

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**магістра**

**на тему: «Гідродинамічний розрахунок торцевого ущільнення з  
урахуванням геометрії торцевого дроселя»**

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

ОПП: Комп'ютерний інжиніринг в механіці

Виконав: студент групи КМ.м-11

Токарєв В.О.

Керівник: доц. Сovenко Н.В.

Рецензент: зав. кафедри Загорулько А.В.



2. Роздатковий матеріал

6. Дата видачі завдання: 02.09.2022.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
<b>1</b>	<b>Розділ 1</b>	<b>02.09.22- 15.09.22</b>	
	<b>Розділ 2</b>	<b>15.09.22- 30.09.22</b>	
	<b>Розділ 3</b>	<b>30.09.22- 17.10.22</b>	
	<b>Розділ 4</b>	<b>17.10.22- 31.10.22</b>	
	<b>Оформлення роботи</b>	<b>01.11.22- 11.11.22</b>	

Студент \_\_\_\_\_ Віталій Токарєв

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Наталія Сovenко

## РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота: 71 с., 23 рис., 10 іст.

Об'єкт розрахунку - торцеве ущільнення.

Мета роботи - визначити вплив потоку рідини на гідродинамічні характеристики торцевого ущільнення.

Метод розрахунку - аналітичний та чисельний розрахунок задачі течії рідини в торцевому зазорі з урахуванням теплових і силових деформацій ущільнювальних кілець.

У машинобудуванні велику роль відведено розвитку ущільнюючим елементам, які забезпечують надійність, ефективність роботи і термін служби системи. Незалежно від області застосування ущільнення повинні володіти максимально можливою герметичністю, надійністю, не викликати великих сил тертя і зносу рухомих деталей, забезпечувати роботу в широкому температурному діапазоні і можливих перепадах тиску, бути економічними і мати мінімальну вартість.

Серед різноманіття видів ущільнень торцеві ущільнення є одним з перших в різних галузях сучасної техніки. Вони відрізняються великою довговічністю, мають високу герметичність, але при цьому мають недолік - при експлуатації торцевих ущільнень спостерігається нерівномірний знос контактних поверхонь, збільшуються втрати потужності на тертя, що підвищуються у міру збільшення тиску рідини.

У даній роботі розглядається течія рідини в торцевому зазорі з урахуванням теплових і силових деформацій. Для дослідження перебігу в конусному каналі використовуються усереднене рівняння руху і рівняння нерозривності. В результаті їх вирішення отримано розподіл тиску в торцевому дроселі, а також елементарна витрата рідини. Отримано сили і моменти, що діють з боку рідини на стінки торцевого дроселя, а також сумарна витрата рідини. Проведено аналіз впливу деформацій на гідродинамічні характеристики торцевого дроселя.

ТОРЦЕВЕ УЩІЛЬНЕННЯ, ТОРЦЕВИЙ ДРОСЕЛЬ, КІЛЬЦЕ УЩІЛЬНЮВАЧА, ГІДРОДИНАМІЧНЕ УЩІЛЬНЕННЯ, ВИТРАТА РІДИНИ, ДЕФОРМАЦІЯ

## ЗМІСТ

УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ.....	7
ВСТУП.....	9
1      Огляд існуючих конструкцій ущільнення .....	11
1.1 Торцеві ущільнення. Типи і область застосування.....	11
1.2 Схема і принцип роботи торцевого ущільнення.....	19
1.3 Огляд силових і теплових деформацій, що виникають в торцевих ущільненнях .....	20
1.4 Принцип роботи гідроп'яти .....	21
1.5 Висновки .....	22
2      ВПЛИВ ТЕПЛОВИХ І СИЛОВИХ ДЕФОРМАЦІЙ НА РОБОТУ МЕХАНІЧНОГО ТОРЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ .....	24
2.1 Проблеми, що виникають при експлуатації ущільнень .....	24
2.2 Визначення контактного тиску в торцевій парі.....	24
2.3 Обчислення протікання механічного торцевого ущільнення.....	26
2.4 Розрахунок теплового стану ущільнення.....	26
2.5 Розрахунок деформацій торцевого ущільнення.....	34
2.5.1 Теплові деформації кілець.....	34
2.5.2 Силкові деформації повороту перетину кільця .....	35
2.5.3 Сумарні деформації торцевого ущільнення .....	37
3      ГІДРОДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ торцевих дроселів .....	39
3.1 Математична модель торцевого дроселя.....	39
3.2 Граничні умови для швидкостей і тиску .....	42
3.3 Розподіл тиску в торцевій щілині і визначення витрати.....	45
3.4 Перехід до безрозмірних координатах.....	49
3.5 Сили і моменти, що діють з боку рідини на стінки торцевого дроселя .	49
3.6 Визначення повної витрати і його аналіз .....	53
3.7 Оцінка гідродинамічних характеристик торцевого ущільнення.....	54
3.7.1 Гідростатичні складові.....	55
3.7.2 Гідродинамічні складові .....	57

3.8	Висновки .....	59
4	РОЗРАХУНОК ТОРЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА ПЭ 380-185 .....	61
4.1	Початкові дані.....	61
4.2	Визначення температурних і силових деформацій кілець торцевого ущільнення.....	61
4.3	Розрахунок характеристик торцевого ущільнення .....	66
4.4	Висновки .....	67
	ВИСНОВКИ.....	68
	СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	70

## УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

$F$  – осьова сила тиску, що притискає аксіально-рухливе кільце до опорної поверхні;

$F_n$  – сила пружного елемента;

$F_c$  – сила контактного тиску;

$F_s$  – сила, обумовлена гідростатичним тиском в торцевому зазорі;

$F_m$  – сила тертя;

$p_1$  – тиск ущільнюючої рідини;

$p_2$  – тиск навколишнього середовища;

$p_c$  – контактний тиск в торцевій парі;

$\Delta p$  – ущільнюваний перепад тиску;

$k$  – коефіцієнт навантаження;

$S_c$  – контактна площа;

$h$  – середній зазор між шорсткими поверхнями при наявності плям контакту;

$R_{a_1}, R_{a_2}$  – наведена шорсткість 1-ої, 2-ий поверхонь;

$K_1, K_2$  – коефіцієнти повноти або гладкості;

$q(v)$  – коефіцієнт, який залежить від середньої окружної швидкості;

$r_e$  – зовнішній радіус торцевого дроселя;

$\omega$  – окружна швидкість;

$N_c$  – втрати потужності на тертя;

$f$  – коефіцієнт тертя;

$b_c$  – ширина контактної поверхні;

$\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості;

$r_c$  – середній радіус контактної поверхні;

$N_1, N_2$  – потужність рідинного тертя торцевої і циліндричної обертових поверхонь;

$R_2, R_1$  – зовнішній і внутрішній радіуси диска;

$\rho$  – щільність рідини;

$c_1, c_2$  – коефіцієнти дискового тертя;

$N_k$  – тепловідвід від корпусу;

$S_k$  — наведена площа корпусу ущільнення, від якої відбувається тепловіддача в зовнішнє середовище;

$\alpha_k$  – коефіцієнт тепловіддачі;

$t_1$  – температура рідини всередині корпусу ущільнення;

$t_2$  – Температура навколишнього середовища;

$N_p$  – тепловідвід за рахунок протікання через ущільнення;

$c$  – питома теплоємність ущільнюваної рідини;

$\Delta t$  – нагрів ущільнюючої рідини в зазорі;

$\varphi_t$  – температурні деформації кільця;

$M_t$  – момент, обумовлений зміною температури по довжині кільця;

$\varphi_p$  – кут повороту від моменту сил тиску;

$E$  – модуль пружності матеріалу кільця;

$\beta$  – кут конусності;

$\gamma$  – повний перекис кільця;

$h_c$  – середня відстань, без урахування перекосу і конусності;

$\Delta h_\gamma$  – зміна відстані внаслідок перекосу кільця;

$r$  – радіус;

$\varphi$  – окружна координата торцевого зазору;



## ВСТУП

Однією з найважливіших проблем розвитку машинобудування в різних галузях сучасної технології є проблема створення надійних ущільнень. Таке становище зумовлено, з одного боку, великими ущільнюючими тисками, окружними швидкостями, температурами, з іншого боку - дуже жорсткими вимогами до герметичності і надійності, які підвищуються зі зростанням параметрів. Вже зараз рівень ущільнювальної техніки часто визначає не тільки тип насоса або компресора, але і робить вирішальний вплив на вибір конструкції і технології унікальних технічних систем. Багато ефективних технологічних систем залишаються не реалізованими через відсутність ущільнень роторів, що забезпечують необхідну герметичність в складних умовах експлуатації. Складною і надзвичайно важливою для роторних машин є проблема герметизації ротора, перш за все в місцях його виходу з корпусу. Особливої актуальності ця проблема набуває в зв'язку з невідкладними проблемами захисту навколишнього середовища, адже через ущільнення роторів втрачається величезна кількість продуктів, що перекачуються, які одночасно забруднюють навколишнє середовище. За деякими даними близько 60% викидів в атмосферу становлять неконтрольовані витіки через ущільнення. Досить зазначити, що навіть для агресивних рідин нормальними вважаються витіки через одне ущільнення на рівні 0,5 ... 2,0 літра на годину, що за рік становить декілька тонн перекачаного середовища.

Ці витіки вимагають знешкодження та утилізації, що пов'язано з великими додатковими витратами. З огляду на кількість насосів, які працюють у всіх галузях промисловості, легко уявити значення ущільнень не тільки для збереження навколишнього середовища, а й для підвищення економічної ефективності різноманітних виробництв. Зростаючі вимоги призводять до ускладнення конструкцій ущільнень, і вони перетворюються в складні гідромеханічні системи, вартість яких порівнянна з вартістю самої машини. З

ростом тиску збільшуються осьові габаритні розміри ущільнень: в деяких випадках вони становлять більше половини довжини ротора.

Поки ущільнення залишаються самими ненадійними вузлами роторних машин. За даними обстежень ряду насосів та компресорів від 40 до 80% відмов відбувається через ущільнення, причому кількість відмов зростає в міру збільшення параметрів машин.

В даний час торцеві ущільнення знаходять все більш широке застосування завдяки незаперечним перевагам і добре розвинутою виробничою інфраструктурою. Вони відрізняються такими важливими якостями, як тривалий термін служби, висока герметичність і довговічність. Однак і торцеві ущільнення мають свої недоліки, які необхідно усувати.

При експлуатації механічних торцевих ущільнень кільця ущільнювачів відчують навантаження, зумовлені тиском робочого середовища і силами від дії пружних елементів ущільнення. Теплота, що виділяється в парі тертя, викликає нерівномірне нагрівання ущільнювальних кілець, в результаті чого в них виникають температурні напруги. Ці негативні фактори призводять до деформацій кілець ущільнювачів, що порушують площинність контактних поверхонь. Зміна площинності веде до перерозподілу гідравлічного тиску в торцевій щілині. В результаті виникає небезпека розкриття ущільнювального стику або нерівномірного навантаження його, що викликає великі витоки ущільнюваного середовища, перегрів і підвищений знос пари тертя.

Тому метою даної роботи є визначити вплив потоку рідини на статичні і динамічні характеристики торцевого ущільнення.

# 1 ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ УЩІЛЬНЕННЯ

## 1.1 Торцеві ущільнення. Типи і область застосування

Торцеві ущільнення задовільно працюють в гранично важких умовах при температурі (від -200 до +450 ° С і вище при охолодженні), швидкості ковзання в парах тертя (від 0 до 100 м / с і більше), по агресивності (концентровані кислоти, луги, радіоактивні середовища) і по абразивності середовищ (грунтові, пінкові, глинисті і т. п.), їх виготовляють на вали будь-якого розміру (від декількох міліметрів до 1500 мм і більше в діаметрі). Вони відрізняються великою довговічністю і володіють високою герметичністю . Слід зазначити також, що торцеві ущільнення працюють задовільно при порівняно великому радіальному битті вала і порівняно мало чутливі до зміщення валу щодо корпуса машини.

Вони широко використовуються в техніці, де запобігають витік шарикопідшипників і потрапляння до них води і бруду. У галузі транспорту експлуатуються мільйони торцевих ущільнень. Ці ущільнення забезпечують герметичність колінчастих валів і водяних насосів, ротаційних бензонасосів і коробок передач, гідротрансформаторів і гідродинамічних гальм важких вантажів автомобілів.

Енергетика і насособудування - ще одна область використання торцевих ущільнень. Особливо широко торцеві герметизатори використовуються на нафтопереробних і хімічних апаратах: вони ущільнюють вали мішалок, випарників і змішувачів каландрів, що підігріваються паром, центрифуг, вентиляторів і насосів, що працюють на різних середовищах. У літаках і ракетних двигунах за допомогою торцевих ущільнень герметизують вали газових турбін, турбокомпресорів, гідроагрегатів та насосів подачі палива літеля і ін.

Область застосування торцевих ущільнень безперервно розширюється, чому значною мірою сприяє поява нових зносостійких матеріалів (вугле - і пірографітов, металокерамічних сплавів і т.д.), а також використання гідродинамічного і Термогідродинамічного розклинювання пар тертя.

Незалежно від області застосування ущільнення повинні відповідати таким основним вимогам:

1. Володіти максимально можливою герметичністю.
2. Мати необхідний ресурс роботи, тобто знос повинен бути мінімальним.
3. Бути надійними, тобто в період нормальної роботи технічне обслуговування і ремонт повинні бути відсутніми.
4. Втрати потужності на тертя і тепловиділення повинні бути мінімальними.
5. Геометричні розміри ущільнення повинні бути мінімальними.
6. Бути економічними і мати мінімальну вартість .

Пошук компромісу між цими часто протилежними вимогами привів до появи на практиці різних типів і компоновальних схем торцевих ущільнень. Це пояснюється тим, що не всі вимоги можна реалізувати в одній конструкції. Тому при розробці або доборі ущільнення, перш за все, враховуються експлуатаційні фактори та співвідношення між ними. Крім того, на ефективність роботи ущільнення, поряд з геометричними розмірами і схемою компоновання, надають ступінь гідравлічного розвантаження поверхні тертя від осьових сил; швидкість ковзання; шорсткість і паралельність контактних поверхонь; температура ущільнюваної рідини і контактних поверхонь, а також її зміна з часом; форма ущільнюваного зазору, що залежить від силових деформацій поверхні тертя в процесі роботи; ущільнюється середовище, її змащувальні властивості, теплопровідність; режим тертя, вібрації, нагріву або охолодження, радіальне биття, а також інші конструктивні і експлуатаційні фактори, причому вирішальне значення має можливість відведення тепла від поверхні тертя .

Торцеві ущільнення класифікують за конструктивними особливостями пружних елементів. Ці елементи визначають не тільки зовнішній вигляд, але і динаміку ущільнень. До них відносять пружини з кільцями ущільнювачів, сільфони і мембрани з пружинами або без них. Пружні елементи (на рисунку

умовно позначені прямокутниками з діагоналями) бувають обертові і нерухомі (рисунок 1.1).

