жидкости в образованном гладкими уплотняющими поверхностями торцовом дросселе, в частности, учету влияния на гидродинамические характеристики торцового дросселя инерционных сил жидкости и потерь на местных гидравлических сопротивлениях, а также исследованию с их учетом динамики торцового уплотнения и опорно-уплотнительной автоматической системы осевого уравнивания (гидропят) ротора центробежного насоса.

Диссертация состоит из введения, шести разделов, выводов, списка использованной литературы и приложений.

Во введении обосновывается актуальность темы, дается общая характеристика диссертационной работы.

Первый раздел посвящен анализу приведенных в литературе методов исследования гидродинамики торцовых дросселей. Рассмотрены существующие конструкции торцовых уплотнений и гидропят. Сформулированы основные задачи исследований.

Второй раздел посвящен исследованию течения жидкости в торцовом дросселе, образованном двумя подвижными стенками. Учтены осевые и взаимно перпендикулярные угловые колебания стенки канала, а также ее вращение относительно оси. Получено распределение давления в торцовом дросселе и элементарный расход жидкости, которые можно представить в виде суммы следующих составляющих: гидростатических (определяемых напорным течением), гидродинамических (определяемых потоком вытеснения при осевых и угловых колебаниях стенок канала и их вращением) и инерционных (определяемых потоком, обусловленным силами инерции жидкости).

В третьем разделе рассмотрены гидродинамические характеристики торцового дросселя. Получены аналитические выражения для определения сил и моментов, действующих со стороны жидкости на стенки торцового дросселя, а также для определения полного расхода жидкости. Проанализировано влияние инерции жидкости и потерь на местных гидравлических сопротивлениях на гидродинамические характеристики торцового дросселя.

В четвертом разделе рассмотрены осевые и угловые колебания аксиально-подвижного кольца торцового уплотнения с учетом влияния гидродинамических сил, действующих со стороны жидкости. Получены уравнения движения кольца. Проанализированы вынужденные колебания двух существующих конструкций уплотнений – с аксиально-подвижным вращающимся и невращающимся кольцом. Получены выражения для нахождения амплитуд вынужденных колебаний. Даны количественные и качественные оценки влияния сил и моментов в торцовых дросселях на динамические характеристики уплотнения. На основании критерия Гурвица определены условия устойчивости системы. Уточнены методики расчета бесконтактных торцовых уплотнений.

В пятой главе рассмотрены статические и динамические характеристики гидропятя. Проанализированы связанные осевые колебания диска и упруго установленного кольца модифицированной конструкции гидропятя, а также вынужденные угловые колебания упруго установленного кольца, расположенного в корпусе или на диске гидропятя. Выполнена оценка влияния характера течения жидкости в торцовом дросселе на вибрационное состояние гидропятя. Приведены уточнения методик расчета гидропятя, позволяющие учесть силы и моменты, обусловленные инерцией жидкости в торцевых дросселях и потерями на местных гидравлических сопротивлениях.

В шестой главе проведен сравнительный анализ экспериментальных и теоретических результатов, который показал, что предложенная модель торцового дросселя, учитывающая силы инерции жидкости и потери на местных гидравлических сопротивлениях, уменьшает максимальное расхождение между расчетными и экспериментальными значениями, а, следовательно, может быть рекомендована в практику проектирования бесконтактных торцовых уплотнений.

Ключевые слова: торцовый дроссель, торцовое бесконтактное уплотнение, опорно-уплотнительная автоматическая система осевого уравнивания, гидропятя, течение жидкости, гидродинамические характеристики, потери на местных гидравлических сопротивлениях, силы инерции.

SUMMARY

Zueva N.V. Research of hydrodynamic performances of face throttles and noncontact face seals dynamic. - The manuscript.

Thesis on competition of a scientific degree of technical sciences candidate in specialty 05.02.09 - dynamics and strength of machines. The Sumy State University, Sumy, 2007.

Thesis is given up to research of fluid current throw face throttle, namely taking into account effect of fluid inertia forces and hydraulic local losses on hydrodynamic performances of a face throttle, and their influence on face seal dynamics. Are carried out theoretical research of hydrodynamic performances and the analysis of dynamic behaviors of face seal system and automatic discharging device (ADD). Are given quantitative and quality estimate of influence of fluid in face throttle pressure forces and moments on static and dynamic responses noncontact face seals and automatic discharging devices. More precise definition to calculation methods of noncontact face seals and bearing-sealing ADD of centrifugal machines rotors are given. That allows to consider forces and the moments are due to fluid inertia and local hydraulic losses in face throttle. Proposed recommendations on more precise definition to calculation methods can be used for estimation of characteristic frequencies, forced vibrations amplitudes and dynamic stability of axial-mobile face seals rings of torsion shafts of centrifugal machines, and the resilient-fixed rings of automatic discharging device.

Key words: face throttle, face noncontact seal, bearing-sealing automatic discharging device, fluid current, hydrodynamic performances, losses on local hydraulic resistances.

Підп. до друку 25.04.2007 р.

Папір офс.

Формат 60×84/16.

Замовлення №384

Друк офс.

Обл.-вид. арк. 0,9.

Наклад 100 прим.

Гарнітура Times New Roman.

Ум.друк.арк.1,1.

Видавництво СумДУ. Свідоцтво ДК№2365 від 08.12.2005 р.

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

Друкарня СумДУ. 40007, м. Суми, вул.Римського-Корсакова, 2.