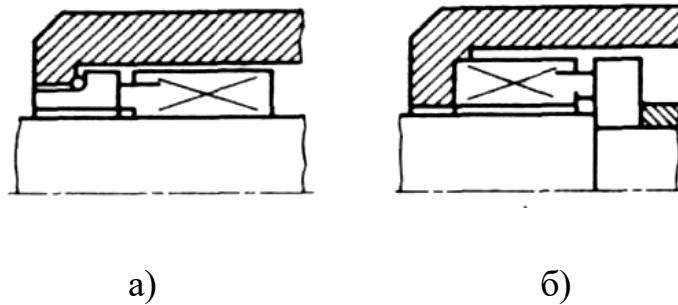


Рисунок 1.1 – Торцеві ущільнення з обертовим (а) і нерухомим (б) пружними елементами

Ущільнення розрізняються ще по двом важливим ознаками:

- 1) спосіб підведення ущільнюваного середовища (рисунок 1.2) (ущільнення із зовнішнім і внутрішнім підведенням);
- 2) ступінь розвантаження (рисунок 1.3) (ущільнення розвантажені та нерозвантажені).

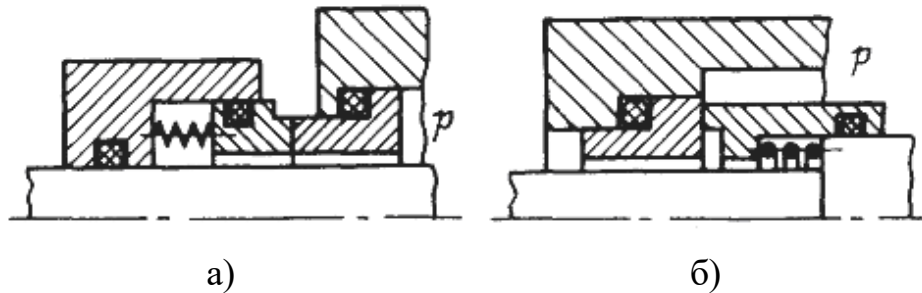


Рисунок 1.2-Ущільнення з внутрішнім а) і зовнішнім б) підведенням

Ступінь розвантаження ущільнення характеризується відношенням питомого тиску в зазорі пари тертя до внутрішнього тиску масла в камері ущільнення або коефіцієнтом гідравлічного навантаження  $k$ , який дорівнює відношенню площі гідравлічного навантаження до площі поверхні контакту відповідно (рисунок 1.3). У гідравлічно нерозвантаженому ущільненні коефіцієнт, в розвантаженому -  $k < 1$ . Зазвичай коефіцієнт гідравлічного

навантаження знаходиться в межах. При зменшенні коефіцієнта  $k$  підвищується опірність термічному перевантаженню, проте збільшується і небезпека розкриття стику ущільнювальних поверхонь.

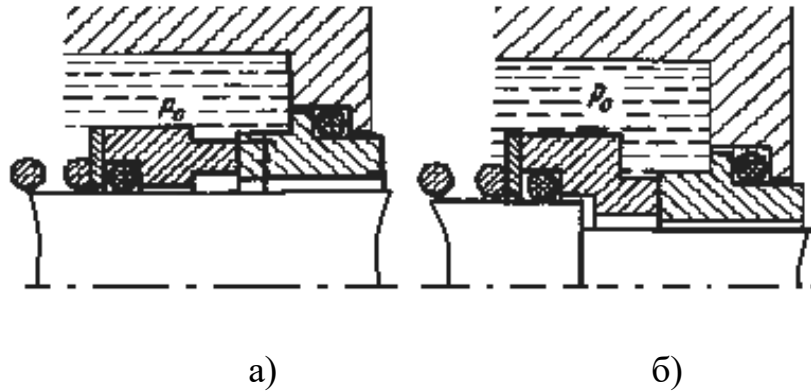


Рисунок 1.3 - Ступінь розвантаження ущільнення:

- а) - гідравлічно розвантажене ущільнення;
- б) - гідравлічно нерозвантажене ущільнення

Залежно від форми виконання контактних поверхонь пар тертя і механізму утворення рідинного тертя серед торцевих ущільнень можна виділити контактні і безконтактні.

Контактні торцеві ущільнення (рисунок 1.7) мають високу герметичність (як правило, працюють з краплинним витокком), так як герметизація здійснюється за рахунок безпосереднього контакту ущільнюючих поверхонь деталі ротора, що обертається і необертальної втулки, і режим тертя в контакті граничний або напіврідинний. Внаслідок цього мають місце швидкий знос, підвищена чутливість до зміни умов роботи, до силових і температурних деформацій, обмеження по окружним швидкостям і ущільнюваних тисках. Найчастіше одна з деталей, що утворюють ущільнювальну щілину, виготовлена з графіту, а інша - з металу або кераміки. Для компенсації зносу ущільнюючих поверхонь і осьової рухливості вала одне з кілець робиться рухомим в осьовому напрямку і однієї або декількома пружинами до іншого кільця. В якості вторинного ущільнення використовуються гумові кільця, фторопластові манжети або сильфони. Використовуються також пристрої, що перешкоджають повороту одного кільця щодо корпусу та іншого кільця щодо вала. Через тертя

в зоні контакту, що приводить до виникнення високої температури, торцеві контактні ущільнення мають обмеження по швидкості ковзання приблизно в  $100 \text{ м / с}$ . Вимоги, що постійно підвищуються, до надійності, герметичності і маси ущільнень обумовлюють інтерес до торцевих ущільнень з газовим і рідинним мастилом або торцевих безконтактних ущільнень. Вони характеризуються наявністю гарантованого проміжку між ущільнюючими поверхнями. Тому ущільнення працюють з постійним витокком, але майже без зносу. Ці ущільнення практично не мають обмежень по окружній швидкості, а ущільнювані тиски обмежуються лише допустимими витокками і силовими деформаціями.

Для утворення гарантованої газової плівки в проміжку торцевого ущільнення були створені газостатичні і газодинамічні камери, що привело до розділення безконтактних торцевих ущільнень на гідродинамічні і гідростатичні.

Ці ущільнення застосовують при високих перепадах тисків і швидкостях ковзання, а також для герметизації середовищ з поганими змащуючими властивостями (гази, киплячі і криогенні рідини). Гідродинамічні і гідростатичні ущільнення успішно експлуатують при перепаді тисків до 28 МПа, швидкості ковзання до 185 м/с на валах діаметром до 1500 мм. Безконтактні торцеві ущільнення використовують в турбонасосах високого тиску ЖРД, компресорах авіаційних двигунів, циркуляційних насосах АЕС, поживних насосах енергетичних систем, турбінах гідроелектроустановок і інших машинах.

Для підтримки безконтактного режиму роботи ущільнень, шар рідинного, або газового середовища в проміжку між поверхнями ущільнювачів повинен витримувати стискаючі навантаження, мати гідромеханічну жорсткість.

У гідродинамічних ущільненнях для розклинювання пари тертя використовується енергія руху поверхонь ущільнювачів. За відсутності обертання ці поверхні знаходяться в щільному контакті, що виключає витокки. При обертанні поверхні розділяються тонким рідинним шаром і виникають обмежені витокки. У гідродинамічних ущільненнях (Рисунок 1.4) розділення поверхонь пари тертя і сприйняття стискаючих навантажень здійснюється

силами, що виникають в результаті нагнітання рідини в частину проміжку, що звужується, під дією сил тертя.

Ділянки зазору, що звужуються в напрямку швидкості ковзання, створюються шляхом нанесення на поверхні ущільнювачів канавок, кишень або ступенів. Використовують також ущільнення, в яких нерівномірність зазору в напрямку швидкості ковзання утворюється в процесі роботи в результаті силових або температурних деформацій.

Ущільнення, в яких гідродинамічні сили виникають внаслідок температурних деформацій, називають Термогідродинамічними (рисунок 1.5). Якщо немає обертання, поверхні пари тертя плоскі. При обертанні внаслідок тертя кільця ущільнювачів нагріваються, причому нерівномірно. Найбільш сильно нагріваються ділянки кілець, розташовані в проміжках між канавками або проточками, охолоджувані робочим середовищем. В результаті нерівномірного нагрівання площинність ущільнювальних поверхонь порушується, і утворюються ділянки проміжку з профілем, що звужується. Ці ділянки працюють аналогічно підшипників ковзання. Термогідродинамічні ущільнення за складністю процесів, що протікають в парі тертя, а також за значеннями зазору і витокам займають проміжне положення між контактними і гідродинамічними ущільненнями.

Гідростатичні торцеві ущільнення (рисунок 1.6) можна визначити як ущільнення, аксіально рухомий елемент (розвантажувальний диск з ротором) яких урівноважується силами тиску ущільнюваного або буферного середовища і зовнішнім осьовим навантаженням на ротор при наперед заданій величині торцевого проміжку.

У них рідинне мастило забезпечується за рахунок перепаду тисків. У гідростатичних ущільненнях відсутність контактів і витоку мають місце незалежно від того, обертається вал чи ні. Рідинне (газове) мастило пари тертя створюється при послідовному проходженні рідини (газу) через два дроселя: вхідний і вихідний. В якості вхідного дроселя використовують отвори, пористі вставки, капіляри, ділянки ущільнювальної щілини. В процесі роботи під дією



зовнішніх навантажень, наприклад, змикається кільця ущільнювачів, зменшується висота зазору, збільшується опір вихідного дроселя, а, отже, тиск і гідростатична сила в зазорі, що запобігає подальше зближення і контакти кілець ущільнювачів.

Гідростатичні ущільнення можна застосовувати в якості рідинних і газових затворів (бар'єрів), що розділяють два середовища. Для поділу цих середовищ в ущільнення подається затворна рідина або газ від зовнішнього джерела тиску. Ущільнення з живленням від зовнішнього джерела тиску застосовують також з метою збільшення гідростатичної жорсткості при особливо високих вимогах до надійності ущільнювального вузла. Крім того, ці ущільнення використовують в умовах, коли в залежності від режиму роботи машини тиск до ущільнення може бути підведено як з боку внутрішнього, так і з боку зовнішнього діаметра ущільнювальної пари.

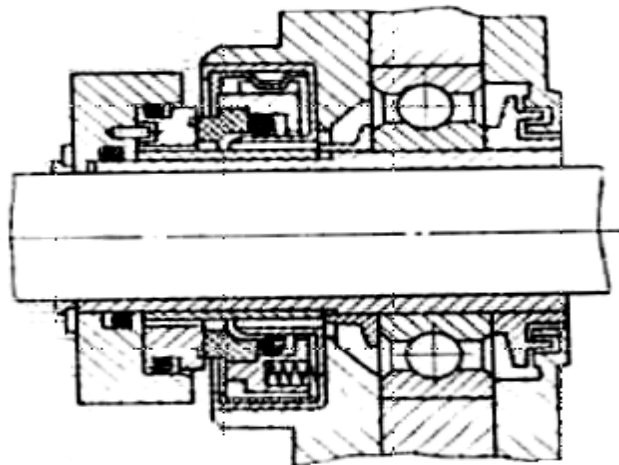


Рисунок 1.2 – Спеціальне гідродинамічне ущільнення високопродуктивного генератора з масляним охолодженням

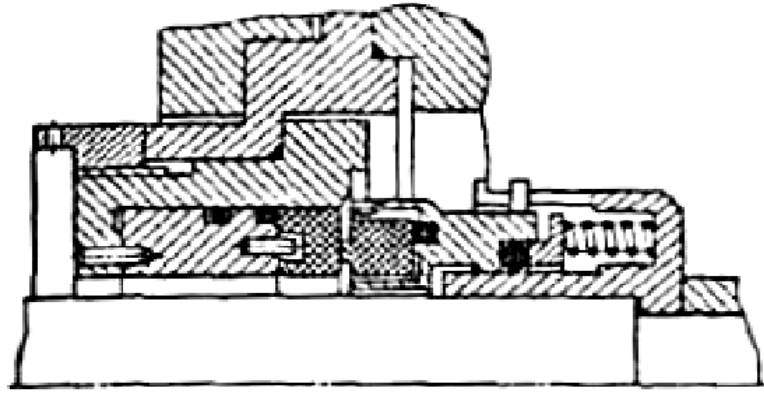


Рисунок 1.3– Торцеве ущільнення термогідродинамічної дії

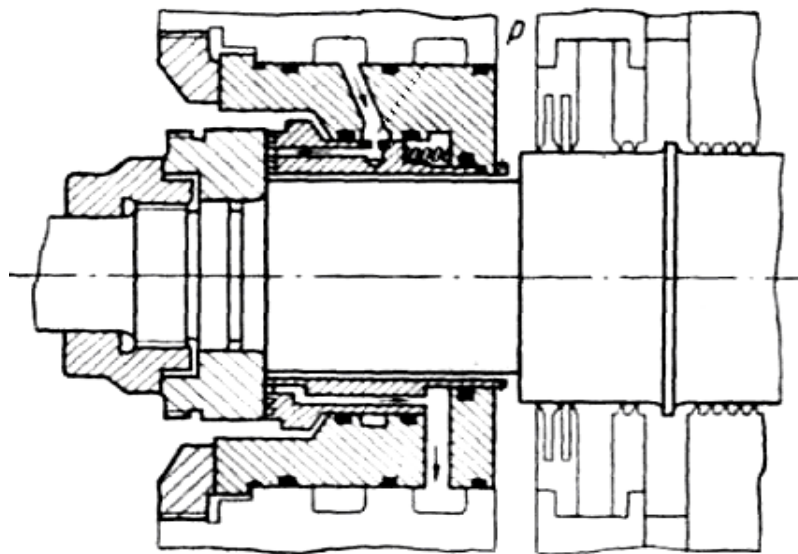


Рисунок 1.4– Гідростатичне ущільнення турбокомпресора фірми "Рато"  
(Франція)

Важливими чинниками, що визначають конструктивні особливості ущільнення, є: діаметр і частота обертання валу, його биття і можливі зміщення, габарити ущільнення, що допускаються, умови його складання і розбирання при необхідності заміни.

Вибір конструкції торцевого ущільнення значною мірою визначається фізико-хімічними властивостями середовища, для якого призначено ущільнення : її агрегатним станом (газ, рідина), в'язкістю, температурою, тиском, змістом зважених твердих часток і солей, хімічною агресивністю, займистістю (при нагріві, у контакті з атмосферою), мірою небезпеки дії на людей і довкілля .

За умовами роботи можна виділити чотири групи торцевих ущільнень :

1) ущільнення для хімічно неагресивних і слабоагресивних середовищ (олій, нафтопродуктів, води);

2) ущільнення для хімічно агресивних середовищ (кислот, лугів, розчинів солей, пари, газів і різних технологічних середовищ хімічної, нафтохімічної, нафтопереробної і інших галузей промисловості);

3) ущільнення для середовищ з великим вмістом твердих часток і включень (середовищ, що перекачуються ґрунтовими, пісчаними, хімічними, фекальними насосами і насосами для паперової маси на гірничо-збагачувальних комбінатах, у вугільних шахтах, у будівельній, хімічній і паперовій промисловості);

4) спеціальні ущільнення.

Для характеристики напруженості умов роботи торцевих ущільнень прийнятий параметр, що є тиском  $p$  робочого середовища на середню окружну швидкість ковзання  $V$  в парі тертя.

## **1.2 Схема і принцип роботи торцевого ущільнення**

Механічне торцеве ущільнення (рисунок 1.7) має нерухоме 2 і що обертається аксіально рухоме 3 кільця ущільнювачів із зносостійкого матеріалу, закріплення в обіймах 1 і 5. Попереднє контактний тиск між кільцями забезпечується силою стиснення пружини 6, а потім збільшується за рахунок сили тиску ущільнюваної рідини. Зазор між валом і аксіально-рухомим кільцем 3 герметизується вторинним ущільненням 4; крутний момент, необхідний для подолання тертя на торцевих контактних поверхнях, передається від вала на кільце, що обертається через повідковий пристрій: штифт 7 і обійма кільця 5 з поздовжнім пазом.

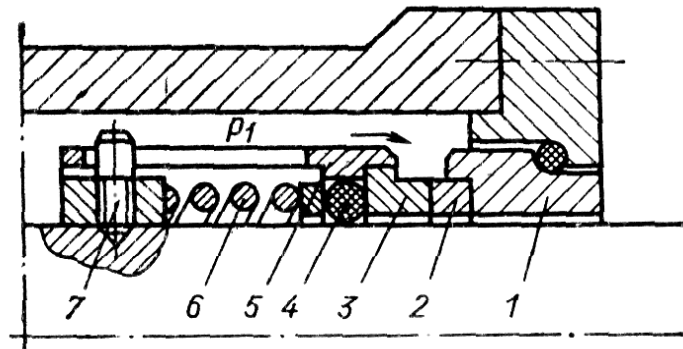


Рисунок 1.5 – Торцеве механічне ущільнення

Герметизація здійснюється за рахунок притиснення торцевих поверхонь нерухомого 2 і обертового 3 кілець. Зі збільшенням контактного тиску герметичність підвищується, однак при цьому збільшуються втрати потужності на тертя, в результаті чого підвищується знос поверхонь тертя, їх нагрівання. Таким чином, працездатність ущільнення визначається, перш за все, контактним тиском і фізичними процесами на контактуючих і обертових відносно один одного торцевих поверхонь.

### 1.3 Огляд силових і теплових деформацій, що виникають в торцевих ущільненнях

Потреби різних галузей промисловості в машинах на більш високі параметри безперервно зростають, і для задоволення цих потреб необхідно змінювати параметри кілець ущільнювачів.

У робочих умовах ущільнювальні кільця відчувають навантаження, зумовлені тиском робочого середовища і силами від дії пружних елементів ущільнення. Крім них на форму зазору істотно впливає нерівномірний нагрів кілець, тертя в зазорі ущільнення.

Силові і температурні навантаження викликають деформації кілець ущільнювачів, що порушують площинність контактних поверхонь. Зміна площинності веде до перерозподілу гідравлічного тиску в торцевій щілині, що призводить до зміни сил і моментів. В результаті виникає небезпека розкриття

ущільнювального стику або нерівномірного навантаження його, що викликає виток, перегрів і підвищений знос пари тертя.

В процесі експлуатаційного зносу витік зменшується, поки не досягне постійної величини, що відповідає величині при плоскопаралельному зазорі. Процес прироблення в торцевих ущільненнях може тривати від декількох хвилин до декількох місяців. Його тривалість залежить головним чином від величини деформації, зносостійкості матеріалів і навантаження. Для отримання постійного мінімального витоків необхідно звести до мінімуму спотворення форми ущільнювального зазору.

Ширина кільця контакту має особливе значення, так як вона не тільки входить безпосередньо в усі рівняння розрахунку деформацій, а й побічно впливає на утворення і відведення теплоти. При зміні форми ущільнювального зазору, обумовленої в основному тепловим впливом, витік і фрикційні втрати можна обмежити зміною коефіцієнтів теплопровідності матеріалів пари тертя.

#### 1.4 Принцип роботи гідроп'яти

Гідроп'ята (рис.1.8) містить на валу жорстко закріплений розвантажувальний диск 5, послідовно розташовані циліндричний 1, нерухоме опорне кільце (подушку) 2, і торцевий 3 дроселі і камеру 4, що розділяє ці дроселі.

При зростанні осьової сили  $T$  диск 5, що складається з безпосередньо самого сталевого диска 5 і бронзового кільця 6, встановленого за допомогою пружного елемента 7 на диску, разом з ротором як одне ціле рухається вліво.

Повний перепад тиску на п'яті представляє різницю між тиском нагнітання  $p_1$  і тиском в камері за гідроп'ятою. Найчастіше ця камера сполучена з входним патрубком насоса, тоді  $p_3$  – тиск на вході. Частина загального перепаду тиску, дроселює на торцевому дроселі 3, якого провідність залежить від ширини зазору, а тобто осьового положення ротора. Якщо ж під дією надлишкової осьової сили ротор зміщується вліво, то торцевий зазор зменшується, а тиск  $p_2$  збільшується, відновлюючи рівність сили  $T$ , що діє на

ротор, і врівноважуючої сили  $F$ , що діє на розвантажувальний диск. Таким чином, відбувається автоматичне розвантаження упорного підшипника. Рівноважні стани гідроп'яти реалізуються при малих зазорах, що забезпечує роботу пристрою в умовах змащованого робочою рідиною упорного підшипника, а також виконання функцій безконтактного торцевого ущільнення [2,3,6].

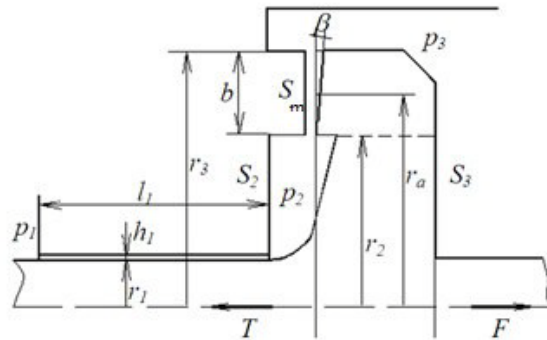


Рисунок 1.8 – Конструкція автоматичного врівноважуючого пристрою – гідроп'яти

## 1.5 Висновки

1. Проблема створення надійних і герметичних ущільнень є однією з найважливіших проблем розвитку машинобудування в різних галузях сучасної техніки.

2. Механічні торцеві ущільнення знаходять все більш широке застосування завдяки незаперечним перевагам і добре розвинутою виробничою інфраструктурою. Вони працюють задовільно при порівняно великих радіальних биттях вала і порівняно мало чутливі до зміщення вала щодо корпусу машини. Торцеві ущільнення відрізняються такими важливими якостями, як тривалий термін служби, висока герметичність і довговічність, тому їх вдосконалення має велике практичне значення.

3. Безперервне зростання параметрів роторних машин нашоюхується на принципові труднощі, пов'язані з удосконаленням ущільнюючих вузлів. Так при експлуатації торцевих ущільнень спостерігається нерівномірний знос

контактних поверхонь. До цього призводить деформація поперечного перерізу кільця, викликана з одного боку зміною температури по довжині кільця, з іншого - дією радіальних і осьових сил, обумовлених тиском ущільнюючого середовища. Зміна площинності контакту веде до перерозподілу гідравлічного тиску в торцевій щілині, а, отже, до зміни сил і моментів. У зв'язку з цим виникає ряд завдань, пов'язаних з дослідженням впливу потоку рідини на характеристики торцевого ущільнення:

- 1) знаходження деформацій кілець торцевого ущільнення.
- 2) дослідження течії рідини в торцевому дроселі з урахуванням руху стінок каналу.
- 3) визначення сил та моментів, які діють на кільця торцевого ущільнення.

## 2 ВПЛИВ ТЕПЛОВИХ І СИЛОВИХ ДЕФОРМАЦІЙ НА РОБОТУ МЕХАНІЧНОГО ТОРЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ

### 2.1 Проблеми, що виникають при експлуатації ущільнень

При експлуатації торцевих ущільнень спостерігається нерівномірний знос контактних поверхонь. До цього призводить деформація поперечного перерізу кільця. З одного боку деформація кільця викликається зміною температури по довжині кільця, з іншого боку деформація залежить від дії радіальних і осьових сил, обумовлених дією тиску ущільнюючого середовища.

Підбором розмірів кільця слід домагатися врівноваження температурних деформацій силовими деформаціями до такої міри, щоб розкриття у верхній частині кілець ущільнювачів було мінімальним. При цьому знос контактних поверхонь і протікання будуть мінімальними.

### 2.2 Визначення контактної тиску в торцевій парі

Умова осової рівноваги аксіально-рухомого кільця торцевого ущільнення (рис. 2.1) має вигляд [18]:

$$F + F_n = F_c + F_s \pm F_m, \quad (2.1)$$

де  $F_n$  – сила пружного елемента;  $F_s$  – сила, обумовлена гідростатичним тиском  $p_s$  в торцевому зазорі;  $F_c = p_c S_c$  – сила контактної тиску  $p_c$ ;  $F_m$  – сила тертя з вторинного ущільнення, що перешкоджає зміщенню аксіально-рухомого кільця в той чи інший бік;  $F$  – осова сила тиску, що притискає аксіально-рухоме кільце до опорної поверхні  $F = p_1 S_1 + p_2 S_2$ .

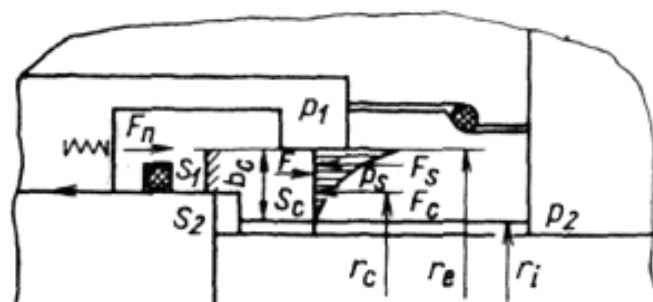




Рисунок 2.1 – Схема сил, що діють на аксіально-рухоме кільце механічного торцевого ущільнення

Знаки площ  $S_1$  і  $S_2$  вважаються позитивними, якщо сили тиску, що виникають на них, збільшують контактний тиск у парі тертя, і негативними, якщо відповідні сили тиску розкривають торцевий стик. З урахуванням прийнятого правила знаків  $S_c = S_1 + S_2$ , а вираз для сили  $F$  можна привести до вигляду

$$F = \Delta p S_c \cdot (k + p_2 / \Delta p), \quad (2.2)$$

де  $\Delta p = p_1 - p_2$  – перепад тиску, що ущільнюється,  $k = S_1 / S_c = b_1 r_1 / b_c r_c$  – коефіцієнт навантаження,  $b_1 = r_e - r_1$ ,  $b_c = r_e - r_b$

Якщо  $S_2 > 0$ , то  $k < 1$  (розвантажені ущільнення), якщо  $S_2 < 0$ , то  $k > 1$  (навантажені ущільнення). Якщо протитиск відрізняється від нуля ( $p_2 > 0$ ), як ефективний коефіцієнт навантаження слід приймати  $k_3 = k + p_2 / \Delta p$ .

Сила гідростатичного тиску  $F_s$ , розкриває торцевий стик, визначається тиском у зазорі і може бути отримана підсумовуванням елементарних сил тиску по всій контактній площі  $S_c$ :  $F_s = \int_{(S_c)} p_s ds$ .

З урахуванням гідравлічних сил рівняння рівноваги (2.1) можна записати як

$$p_c = \Delta p k - \bar{p} + (F_n - F_m) / S. \quad (2.3)$$

Знак сили тертя прийнятий з того що при навантаженні вона перешкоджає зближенню контактних поверхонь. Силу пружного елемента зазвичай приймають дещо більшої сили тертя, тому останній доданок у рівності (2.3) мало і їм, як правило, можна знехтувати. Для режиму рідинного тертя

$$p_c = \Delta p (k - 0,5) + (F_n + F_m) / S_c, \quad (2.4)$$

Тобто контактний тиск повністю визначається коефіцієнтом навантаження  $k$  і перепадом тиску, що ущільнюється.

В області граничного та змішаного мастила теоретично визначити контактний тиск не можливо і воно визначається за експериментальними

даними. Тому в цій роботі обмежимося лише дослідженням рідинного режиму тертя.

### 2.3 Обчислення протікання механічного торцевого ущільнення

На протікання через гідравлічний зазор  $h$  в механічних торцевих ущільненнях істотно впливає окружна швидкість кільця, що обертається. [18]:

$$Q = 2\pi r_e h^2 \frac{\Delta p}{\rho_c^2} q(v). \quad (2.5)$$

Коефіцієнт  $q(v)$  залежить від середньої окружної швидкості  $v = \omega \cdot r_c$ .

Сила тертя на торцевих поверхнях дорівнює  $f p_c S_c$ .

Для режиму рідинного змащення коефіцієнт тертя визначається виразом:

$$f = \frac{\mu \omega r_c}{\rho_c h}. \quad (2.6)$$

У режимі граничного мастила коефіцієнт тертя визначають лише експериментально кожної пари матеріалів та умов роботи.

Сумарна потужність, що витрачається на роботу ущільнень, збільшується за рахунок втрат, пов'язаних з протікання рідини, і за рахунок втрат на дискове тертя. Якщо протікання відводять частину тепла від контактних поверхонь, дискові втрати підвищують температуру рідини в камері ущільнення і тим самим збільшують загальну теплову напруженість вузла.

### 2.4 Розрахунок теплового стану ущільнення

Потужність тертя у ущільнювальному зазорі перетворюється на тепло, яке через контактні торцеві поверхні поширюється по кільцях ущільнювачів, створюючи нерівномірне температурне поле. Нагрів контактних поверхонь призводить до зміни механічних і фізичних характеристик матеріалів тертьових тіл і шару, що розділяє їх ущільнюваної рідини, а також до температурних деформацій кілець, що порушує рівномірність контакту в парі тертя. Надмірне нагрівання призводить до випаровування рідинного шару та різкого підвищення

коефіцієнта тертя, температури та зношування або до термічного розтріскування кілець та втрати герметичності.

Щоб у конструкції забезпечити умови, за яких температури та деформації не перевищували б допустимих значень, визначимо максимальні температури в парі тертя та температурні деформації кілець.

Розрахунок теплового стану ґрунтується на рівняннях теплового балансу, причому з рівності сумарного потоку тепла, що виділяється під час роботи ущільнення, та конвективного відведення від його корпусу (рисунок 2.2) визначається середня температура рідини в камері ущільнення [18].

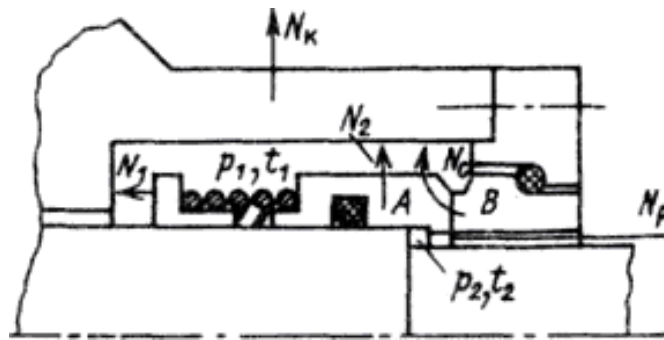


Рисунок 2.2 – Теплові потоки в ущільненні

Рівняння теплового балансу має вигляд

$$N_c + N_1 + N_2 = N_k + N_p, \quad (2.7)$$

де втрати потужності ущільнюючих поверхонь

$$N_c = 2\pi f r_c \omega r_c^2 b_c = S_c f r_c \omega r_c, \quad (2.8)$$

Дискові втрати на тертя, що складаються з втрат потужності на тертя на торцевих поверхнях  $N_1$  та втрати потужності на тертя на циліндричних поверхнях  $N_2$ . Потужність рідинного тертя торцевої та циліндричної обертових поверхонь виразимо через коефіцієнти дискового тертя:

$$N_1 = 0,25 c_1 \rho \omega^3 (R_2^5 - R_1^5), \quad (2.9)$$

$$N_2 = c_2 \pi \rho \omega^3 R_1^4 l. \quad (2.10)$$

де  $R_1$ ,  $l$  – радіус та довжина циліндра,  $R_2$ ,  $R_1$  – зовнішній та внутрішній радіуси диска,  $\rho$  – щільність рідини,  $c_1$  і  $c_2$  – коефіцієнти дискового тертя, що залежать від числа  $Re$ .

Тепловідведення від корпусу

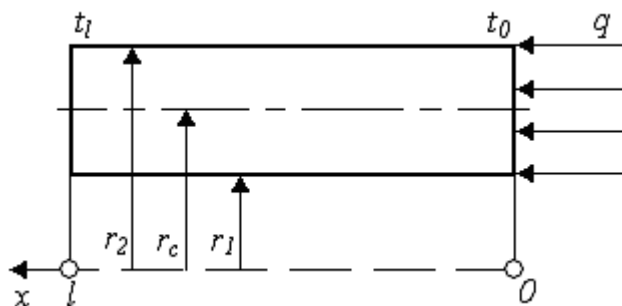
$$N_k = S_k \alpha_k (t_1 - t_2), \quad (2.11)$$

Тепловідведення за рахунок протікання  $Q$  через ущільнення

$$N_p = Qc\Delta t. \quad (2.12)$$

Тут  $S_k$  — наведена площа корпусу ущільнення, від якої відбувається тепловіддача у зовнішнє середовище,  $\alpha_k$  – коефіцієнт тепловіддачі,  $c$  – питома теплоємність рідини, що ущільнюється.,  $\Delta t$  – збільшення її температури за рахунок тепла, що відводиться,  $t_1$  – температура рідини всередині корпусу ущільнення,  $t_2$  – температура зовнішнього середовища.

Для орієнтовної оцінки температури на торцевих контактних поверхнях прийmemo як розрахункову модель кільцевої порожнисті циліндри (рисунок 2.3) з рівномірно розподіленим на контактній поверхні тепловим потоком  $q = \frac{N_c}{S_c}$  і постійними по довжині коефіцієнтами тепловіддачі циліндричних поверхонь, що омиваються рідиною, що ущільнюється, або зовнішнім середовищем.



Малюнок 2.3 – Модель окремого кільця

Розглянемо середню за товщиною циліндра температуру  $t(x)$ . Зміна температури вздовж кільця описується диференціальним рівнянням

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0, \quad (2.13)$$

де  $\theta = t(x) - t_2$ ,  $m = \left(\frac{\alpha L}{\lambda S}\right)^{0,5}$ ,  $t_2$  – Температура навколишнього середовища,  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу кільця,  $\alpha$  – коефіцієнт теплопередачі від поверхні кільця,  $L = 2\pi r_2$  – периметр поверхні кільця, на якій відбувається тепловіддача,  $S = \rho(r_2^2 - r_1^2)$  – площа поперечного перерізу кільця.

Розв'язання рівняння (2.13) за граничних умов:

$$x = 0: \theta = \theta_0, \quad x = l: \frac{d\theta}{dx} = -\frac{\alpha}{\lambda}\theta_1$$

дає наступний закон зміни температури вздовж кільця:

$$\theta(x) = \frac{\theta_0 \operatorname{ch}[m(l-x)]}{\operatorname{ch}ml}, \quad (2.14)$$

де коефіцієнт  $m$  характеризує тепловіддачу в рідину, що ущільнюється, і навколишнє середовище.

У реальних ущільненнях кільця на різних ділянках поверхні стикаються з різним середовищем або виконані складовими матеріалів з різними коефіцієнтами теплопровідності, тому розрахункову схему можна подати у вигляді циліндрів з різними коефіцієнтами тепловіддачі і температурами середовища на окремих ділянках поверхні (рисунок 2.4).

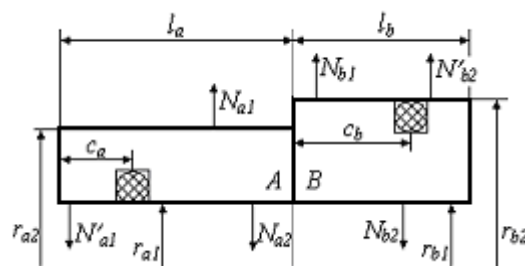


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема аксіально-рухомого (A) і опорного (B) кільця

При цьому повна тепловіддача кожного кільця складається із суми тепловіддач окремих ділянок:

$$N_a = N_{a1} + N'_{a1} + N_{a2}, \quad N_b = N_{b1} + N_{b2} + N'_{b2}, \quad (2.15)$$

де перший індекс відноситься до номера кільця, а другий характеризує навколишнє середовище для даної ділянки: 1 – рідина, що ущільнюється, з температурою  $t_1$ , 2 – зовнішнє середовище (повітря) з температурою  $t_2$ . Ці доданки обчислюються з урахуванням відповідних значень параметрів:

$$\begin{aligned} S_a &= \pi(r_{a2}^2 - r_{a1}^2), & S_b &= \pi(r_{b2}^2 - r_{b1}^2), & r_{a1} &= r_{b1} = r_1 \\ l_{a1} &= l_a, & l'_{a1} &= c_a, & l_{a2} &= l_a - c_a, & l_{b2} &= l_b, & l'_{b2} &= l_b - c_b, & b_{b1} &= c_b \\ L_{a1} &= 2\pi r_{a2}, & L'_{a1} &= L_{a2} = L_{b2} = 2\pi r_1, & L_{b1} &= L'_{b2} = 2\pi r_{b2} \end{aligned} \quad (2.16)$$

для ділянок, що стикаються з рідиною, що ущільнюється.,  $\theta_{01} = t_0 - t_1$ , із зовнішнім середовищем –  $\theta_{02} = t_0 - t_2$ ,  $t_0$  – температура у контактні кілець. З урахуванням тепловідведення через тильні торцеві поверхні, відповідні довжини потрібно дещо збільшити:

$$l_1 = l_{a1} = l_a + 0,5(r_{a1} - r_{a2}), \quad l_2 = l_{b2} = l_b + 0,5(r_{b2} - r_{b1}). \quad (2.17)$$

Підставивши вирази (2.15) на рівняння теплового балансу, отримаємо

$$N_c = (A_{a1} + A'_{a1} + A_{b1})\theta_{01} + (A_{a2} + A_{b2} + A'_{b2})\theta_{02}. \quad (2.18)$$

Таким чином, коефіцієнти, що характеризують тепловіддачу в рідину, що ущільнюється, і навколишнє середовище можна знайти:

$$m_1 = \left( \frac{\alpha_1 L_{a1}}{\lambda_a S_a} \right)^{0,5}, \quad m_2 = \left( \frac{\alpha_2 L_{b2}}{\lambda_b S_b} \right)^{0,5}. \quad (2.19)$$

Коефіцієнти тепловіддачі циліндричних поверхонь, необхідні для оцінки теплового стану, виражаються через числа Нуссельта: для вільного циліндра та циліндра, що обертається всередині нерухомого циліндричного кожуха із зазором  $h_0$ , відповідні коефіцієнти рівні

$$\alpha_1 = \frac{\lambda}{r} Nu_1, \quad \alpha_2 = \frac{\lambda}{2h_0} Nu_2, \quad (2.20)$$

де згідно з напівемпіричною формулою Дропкіна і Кармі

$$Nu_1 = 0,095(2 Re_1 + Gr)^{0,35}, \quad (2.21)$$

а для тепловідведення в зазор, коли вільну конвекцію можна знехтувати

$$Nu_2 = Pr Re_2 \sqrt{2c_2} \left( 5 \ln \left( \frac{Re_2 \sqrt{2c_2}}{30} - 1 \right) + 15 Pr \right)^{-1}. \quad (2.22)$$

Критерії Грасгофа та Прандтля відповідно:

$$Gr = 8 \beta_* g r^3 \nu^{-2} \bar{\theta}, \quad Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}, \quad (2.23)$$

де  $\bar{\theta} = \bar{t} - t_2$ , виражаються Критерії Грасгофа та Прандтля відповідно:  $\beta_*$  – коефіцієнт об'ємного теплового розширення,  $1/^\circ\text{C}$ ,  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ ,  $c_p$  – питома теплоємність,  $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ,  $\nu$  – кінематичний,  $\text{м}^2/\text{с}$ , и  $\mu$  – динамічний,  $\text{Н}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ , коефіцієнти в'язкості,  $g$  – прискорення сили тяжіння,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  $t$  та  $t_2$  – середні температури тепловіддаючої поверхні та навколишнього середовища,  $^\circ\text{C}$ . Коефіцієнт втрат на тертя циліндричної поверхні для  $Re_2 > 1500$  дорівнює

$$c_2 = 0,0365 \text{Re}_2^{-0,24},$$

$$\text{Re}_1 = \frac{\omega r^2}{\nu}, \quad \text{Re}_2 = \frac{2\omega r h_0}{\nu},$$
(2.24)

$r$  – радіус обертового циліндра,  $h_0$  – радіальний зазор між обертовим і нерухомим циліндрами. Критерій Грасгофа характеризує конвективний теплообмін за рахунок архімедових підйомних сил, зумовлених різницею густин в окремих точках неізотермічного потоку через теплове розширення. Критерій Прандтля є відношенням турбулентного перенесення імпульсів за рахунок внутрішнього тертя до турбулентного перенесення тепла за рахунок теплопровідності.

Щоб зробити наочнішим вплив окремих параметрів на тепловий стан кілець, формули (2.19) з урахуванням (2.20) подаємо у вигляді:

$$m_1 = \left( 2\pi \frac{\lambda_1 Nu_1}{\lambda_a S_a} \right)^{0,5}, \quad m_2 = \left( 2\pi \frac{\lambda_2 Nu_2}{\lambda_b S_b} \right)^{0,5},$$
(2.25)

де  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  – коефіцієнти теплопровідності рідини, що ущільнюється, і зовнішнього середовища (повітря).

Для оцінки температури в парі тертя користуватимемося формулою:

$$t = t_1 + \Delta t,$$
(2.26)

де  $\Delta t = \frac{N_c}{\pi C_w \lambda 2(r_i + r_e)}$  – нагрівання ущільнюючої рідини у зазорі

Тут  $C_w$  – коефіцієнт термоізоляції кільця,  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності.

З формули (2.26) видно, що зниження температури в парі тертя необхідно зменшувати втрати потужності на тертя і збільшувати сумарний



тепловідведення за рахунок збільшення коефіцієнта термоізоляції і поперечних перерізів кілець. Доцільність тих чи інших способів зниження температури в зоні контакту повинна визначатися стосовно конкретних умов експлуатації.

## 2.5 Розрахунок деформацій торцевого ущільнення

### 2.5.1 Теплові деформації кільця

Температурні деформації кільця є наслідком тертя в зазорі ущільнення і нерівномірного нагрівання кільця:

$$\varphi_t = \frac{M_t}{EI_y} y_c, \quad (2.1)$$

де  $M_t = \int_{(s)} E\beta\theta x dx$  – момент, обумовлений зміною температури по

довжині кільця. Зменшення температурного моменту можна досягти, використовуючи складові кільця: контактна кільце з антифрикційного матеріалу з низьким модулем пружності і коефіцієнтом лінійного розширення кріпиться в сталевому бандажному кільці .

Для кільця, показаного на малюнку 2.1, поворот перетину внаслідок температурних деформацій відбувається проти годинникової стрілки, отже, температурний момент позитивний  $M_t > 0$ .

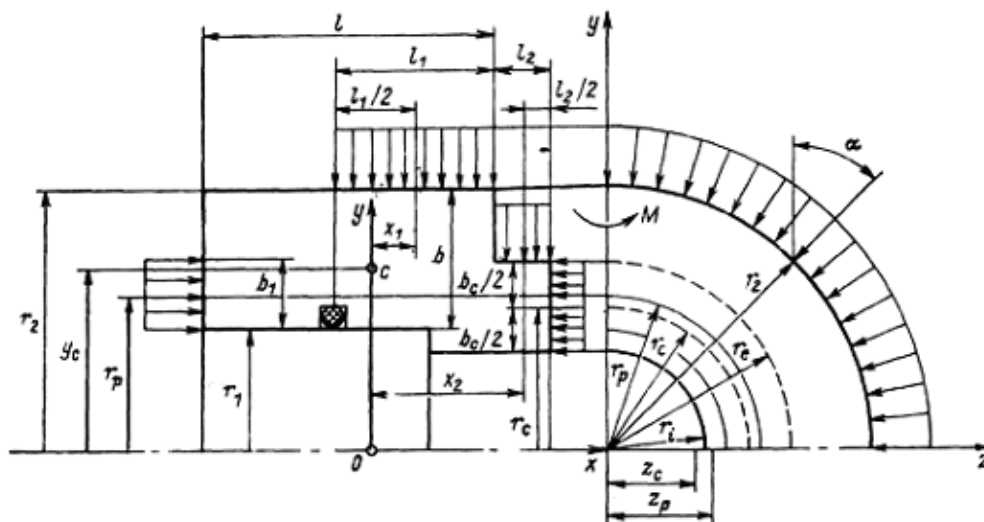


Рисунок 2.1 – До розрахунку деформацій кільця

Якщо перетин кільця близько до прямокутної форми ( $l_2 < l$ ,  $r_1 \approx r_2$ ), то  $I_y = \frac{bl^3}{12}$ ,  $dS = bdx$ ,  $y_c = 0,5(r_1 + r_2)$  і при постійному по перетину модулі пружності і коефіцієнті лінійного розширення температурна складова кута повороту перетину з урахуванням виразу для розподілу температури по довжині кільця

$$\varphi_t = \frac{12\Delta t(r_1 + r_2)}{m^2 l^3} \frac{sh^2\left(\frac{ml}{2}\right)}{ch(ml)}. \quad (2.2)$$

### 2.5.2 Силві деформації повороту перетину кільця

Для розрахунку переміщень, що виникають в кільцях під дією радіальних і осьових сил, обумовлених тиском робочої рідини, рівномірно розподілених по колу, може бути застосована теорія осесиметричної деформації Біцено, яка заснована на наступних припущеннях:

- а) форма поперечного перерізу кільця незмінна - при навантаженні перетин лише переміщається і повертається в своїй площині;
- б) напружений стан в будь-якій точці кільця одновісне.

В теорії осесиметричної деформації порівняно легко обчислити кут повороту кільця:

$$\varphi_p = \frac{M_p}{EI_y} y_c, \quad (2.3)$$

де  $y_c$  – радіус центра ваги перерізу,  $I_y$  – момент інерції перетину щодо осі  $Oy$ , що проходить через центр ваги і перпендикулярній осі кільця,  $E$  – модуль пружності матеріалу кільця,  $M_p = M_r + M_a$  – момент сил відносно осі  $Oy$ , обумовлених нерівномірністю полів тисків (рисунок 2.2), складається з моменту  $M_r$  відносно осі  $Oy$  радіальних сил тиску і  $M_a$  - моменту осьових сил тиску.

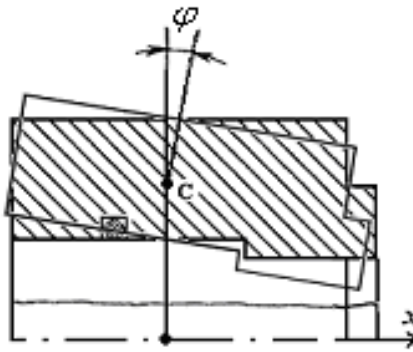


Рисунок 2.2 – Схема повороту перетину кільця ущільнювача  
під дією моменту сил

Момент  $M_r$  відносно осі  $Oy$  радіальних сил тиску, що діють на циліндричну поверхню з радіусом  $r_2$  і довжиною  $l_1$ , отримаємо, якщо підсумуємо моменти проєкцій елементарних сил тиску на площину  $xOz$  :

$$dM_r = -p_1 l_1 r_2 x_1 \sin \alpha d\alpha .$$

Сумарний момент за двома циліндричних поверхнях дорівнює

$$M_r = \int_0^{\frac{\pi}{2}} dM_r = -p_1 (l_1 r_2 x_1 + l_2 r_2 x_2) . \quad (2.4)$$

Момент осьових сил:

$$M_a = p_1 (b_1 r_p^2 - k b_c r_c^2) = p_1 b_1 r_p^2 \left( 1 - \frac{r_c}{r_p} \right) . \quad (2.5)$$

Таким чином, модуль моменту осьових сил тим більше, чим більше коефіцієнт навантаження відрізняється від одиниці.

Для зменшення моменту радіальних сил необхідно підбирати кільце так, щоб зміщення основної радіальної навантаження відносно центра ваги перерізу було мінімальним.

### 2.5.3 Сумарні деформації торцевого ущільнення

Сумарний кут повороту перетину визначається алгебраїчною сумою моментів або алгебраїчною сумою відповідних складових кута повороту:

$$\varphi_c = \varphi_t + \varphi_p. \quad (2.6)$$

Завдяки цьому можливості зменшення сумарних деформацій кілець розширюються: температурні деформації можна компенсувати силовими. За сумарним кутом повороту перетину можна визначити зміщення зовнішніх точок контактної поверхні щодо внутрішніх:

$$\delta = \varphi_c b_c. \quad (2.7)$$

На підставі багаторічного досвіду розробки і експлуатації торцевих ущільнень в самих різних умовах рекомендується в якості гранично допустимого значення  $\delta$  приймати  $\delta/r_e \leq 1,2 \cdot 10^{-4}$ . Позитивним зсувам відповідає розкриття торцевого зазору з боку більшого радіусу  $r_e$  контактної поверхні.

## 2.6 Висновки

1. Значний вплив на роботу торцевого ущільнення надають силові і температурні деформації, які залежать від геометричної форми кілець ущільнювачів, потужності втрат на тертя і умов тепловідведення.

2. Силові деформації, що виникають в кільцях під дією радіальних і осьових сил, обумовлених тиском робочої рідини (2.3), знаходимо, застосовуючи теорію осесиметричної деформації Біцено.

3. Результируюче зміна форми торцевого зазору визначається сумарними деформаціями (2.7), які не повинні перевищувати допустимого значення ( $\delta / r_e < 1,2 \cdot 10^{-4}$ ).

### 3 ГІДРОДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОРЦЕВИХ ДРОСЕЛІВ

#### 3.1 Математична модель торцевого дроселя

Розглянемо узагальнену теоретичну модель течії рідини через торцевий дросель, утворений ущільнювальними поверхнями механічного торцевого ущільнення. Для визначення основних гідродинамічних характеристик торцевих дроселів, а саме витрати рідини, сил і моментів, що діють з боку рідини на торцеві поверхні, необхідно знайти розподіл тиску рідини в торцевій щілині. Тиск рідини обумовлено, перш за все, статичним перепадом тиску, який викликає основне напірне протягом рідини уздовж радіуса. Рух стінок каналу викликає додатковий окружний потік і потік витіснення, що, отже, призводить до виникнення гідродинамічного тиску. У механічних торцевих ущільненнях зазор і витрата малі, отже, режим течії рідини ламінарний.

Модель механічного ущільнення, що складається з нерухомого кільця 2 і аксіально рухомого кільця 1, що має свободу кутових і осьових переміщень, а також обертається з частотою, представлена на рисунку 3.1.

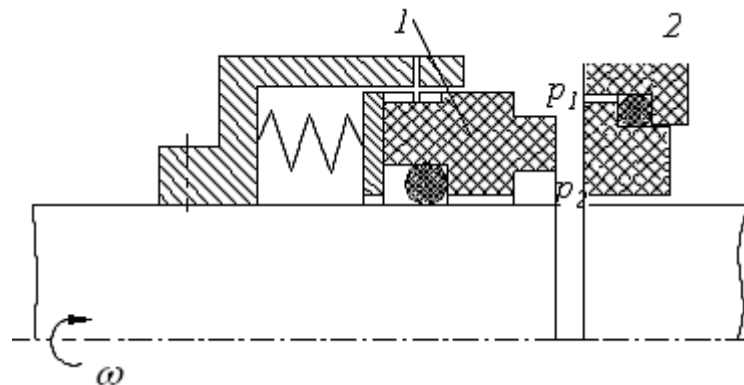


Рисунок 3.1 – Схема механічного торцевого ущільнення

Торцова пара утворює торцевий дросель, що розділяє порожнини з тиском  $p_1$  – на зовнішньому радіусі  $r_e$  і тиском  $p_2$  – на внутрішньому  $r_i$ .

Торцевий дросель обмежений аксіально рухомим і нерухомим кільцями (рисунок 3.2). Введемо нерухому систему координат  $S_{xyz}$ , вісь  $S_z$  якої збігається з віссю обертання валу. Для зручності подальшого вирішення

завдання введемо додаткову нерухому циліндричну систему координат  $Cr\varphi z$ . При вирішенні завдання течії рідини в торцевому дроселі граничні умови для швидкостей будуть залежати від геометрії торцевого дроселя і від швидкості руху поверхні, що утворює торцевий дросель. Геометрія торцевого дроселя визначається відносним становищем поверхні кільця. Торцевий зазор з координатами  $(r, \varphi)$  можна уявити як  $h$ .

Для опису відносного руху поверхні кільця необхідно визначити вектор швидкості відносно нерухомої системи координат  $Cxyz$ . Для знаходження  $h$ , а також опису кінематики руху поверхонь розглянемо рух одного кільця по відношенню до нерухомої системи координат  $Cxyz$  (рисунок 3.2).

Рухоме кільце ущільнення має три ступені свободи - здійснює складний рух, що складається з осьового переміщення щодо осі і двох кутових переміщень кільця щодо двох інших взаємно перпендикулярних осей  $Cx$ ,  $Cy$ . Малими радіальними переміщеннями і швидкостями нехтуємо. Радіальні переміщення не змінюють форму каналу, а вплив радіальної швидкості стінки дуже малий в порівнянні з радіальною швидкістю основного напірного течії. виберемо систему  $Ox' y' z'$ , Малими радіальними переміщеннями и швидкості нехтуємо. Радіальні переміщення не змінюють форму каналу, а вплив радіальної швидкості стінки дуже малий в порівнянні з радіальною швидкістю основного напірного течії. виберемо систему  $z$ . Введемо систему  $O\xi\eta\zeta$ , жорстко пов'язану з кільцем. Положення цієї системи по відношенню до системи  $Ox' y' z'$  визначається кутами повороту щодо осей  $Ox'$  ( $\theta_x$ ),  $Oy'$  ( $\theta_y$ ) і  $Oz'$  ( $\theta_z = \omega t$ ).



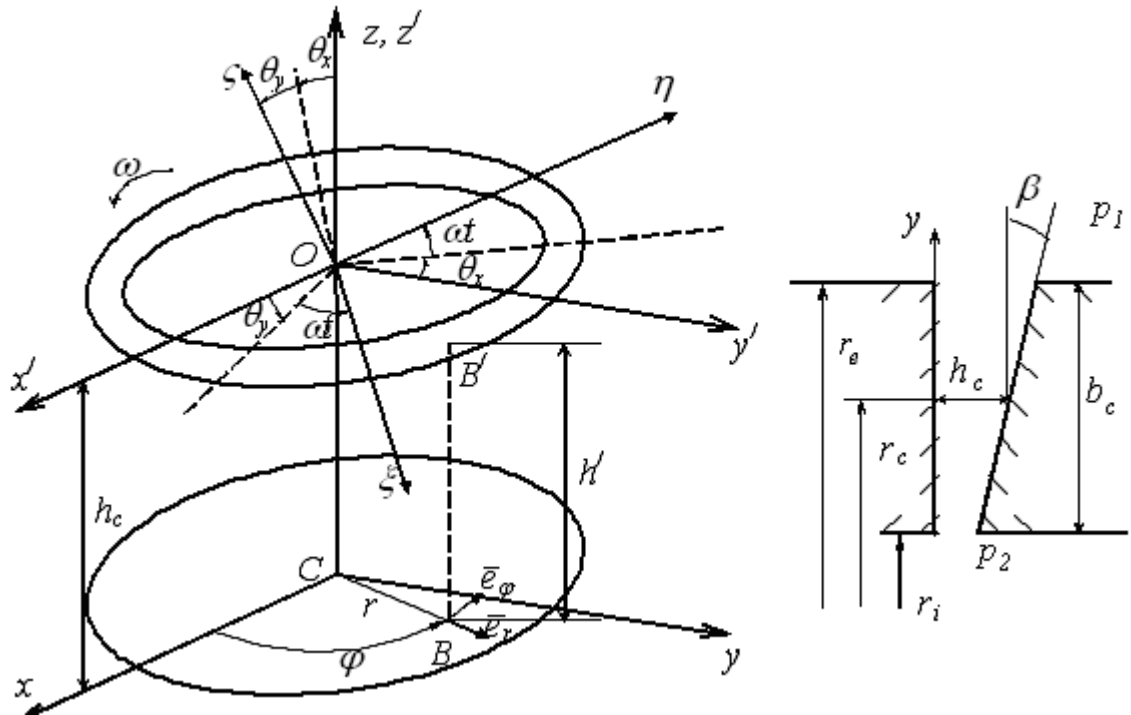


Рисунок 3.2 – Кінематична модель руху рухомого кільця

Введемо повний переріз кільця  $\gamma^2 = \theta_x^2 + \theta_y^2$  і систему  $OXYZ$ , яка не бере участь в обертанні кільця щодо осі  $Cz$  (рисунок 3.3). Система  $OXYZ$  прецесує щодо системи координат  $Ox'y'z'$ , причому вісь  $OX$  завжди лежить в площині  $x'Oy'$ , а вісь  $OY$  направлена до точки миттєвої максимальної товщини плівки - це лінія максимального перекосу. Тоді поворот рухомої системи  $O\xi\eta\zeta$  відносно  $Ox'y'z'$ , викликаний перекосом кільця, можна уявити як повний переріз кільця  $\gamma$  – поворот щодо осі  $OX$ , положення якої визначається кутом  $\alpha$  ( $\operatorname{tg} \alpha = \theta_y / \theta_x$ ).

Завдання зводиться до розгляду перебігу рідини в торцевому дроселі, обумовленого зовнішнім перепадом тиском  $(p_1 - p_2)$  (напірного течії) і відносним рухом поверхонь, що утворюють торцеву щілину: обертанням з частотою, осьовим переміщенням щодо осі  $Cz$  і кутовими перекосами щодо осей  $Cx(\theta_x)$  і  $Cy(\theta_y)$ .

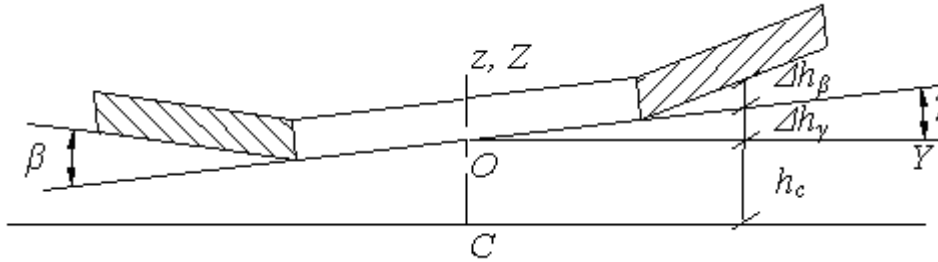


Рисунок 3.3 – До визначення поточного зазору

### 3.2 Граничні умови для швидкостей і тиску

Це завдання ізотермічної течії рідини в торцевому проміжку описується рівнянням і рівнянням нерозривності руху радіального потоку, які замикаються граничними умовами для тиску і швидкостей. Визначимо складові швидкостей руху поверхні.

Відстань від площини нерухомої системи координат до ущільнюючої поверхні торцевого дроселя (Рисунок 3.3) можна представити у вигляді:

$$h' = h_c + \Delta h_\gamma + \Delta h_\beta, \quad (3.1)$$

де  $h_c$  – середня відстань, без урахування перекосу і конусності, яке визначається відстанню від площини  $xCy$  до центру рухомої системи координат  $O$ ;

$\Delta h_\gamma$  – зміна відстані внаслідок перекосу кільця ( $\gamma$ ),

$\Delta h_\beta$  – зміна відстані по радіусу кільця через конусності поверхні ( $\beta$ ).

Зміна відстані, обумовлена перекосом  $\gamma$ , представимо як

$$\Delta h_\gamma = r \operatorname{tg} \gamma \sin(\varphi - \alpha).$$

Зміна відстані, обумовлена конусністю поверхні кільця

$$\Delta h_\beta = (r - r_i) \operatorname{tg} \beta.$$

При роботі в реальних ущільненнях кути перекосу  $\gamma$  і конусності  $\beta$  малі. З огляду на це відстань від площини  $xCy$  нерухомої системи координат до будь-якої точки поверхні кільця з координатами  $(r, \varphi)$  в нерухомій системі координат  $Cr\varphi z$  можна визначити як:

$$h' = \beta = h_c + r\gamma \sin(\varphi - \alpha) + (r - r_i)\beta. \quad (3.2)$$

Середній зазор, без урахування конусності і перекосу:  $h_c = h_0 + z$ ,

де  $h_0$  – початкова відстань від центру кільця  $O$  до площини  $xCy$ ,  $z$  – зміщення центру кільця  $O$  по осі  $Cz$  в нерухомій системі координат.

Тоді висота зазору між ущільнювальними поверхнями:

$$h = h_0 + z + r\gamma \sin(\varphi - \alpha) + (r - r_i)\beta. \quad (3.3)$$

Для вирішення завдання течії рідини в торцевому дроселі необхідно уточнити граничні умови для швидкостей на поверхні  $v_r$ ,  $v_\varphi$ ,  $v_z$ . Значення швидкості на обертається поверхні можна отримати, розглядаючи швидкість в будь-якій точці, як суму переносний і відносній швидкостей.

$$\bar{V} = \bar{V}_0 + \bar{\omega} \times \bar{\rho}. \quad (3.4)$$

введемо позначення  $\bar{e}_x$ ,  $\bar{e}_y$  і  $\bar{e}_z$  – орт осей нерухомої декартової системи координат  $Cxyz$  і  $\bar{e}_r$ ,  $\bar{e}_\varphi$  і  $\bar{e}_z$  – орт нерухомою циліндричної системи координат  $Cr\varphi z$ . Переносна швидкість центру  $O$  рухомої системи координат  $Ox'y'z'$  в нерухомій системі координат  $Cxyz$ :

$$\bar{V}_0 = \dot{z}\bar{e}_z. \quad (3.5)$$

Знайдемо проекції швидкостей на осі нерухомої системи координат  $Sxyz$  (рисунок 3.2, рисунок 3.4). З огляду на те, що при малих кутових переміщеннях  $\cos \theta_x = 1$ ,  $\cos \theta_y = 1$ ,  $\sin \theta_x = \theta_x$ ,  $\sin \theta_y = \theta_y$ , отримаємо:

$$\begin{aligned} \omega_x &= \dot{\gamma} \cos \alpha - \gamma \dot{\alpha} \sin \alpha + \omega \gamma \sin \alpha, \\ \omega_y &= \dot{\gamma} \sin \alpha + \gamma \dot{\alpha} \cos \alpha - \omega \gamma \cos \alpha, \\ \omega_z &= \omega + (\dot{\gamma} \sin \alpha + \gamma \dot{\alpha} \cos \alpha) \gamma \cos \alpha. \end{aligned}$$

Вектор, який визначає положення точки на поверхні в системі координат  $Sx'y'z'$ :

$$\bar{\rho} = x'\bar{e}_x + y'\bar{e}_y + z'\bar{e}_z = r\bar{e}_r + z'\bar{e}_z,$$

де  $z' = r\gamma \sin(\varphi - \alpha) + (r - r_i)\beta$ .

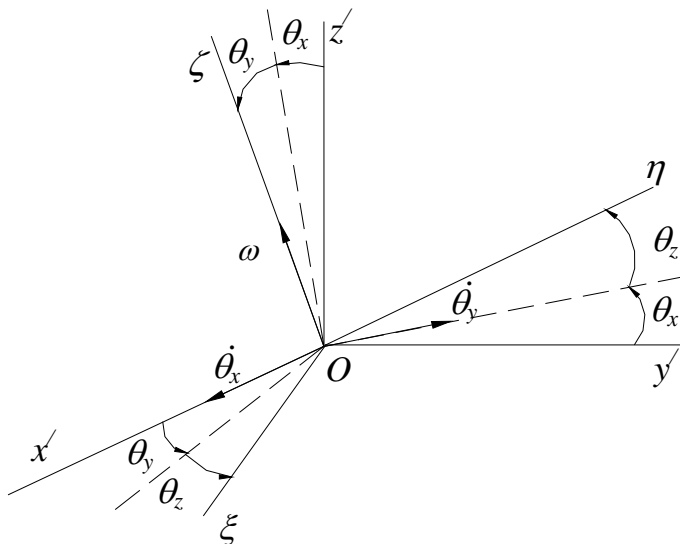


Рисунок 3.4 – Складові кутових швидкостей

Граничні умови для швидкості течії рідини в зазорі наступні:

при  $z = h$ ,  $v_\varphi = r\omega$  – окружна швидкість, (3.6)

$v_z = \dot{z} + r[\dot{\gamma} \sin(\varphi + \alpha) + \gamma \cos(\varphi + \alpha)(\omega - \dot{\alpha})]$  – осьова швидкість,  
 $v_r = 0$  – радіальна швидкість.

Граничні умови для тиску без урахування місцевих втрат:

$$\text{при } r = r_i - p = p_2, \quad \text{при } r = r_e - p = p_1. \quad (3.7)$$

### 3.3 Розподіл тиску в торцевій щілині і визначення витрати

Для вирішення завдання про течію рідини в торцевому дроселі приймемо такі припущення:

- 1) рідина нестислива і має властивості ньютонівської;
- 2) масові сили пренебрежимо малі в порівнянні з силами інерції;
- 3) розглядаємо ізотермічну течію, отже, можна вважати, що динамічна в'язкість  $\mu$  і щільність  $\rho$  – величини постійні;
- 4) так як величина торцевого зазору (кілька мікрометрів) в порівнянні з шириною торцевої щілини мала, можна прийняти, що зміни складової швидкості течії в напрямку осі  $z$  і її похідні малі;
- 5) тиск по висоті зазору приймемо постійним, так що  $\frac{\partial p}{\partial z} = 0$ , таким чином тиск є функцією двох координат  $p(r, \varphi)$ ;

б) для випадку переважного основного радіально напірної течії для короткої щілини ( $b_c / 2\pi r \ll 1$ ) нехтуємо зміною гідростатичного тиску по колу,  
 $\frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0$ ;

7) швидкість шару рідини на поверхні дроселя дорівнює швидкості руху цієї поверхні.

Для знаходження гідродинамічних характеристик торцевого ущільнення скористаємося осередненими рівнянням руху і рівнянням нерозривності:

$$\begin{cases} \frac{dp}{dr} = -\frac{k_r \mu}{h^2} \bar{v}_r, \\ \frac{\partial}{\partial r}(\bar{v}_r hr) + ru_1 + r^2 u_2 = 0, \end{cases} \quad (3.8)$$

де  $h = h_0 + z + r\gamma \sin(\varphi - \alpha) + (r - r_i)\beta$ ,

$$u_1 = \dot{z}, \quad u_2 = \dot{\gamma} \sin(\varphi + \alpha) - \gamma \dot{\alpha} \cos(\varphi + \alpha) \left( \frac{\omega}{2} - \dot{\alpha} \right)$$

Розглянемо баланс елементарного витрати рідини  $q = v_r hr$  уздовж радіусу. З рівняння нерозривності системи (3.8) виходить:

$$q = v_r hr = c_1 - r^2 \frac{u_1}{2} - r^3 \frac{u_2}{3}. \quad (3.9)$$

Радіальний елементарний витрата можна уявити як суму

$$q = q_* + q_z + q_\gamma,$$

де  $q_* = c_1$  – постійна складова витрат, величина якого буде визначена в подальшому,

$q_z = -r^2 \frac{u_1}{2}$  – складова елементарного витрати потоку витіснення при осьових коливаннях кільця,

$$q_\gamma = -r^3 \frac{u_2}{3} \text{ – складова елементарного витрати потоку витіснення}$$

при кутових коливаннях кільця.

Підставляючи в усереднене рівняння руху системи (3.8) отриманий вираз для витрати (3.9), маємо:

$$\frac{dp}{dr} = -\frac{k_r \mu}{h^3} \frac{1}{r} \left( q_* - r^2 \frac{u_1}{2} - r^3 \frac{u_2}{3} \right). \quad (3.10)$$

Інтегруючи отриманий вираз (3.10), отримаємо вираз для визначення тиску рідини в зазорі:

$$p = k_r \mu u_1 i_1 + k_r \mu u_2 i_2 + C_1 i_0 + C_2, \quad (3.11)$$

де  $i_0 = \int \frac{dr}{rh^3}$ ,  $i_1 = \frac{1}{2} \int \frac{r}{h^3} dr$ ,  $i_2 = \frac{1}{3} \int \frac{r^2}{h^3} dr$ , – функції радіуса  $r$  і окружний координати  $\varphi$ ,  $C_1 = -(k_r \mu) q_*$  и  $C_2$  – невідомі постійні

Постійні інтегрування визначимо, використовуючи граничні умови для тиску (3.7):

$$\text{при } r = r_i - p = p_2 = k_r \mu u_1 i_{1i} + k_r \mu u_2 i_{2i} + C_1 i_{0i} + C_2,$$

$$\text{при } r = r_e - p = p_1 = k_r \mu u_1 i_{1o} + k_r \mu u_2 i_{2o} + C_1 i_{0o} + C_2.$$

Звідси

$$C_1 = (p_1 - p_2) \frac{1}{i_{0o} - i_{0i}} - k_r \mu u_1 \frac{i_{1o} - i_{1i}}{i_{0o} - i_{0i}} - k_r \mu u_2 \frac{i_{2o} - i_{2i}}{i_{0o} - i_{0i}},$$

$$C_2 = p_2 - k_r \mu u_1 i_{1i} - k_r \mu u_2 i_{2i} - C_1 i_{0i}.$$

З урахуванням постійних інтегрування вираження для повного розподілу тиску рідини в зазорі:

$$p = p_2 + (p_1 - p_2) \frac{i_0 - i_{0i}}{i_{0o} - i_{0i}} + k_r \mu u_1 \left( i_1 - i_{1i} - (i_{1o} - i_{1i}) \frac{i_0 - i_{0i}}{i_{0o} - i_{0i}} \right) +$$

$$+ k_r \mu u_2 \left( i_2 - i_{2i} - (i_{2o} - i_{2i}) \frac{i_0 - i_{0i}}{i_{0o} - i_{0i}} \right). \quad (3.12)$$

Сумарний елементарний витрата рідини в радіальному напрямку (3.9) можна представити у вигляді:

$$q = q_{*s} + q_{zc} + q_{\gamma c}, \quad (3.13)$$

де  $q_{*s} = -\frac{(p_1 - p_2)}{k_r \mu} \left( \frac{l}{i_{0o} - i_{0i}} \right)$  – елементарна витрата напірної течії,

обумовлена перепадом тиску на торцевій щілині,

$$q_{zc} = u_1 \left( \frac{i_{1o} - i_{1i}}{i_{0o} - i_{0i}} - \frac{r^2}{2} \right) – \text{елементарна витрата потоку витіснення,}$$

обумовленого осьовими коливаннями стінок каналу,

$$q_{\gamma c} = u_2 \left( \frac{i_{2o} - i_{2i}}{i_{0o} - i_{0i}} - \frac{r^3}{3} \right) – \text{елементарна витрата потоку витіснення,}$$

обумовленого кутовими коливаннями стінок каналу.

Поточний зазор (3.3) можна представити як:

$$h = h_* + r\theta_*,$$

$$\text{де } h_* = h_0 + z - r_i \beta,$$

$$\theta_* = \gamma \sin(\varphi - \alpha) + \beta \quad – \text{сумарна конусність і перекіс поверхні для}$$

поточного кута  $\varphi$ ,

Інтегруючи, отримаємо:

якщо  $\theta_* \neq 0$



$$i_0 = \frac{1}{h_*^3} \left( \ln \frac{r}{h} + \frac{h_*}{h} + \frac{h_*^2}{2h^2} \right), \quad i_1 = \frac{1}{2\theta_*^2} \left( -\frac{1}{h} + \frac{h_*}{2h^2} \right),$$

$$i_2 = \frac{1}{3\theta_*^3} \left( \ln h + \frac{2h_*}{h} - \frac{h_*}{2h^2} \right) \quad (3.14)$$

якщо  $\theta_* = 0$

$$i_0 = \frac{1}{h_*^3} \ln r, \quad i_1 = \frac{r^2}{4h_*^3}, \quad i_2 = \frac{r^3}{9h_*^3}. \quad (3.15)$$

Отриманий вираз розподілу тиску (3.12) складається з трьох складових: гидростатической (перший доданок) і гідродинамічної (друге і третє складові). Однак, зважаючи на складність функцій  $i_0$ ,  $i_1$ ,  $i_2$  (3.14), цей вираз важко використовувати для подальшого інтегрування при знаходженні сил і моментів. В реальних конструкціях торцевого ущільнення відношення радіусів  $\frac{r_i}{r_e}$  близьке до одиниці. Тому в подальшому можна ввести додаткові спрощення завдання течії рідини для вузького ущільнення.

### 3.4 Перехід до безрозмірних координатах

Для подальшого інтегрування тиску (3.12) при отриманні аналітичних виразів сил і моментів, що діють з боку рідини на поверхні дроселя, перейдемо до безрозмірних координатах:

$$\bar{y} = \frac{(r - r_c)}{b_c / 2}, \quad (3.16)$$

виразимо  $r = r_c(1 + \lambda \bar{y})$ ,  $h = h_c(1 + \theta_c \bar{y})$ ,

$$\text{де } \lambda = \frac{b_c}{2r_c}, b_c = r_e - r_i, \theta_c = \frac{\gamma \sin(\varphi - \alpha) b_c / 2}{h_c},$$

$$h_{c0} = h_0 + \frac{b_c \beta}{2} - \text{зазор на середньому радіусі без урахування осьових}$$

і кутових переміщень.

Складові тиску (3.12) в рухомий системі координат  $OX_1Y_1Z_1$  в безрозмірних координатах приймуть вигляд:

– гідростатична складова тиску:

$$p_s = \frac{p_1 + p_2}{2} + \frac{p_1 - p_2}{2} \left( y + \frac{\lambda - 3\bar{\beta}}{2} (1 - y^2) \right) - \frac{p_1 - p_2}{2} \frac{3}{2} \bar{\beta} (1 - y^2) \bar{z} - \frac{p_1 - p_2}{2} \frac{3}{2} (\bar{\beta} - \lambda) (1 - y^2) \frac{r_c}{r_e} \bar{\gamma} \sin(\varphi - \alpha), \quad (3.17)$$

– тиск, обумовлений потоком витіснення при осьових коливаннях:

$$p_{cz} = -k_r \mu \frac{b_c^2}{8h_{c0}^2} (1 - y^2) \dot{\bar{z}}, \quad (3.18)$$

– тиск, обумовлений потоком витіснення при кутових коливаннях:

$$p_{c\gamma} = -k_r \mu \frac{b_c^2}{8h_{c0}^2} (1 - y^2) \frac{r_c}{r_e} \dot{\bar{\gamma}} \sin(\varphi - \alpha), \quad (3.19)$$

– тиск, обумовлений ефектом обертання:

$$p_{c\omega} = -k_r \mu \frac{b_c^2}{8h_{c0}^2} (1 - y^2) \frac{r_c}{r_e} \bar{\gamma} \left( \frac{\omega}{2} - \dot{\alpha} \right) \cos(\varphi - \alpha), \quad (3.20)$$

Виразимо складові елементарної витрати в радіальному напрямі (3.13).

Витрата напірної течії, обумовлена перепадом тиску:

$$q_{*s} = -\frac{(p_1 - p_2) h_c^3 r_c}{k_r \mu b_c} \left( 1 - \frac{\lambda^2 + 3\theta_c \lambda + 6\theta_c^2}{3} \right). \quad (3.21)$$

Елементарна витрата витіснення при осьових коливаннях:

$$q_{zc} = -u_1 \frac{r_c b_c}{2} \left( y + \frac{\lambda}{2} y^2 + \frac{\lambda + 6\theta_c}{6} \right). \quad (3.22)$$

Елементарна витрата витіснення при кутових коливаннях:

$$q_{rc} = -u_2 \frac{r_c^2 b_c}{2} (y + \lambda y^2 + \theta_c). \quad (3.23)$$

### 3.5 Сили і моменти, що діють з боку рідини на стінки торцевого дроселя

Тиск рідини викликає сили і моменти, що діють з боку рідини на торцеві поверхні, які формують торцевий дросель. Сили і моменти, обумовлені тиском рідини в торцевій щілині, можемо знайти, інтегруючи отримані раніше вирази для тиску по площі ущільнюючої поверхні:

$$F_z = -\iint_S p(r, \varphi, t) r dr d\varphi, \quad (3.24)$$

$$M_x = -\iint_S p(r, \varphi, t) r \sin \varphi r dr d\varphi,$$

$$M_y = \iint_S p(r, \varphi, t) r \cos \varphi r dr d\varphi.$$

Гідростатична складова (3.17) визначається перепадом тиску на торцевому дроселі. Гідродинамічна, (3.18) - (3.20) в'язка складова тиску, обумовлена ефектом витіснення, викликана рухом стінок, що утворюють проміжок. Цей рух враховує обертання кільця, осьові і кутові коливання. Перейдемо до безрозмірних величин:

$$\begin{aligned} F_z &= \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p(r, \varphi) r dr d\varphi = \frac{r_c b_c}{2} \int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 p(y, \varphi) (1 + \lambda \bar{y}) d\bar{y} d\varphi, \\ M_x &= \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p(r, \varphi) \sin \varphi r^2 dr d\varphi = \frac{r_c^2 b_c}{2} \int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 p(y, \varphi) (1 + \lambda \bar{y})^2 \sin \varphi d\bar{y} d\varphi, \\ M_y &= - \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p(r, \varphi) \cos \varphi r^2 dr d\varphi = - \frac{r_c^2 b_c}{2} \int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 p(y, \varphi) (1 + \lambda \bar{y})^2 \cos \varphi d\bar{y} d\varphi \end{aligned} \quad (3.25)$$

Гідростатичні сила і момент в рухомій системі координат  $OX_1Y_1Z_1$  з урахуванням наступних відносних величини осьового переміщення, кута перекосу і кута конусності, відповідно:  $\bar{z} = \frac{z}{h_{c0}}$ ,  $\bar{\gamma} = \frac{r_e \gamma}{h_{c0}}$ ,  $\bar{\beta} = \frac{b_c \beta}{2h_{c0}}$ .

$$F_{Z_s} = 2\pi r_c b_c \frac{p_1 + p_2}{2} + 2\pi r_c b_c \frac{p_1 - p_2}{2} \left[ \frac{2}{3} \lambda + \bar{\beta} - \bar{\beta} \bar{z} \right] \quad (3.26)$$

$$M_{X_s} = \frac{\pi r_c^2 b_c}{2} (p_1 - p_2) (\lambda - \bar{\beta}) \frac{r_c}{r_e} \bar{\gamma}. \quad (3.27)$$

Підставляючи тиск, обумовлене потоком витіснення при осьових, кутових коливаннях, а також обумовлене потоком обертання (3.18) - (3.20) в

(3.25) і інтегруючи, використовуючи рухливу систему координат  $Ox y z$ , отримаємо:

$$\begin{aligned}
 F_{Z_c} &= -k_r \mu \frac{\pi r_c b_c^3}{6 h_{c0}^2} \left( \dot{\bar{z}} - 3 \bar{z} \dot{\bar{z}} - \frac{3 r_c^2}{2 r_e^2} \bar{\gamma} \dot{\bar{\gamma}} \right), \\
 M_{X_c} &= -k_r \mu \frac{\pi r_c^2 b_c^3}{12 h_{c0}^2} \frac{r_c}{r_e} \left( \dot{\bar{\gamma}} - 3 \bar{\gamma} \dot{\bar{z}} \right), \\
 M_{Y_c} &= k_r \mu \frac{\pi r_c^2 b_c^3}{12 h_{c0}^2} \frac{r_c}{r_e} \left( \frac{\omega}{2} - \dot{\alpha} \right) \bar{\gamma}.
 \end{aligned} \tag{3.28}$$

### 3.6 Визначення повної витрати і його аналіз

Герметичність - одна з основних характеристик торцевого ущільнення, яка в основному визначає надійну роботу ущільнення. Для механічних торцевих ущільнень витік неминучий, тому при розробці ущільнення завдання конструктора зводиться до задоволення певних вимог по витоку і, по можливості, зниження її до мінімуму. При обчисленні величини витрати враховується витрата рідини, обумовлений напірним потоком і потоком витіснення. Знайдемо повний витрата рідини через торцевий дросель, що включає в себе основний витрата напірного течії і витрата витіснення при осьових і кутових коливаннях кільця. Повна витрата через торцеве ущільнення, знайдемо, інтегруючи елементарний витрата через торцевий сектор  $d\varphi$  по колу:

$$Q = \int_0^{2\pi} q d\varphi. \tag{3.29}$$

Підставляючи вирази елементарних витрати (3.13) в (3.29) і інтегруючи, отримаємо наступні складові повної витрати.

Витрати, обумовлені перепадом тиску:

$$Q_s = -2\pi \frac{p_1 - p_2}{k_r \mu} \frac{r_c h_{c0}^3}{b_c} (1 - 2\bar{\beta}^2 + 3\bar{z}) \quad (3.30)$$

Витрата витіснення, обумовлена осьовими коливаннями кільця:

$$Q_z = -2\pi \frac{r_c b_c h_{c0}}{2} \left( y + \frac{\lambda}{2} y^2 + \frac{\lambda + 6\bar{\beta}}{6} \right) \dot{z}. \quad (3.31)$$

Витрата витіснення, обумовлена кутовими коливаннями кільця:

$$Q_\gamma = 0. \quad (3.32)$$

Відзначимо, що витрата, обумовлена кутовими коливаннями при наявності деякого кута перекосу  $\gamma \neq 0$ , асиметричний щодо осі обертання. Тому сумарний радіальний витрата буде викликаний напірним потоком, а також потоком витіснення, які пов'язані з осьовими коливаннями.

### 3.7 Оцінка гідродинамічних характеристик торцевого ущільнення

Чисельні значення параметрів торцевого ущільнення наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Параметри еталонного торцевого ущільнення

Внутрішній радіус торцевого дроселя, $r_i = 35 \cdot 10^{-3}$ м;
Зовнішній радіус торцевого дроселя, $r_e = 40 \cdot 10^{-3}$ м;
Зазор ущільнення на середньому радіусі, $h_{c0} = 50 \cdot 10^{-6}$ м;
Перепад тиску на ущільненні, $\Delta p = 5 \cdot 10^5$ Па;
Частота обертання ротора, $\omega = 300$ рад/с;
Щільність ущільнюваної рідини, $\rho = 1000$ кг/м <sup>3</sup> ;

В'язкість ущільнюваної рідини, $\mu = 1 \cdot 10^{-3}$ Па·с;
Величина відносної конусності поверхні $\bar{\beta} = 0,1$ ;
Величина можливого відносного кутового перекосу $\bar{\gamma} = 0,1$ .

### 3.7.1 Гідростатичні складові

Гідростатична сила (3.26) лінійно пов'язана з осьовими переміщеннями поверхонь кілець, а гідростатичний момент (3.27) лінійно пов'язаний з кутовими переміщеннями. Таким чином, гідростатичні сила і моменти визначають пружні характеристики мастильного шару.

Гідростатичний тиск рідини (3.17) і результуючі осьова сила (3.26) і момент (3.27) залежать від перепаду тиску на торцевій щілині і геометрії торцевого дрoселя. Тиск, визначуваний першим доданком, відповідає рішенням задачі з плоскими паралельними стінками ( $\beta = 0$ ,  $\gamma = 0$ ) (рисунок 3.5), коли тиск змінюється уздовж радіусу за лінійним законом

$$: p = p_1 + (p_1 - p_2) \frac{r - r_i}{r_e - r_i}.$$

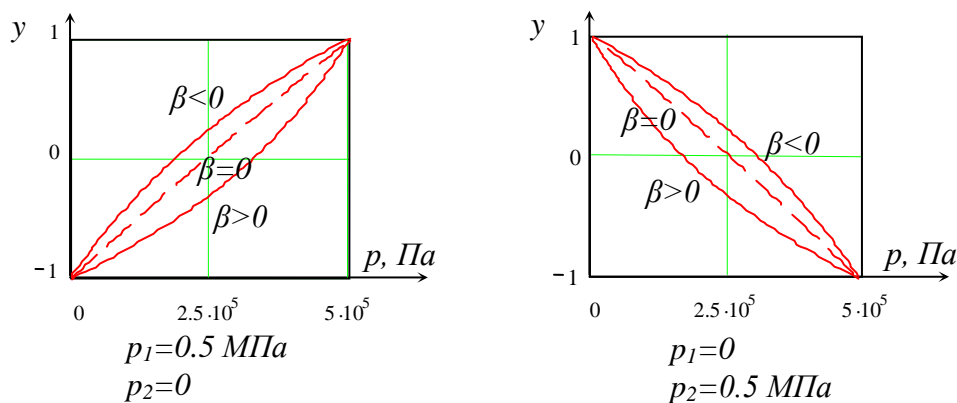


Рисунок 3.5 – Розподіл гідростатичного тиску уздовж радіусу залежно від кута конусності каналу

Неплощинність поверхонь викликає конфузорну або дифузорну форму каналу торцевого дроселя. Вона може бути викликана конусністю ( $\beta$ ) і перекосом ( $\gamma$ ) поверхонь ущільнення.

При  $\gamma = 0$  тиск (3.17) симетричний відносно осі обертання (рисунок 3.6), тому створює лише осьову силу (гідростатичний момент дорівнює нулю), величина якої залежить від конусності поверхонь  $\beta$  і середнього проміжку  $h_c$ .

При течії в конфузорном каналі ( $(p_1 - p_2) \cdot \beta > 0$ ) – тиск збільшується, отже, гідростатична сила збільшується, а в дифузори ( $(p_1 - p_2) \cdot \beta < 0$ ) – тиск і сила зменшуються (рисунок 3.5).

При  $\gamma \neq 0$  гідростатичний тиск (3.17) асиметричний відносно осі обертання і осі  $OX$ , тому створює гідростатичний момент  $M_{X_s}$  (

рисунок 3.6). Кутовий перекіс кільця веде до зміни геометрії проміжку каналу в радіальному і окружному напрямі. Для спочатку плоского каналу формується конусна форма проміжку, причому  $-\pi < \varphi < 0$  – з позитивним кутом конусності, а  $0 < \varphi < \pi$  – с негативним. Таким чином, при напірній течії до центру ( $p_1 - p_2 > 0$ ), тиск на ділянці  $-\pi < \varphi < 0$  зменшується, а на ділянці  $0 < \varphi < \pi$  – збільшується.

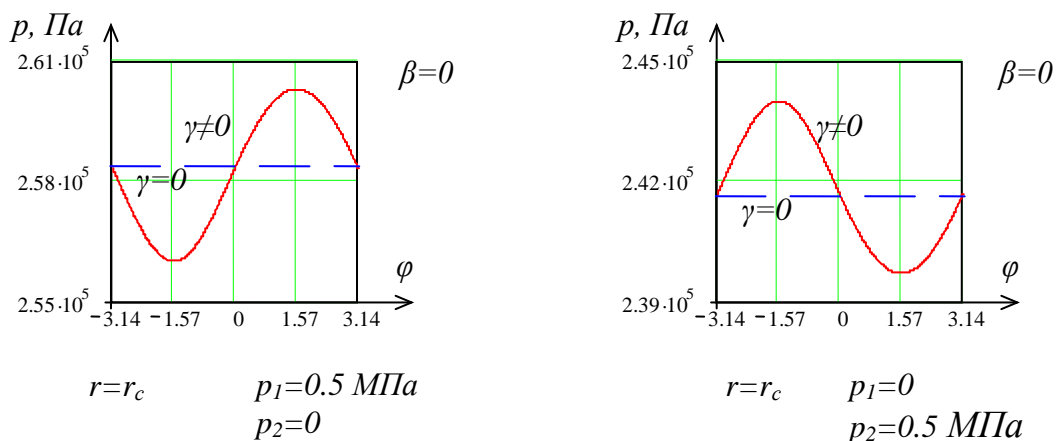


Рисунок 3.6 – Розподіл гідростатичного тиску по колу



### 3.7.2 Гідродинамічні складові

Гідродинамічні сила і моменти (3.28), обумовлені потоком витіснення, лінійно залежать від осьової швидкості руху стінки ( $\dot{z}$ ), від швидкості кутових коливань ( $\dot{\gamma}$ ) і швидкості обертання валу  $\omega$ . Ці сили і моменти визначають демпферні характеристики шару рідини.

Гідродинамічний тиск, обумовлений ефектом витіснення при осьових коливаннях ( $p_{cz}$ ), симетрично відносно осі  $OY$ , перпендикулярною до осі перекосу, але не симетрично відносно осі обертання (рисунок 3.7). Тому викликає осьову силу і гідродинамічний момент щодо осі перекосу  $M_{Xs}$ . Якщо початковий кут перекосу кільця дорівнює нулю ( $\gamma = 0$ ), то тиск (3.18) симетричний відносно осі обертання і гідродинамічний момент, обумовлений осьовими коливаннями, дорівнює нулю.

Тиск, викликаний ефектом витіснення при кутових коливаннях ( $p_{c\gamma}$ ), створює поновлюючий момент  $M_{Xc}$  на порядок більший, ніж при осьових коливаннях (рисунок 3.8). Тиск несиметричний відносно осі обертання і створює результуючу осьову силу, величина якої на порядок менше, чим величина сили при осьових коливаннях.

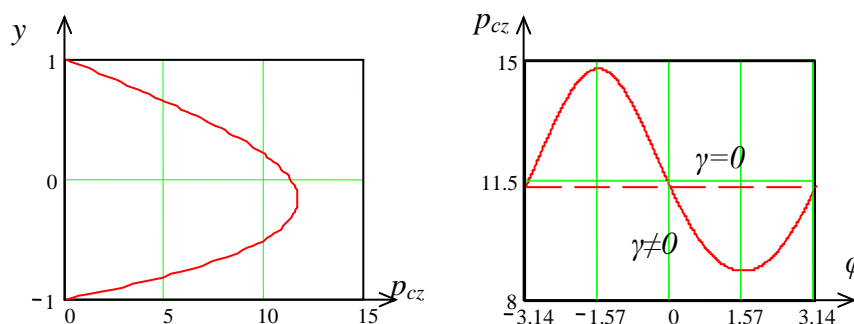


Рисунок 3.7 – Зміна гідродинамічного тиску, викликаного потоком витіснення при осьових коливаннях кільця ( $\dot{z} = I$ )

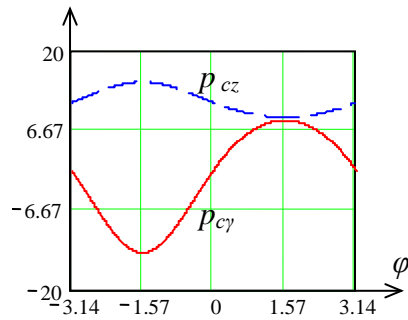


Рисунок 3.8 – Гідродинамічний тиск, викликаний потоком витіснення при осьових і кутових коливаннях кільця ( $\dot{z} = 1$ ,  $\dot{\gamma} = 1$ )

Гідродинамічний тиск, обумовлений ефектом обертання ( $p_{c\omega}$ ), залежить від кута перекосу ( $\gamma$ ) і дорівнює нулю при  $\gamma = 0$  (рисунок 3.9). Цей тиск асиметричний відносно осі перекосу. Тому не створює осьову силу, але виникає позитивний поперечний момен  $M_{\gamma c}$ , залежний від швидкості обертання.

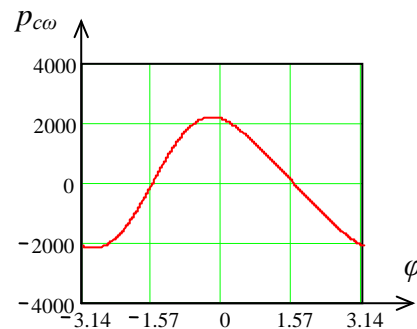


Рисунок 3.9 – Гідродинамічний тиск, викликаний окружним потоком при обертанні кільця ( $\omega \cdot \bar{\gamma} = 1$ )

Таким чином, осьова сила в основному визначається ефектом витіснення при осьових коливаннях. Її напрям залежить від напрямку руху стінки. Величина цієї сили збільшується зі збільшенням ширини торцевого поясочка  $b_c$  і зі зменшенням середнього проміжку  $h_c$ .

Гідродинамічний момент  $M_{\chi c}$  (3.28) обумовлений ефектом витіснення при осьових і кутових коливаннях поверхні. Момент, що виникає при кутових коливаннях, лінійно залежить від кутової швидкості кільця  $\dot{\gamma}$ . Також, як і

осьова сила демпфування, величина моменту збільшується зі збільшенням ширини торцевого поясочка  $b_c$  і зі зменшенням середнього зазору  $h_c$ .

Гідродинамічний момент  $M_{Y_c}$  (3.28) виникає при обертанні з кутовою швидкістю  $\omega$  кільця з перекосом  $(\sim \left(\frac{\omega}{2} - \dot{\alpha}\right)\bar{\gamma})$ . Він дорівнює нулю за умови  $\bar{\gamma} = 0$ . Порівнюючи вирази для моментів  $M_{X_c}$  і  $M_{Y_c}$ , відмітимо, що величини моменту  $M_{X_c}$ , обумовленого ефектом витіснення при кутових коливаннях (3.28)  $(\sim \dot{\gamma})$  і моменту  $M_{Y_c}$ , пов'язаного з обертанням кільця (3.28)  $(\sim \frac{\omega}{2}\bar{\gamma})$ , одного порядку.

### 3.8 Висновки

1. Розглянуто задачу течії в'язкої нестисливої рідини в торцевому дроселі. В результаті отримано розподіл тиску рідини в торцевій щілині по радіусу і по колу (3.17) - (3.20) і елементарний витрата в радіальному напрямку (3.21) - (3.23), викликаний гідростатичним і гідродинамічним потоками.

2. Гідростатичний тиск (3.17) зумовлено переважно перепадом тиску на торцевій щілині. перекіс кільця  $\gamma$  викликає нерівномірний розподіл тиску по колу, а, отже, виникає момент  $M_{X_s}$ , напрямок якого залежить від конусності каналу.

3. Гідростатична сила  $F_{Z_s}$  (3.26) лінійно пов'язана з осьовими переміщеннями поверхонь кілець. Вона залежить від перепаду тиску на торцевій щілині і геометрії торцевого дроселя. Зі збільшенням гідростатичного тиску сила, яка розкриває торцевий стик збільшується, а це призводить до збільшення торцевого зазору, отже, надмірним витокам. Зменшення гідростатичного тиску зменшує гідростатичну силу, що розкриває зазор. Це може привести до збільшення площі контактного тиску, збільшення коефіцієнта тертя, і значного зносу і зростання температур в парі тертя.

4. Гідродинамічний тиск (3.18), (3.19) обумовлено рухливістю стінки каналу. Потік витіснення при осьових коливаннях викликає гідродинамічний тиск (3.18) симетричне щодо осі обертання. Отже, виникає осьова демпфуюча сила  $F_{Zc}$ , яка залежить від осьової швидкості поверхні. Кутові коливання обумовлюють тиск (3.19), асиметричне щодо осі  $Ox$ . Виникає гідродинамічний момент  $M_{Xc}$ , який залежить від кутової швидкості поверхні  $\dot{\gamma}$ . Обертання кільця з перекосом відмінним від нуля обумовлює тиск симетричний щодо осі  $Oy$ . Виникає гідродинамічний момент  $M_{Yc}$ , залежить від кута перекосу і швидкості ковзання.

5. Повна витрата  $Q$ , усереднений за період коливань (3.29), обумовлений перепадом тиску, а також осьовими коливаннями кільця.

## 4 РОЗРАХУНОК ТОРЦЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ ВАЛА ПЭ 380-185

### 4.1 Початкові дані

Параметри торцевого ущільнення валу ПЭ 380-185.

Експлуатаційні параметри:  $p_1 = 1 \cdot 10^6$  Па,  $p_2 = 0$  Па,  $\omega = 314$  рад/с.

Геометрія кільця:  $r_2 = 80,5 \cdot 10^{-3}$  м,  $r_1 = 68 \cdot 10^{-3}$  м,  $r_c = 39 \cdot 10^{-3}$  м,  
 $r_e = 77,5 \cdot 10^{-3}$  м,  $r_i = 71,5 \cdot 10^{-3}$  м,  $r_g = 73 \cdot 10^{-3}$  м,  $b_c = 6 \cdot 10^{-3}$  м,  $h_o = 2 \cdot 10^{-3}$  м,  
 $l_a = 13,5 \cdot 10^{-3}$  м,  $l_1 = 2,5 \cdot 10^{-3}$  м,  $l_2 = 2 \cdot 10^{-3}$  м,  $x_1 = 1,25 \cdot 10^{-3}$  м,  $x_2 = 6,75 \cdot 10^{-3}$  м,  
 $y_c = 74 \cdot 10^{-3}$  м,  $I_y = 3,46 \cdot 10^{-9}$  м<sup>4</sup>,  $t_1 = 60$  °С.

Матеріал кілець - Силіційований графіт СГ-П.

Модуль пружності матеріалу –  $E = 12,7 \cdot 10^4$  МПа.

На рисунку 5.1 показана розрахункова схема торцевого ущільнення валу ПЭ 380-185.

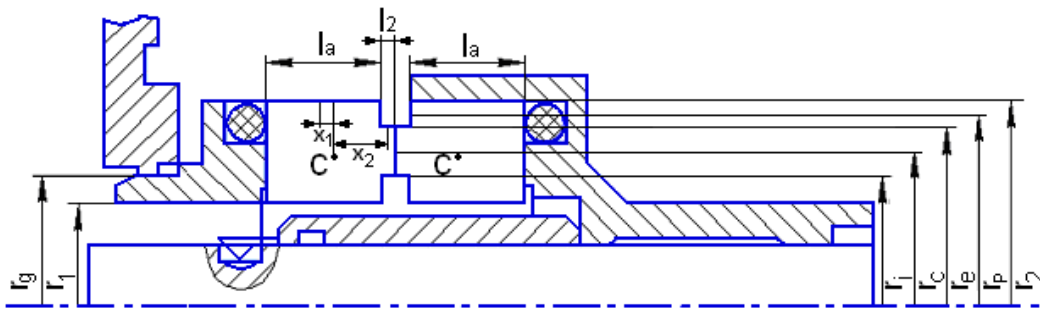


Рисунок 4.1– Схема торцевого ущільнення валу ПЭ 380-185.

### 4.2 Визначення температурних і силових деформацій кілець торцевого ущільнення

Теплові та силові деформації торцевого ущільнення знаходимо за допомогою програмних комплексів *MathCad* і *ANSYS*.

За формулою  $p_c = \Delta p k - \bar{p} + (F_n - F_m) / S$  знайдемо контактний тиск:  
 $p_c = 0,38$  МПа.

За формулою  $N_c + N_1 + N_2 = N_k + N_p$  розглянемо тепловий баланс торцевого ущільнення.

Потужність тертя ущільнюючих поверхонь знайдемо за формулою  $N_c = 2\pi f p_c \omega r_c^2 b_c = S_c f r_c \omega p_c$ :

$$N_c = 1,021 \cdot 10^3 \text{ Вт.}$$

Дискові втрати на тертя:

$$N_d = N_1 + N_2 + N_3,$$

де  $N_1 + N_2$  – втрати потужності на тертя на торцевих поверхнях, визначимо за формулою:

$$N_1 + N_2 = 189,75 \text{ Вт,}$$

$N_3$  – втрати потужності на тертя на циліндричній поверхні, визначимо за формулою:

$$N_3 = 0,623 \text{ Вт,}$$

Дискові втрати тертя рівні:

$$N_d = 190,379 \text{ Вт.}$$

Тепловідведення від корпусу обчислимо за формулою  $N_k = S_k \alpha_k (t_1 - t_2)$ :

$$N_k = 199,267 \text{ Вт.}$$

Втрати потужності за рахунок протікання через ущільнення знайдемо за формулою  $N_p = Qc\Delta t$ :

$$N_p = 9,925 \text{ Вт.}$$

Нагрівання ущільнюючої рідини в зазорі:  $\Delta t = 9,59$  °С.

Знайдемо максимальну температуру в парі тертя по формулі  $t = t_1 + \Delta t$ :

$$t_{\max} = 69,59 \text{ °С.}$$

За формулою (2.1) знайдемо температурні деформації аксіально рухомого і нерухомого кілець відповідно:

$$\varphi_t = 2,527 \cdot 10^{-4} \text{ рад,}$$

$$\varphi_t = 1,57 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Оскільки аксіально рухоме і нерухоме кільця мають однакову геометрію, силові деформації будуть приблизно рівні:

За формулами (2.4) і (2.5) знайдемо моменти радіальних і осьових сил тиску:

$$M_r = -2,666 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

$$M_a = 1,067 \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

За формулою (2.2) знаходимо сумарний момент сил тиску

$$M_p = -1,6 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

За формулою (2.2) знаходимо кут повороту від сил тиску

$$\varphi_p = -2,7 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Визначимо сумарні деформації аксіально рухомого кільця торцевого ущільнення за формулою (2.6).

Сумарний кут повороту аксіально рухомого кільця:

$$\varphi_c = -1,734 \cdot 10^{-5} \text{ рад.}$$

Зсув зовнішніх точок контактної поверхні

$$\delta_l = -1,041 \cdot 10^{-7} \text{ м.}$$

Відносне зміщення

$$\frac{\delta_l}{r_e} = -1,343 \cdot 10^{-6} .$$

Що значно менше допустимого значення  $\frac{\delta}{r_e} < 1,2 \cdot 10^{-4}$ .

Аналогічно оцінимо сумарні деформації нерухомого кільця торцевого ущільнення.

Сумарний кут повороту нерухомого кільця:

$$\varphi_c = -1,13 \cdot 10^{-4} \text{ рад.}$$

Зсув зовнішніх точок контактної поверхні

$$\delta_2 = -6,782 \cdot 10^{-7} \text{ м.}$$

відносне зміщення

$$\frac{\delta_2}{r_e} = -8,751 \cdot 10^{-6}.$$

Що значно менше допустимого значення  $\frac{\delta}{r_e} < 1,2 \cdot 10^{-4}$ .

Розрахунок проведений в програмі MathCad (Додаток А).

У роботі представлений розрахунок в програмному комплексі ANSYS - спільне рішення осесиметричної контактної і теплової завдань напружено-деформованого стану кілець торцевого ущільнення

За вісь симетрії була прийнята вісь  $y$ . В якості навантаження прикладений рівнорозподілений тиск по кільцях, в торцевому проміжку - за лінійним законом. Оскільки розглядається контактне завдання, то закріплення прикладені в кільцях в місцях вторинного ущільнення. Під дією прикладених навантажень в пристрої виникали деформації, представлені на малюнку 5.2.

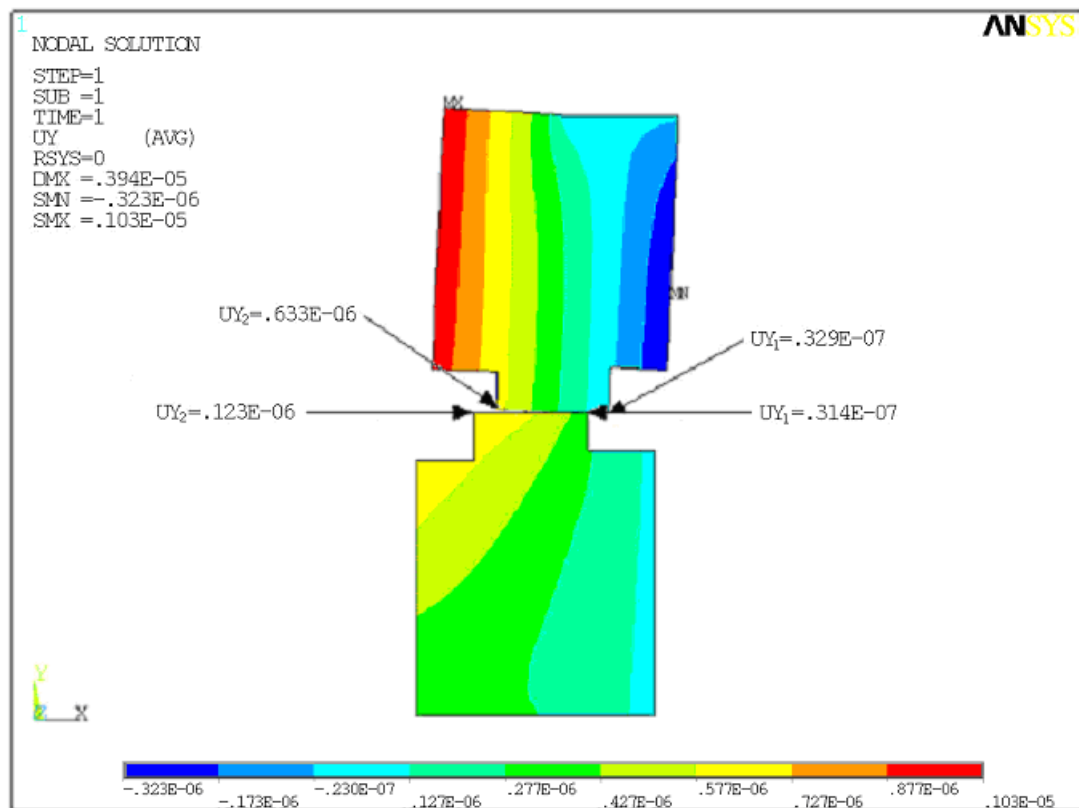


Рисунок 4.2– Переміщення кілець торцевого ущільнення по осі  $Oy$



Для визначення кута конусності, утвореного деформаціями торцевих поверхонь, скористаємося формулою:

$$\beta = \frac{UY_1 - UY_2}{b_c}.$$

Кут конусності аксіального рухливого кільця –  $\beta_1 = -1,527 \cdot 10^{-5}$  рад.

Кут конусності нерухомого кільця –  $\beta_2 = -1 \cdot 10^{-4}$  рад.

В результаті сумарний кут конусності становить  $\beta = -1,153 \cdot 10^{-4}$  рад.

Знак "-" показує, що течія в каналі дифузора.

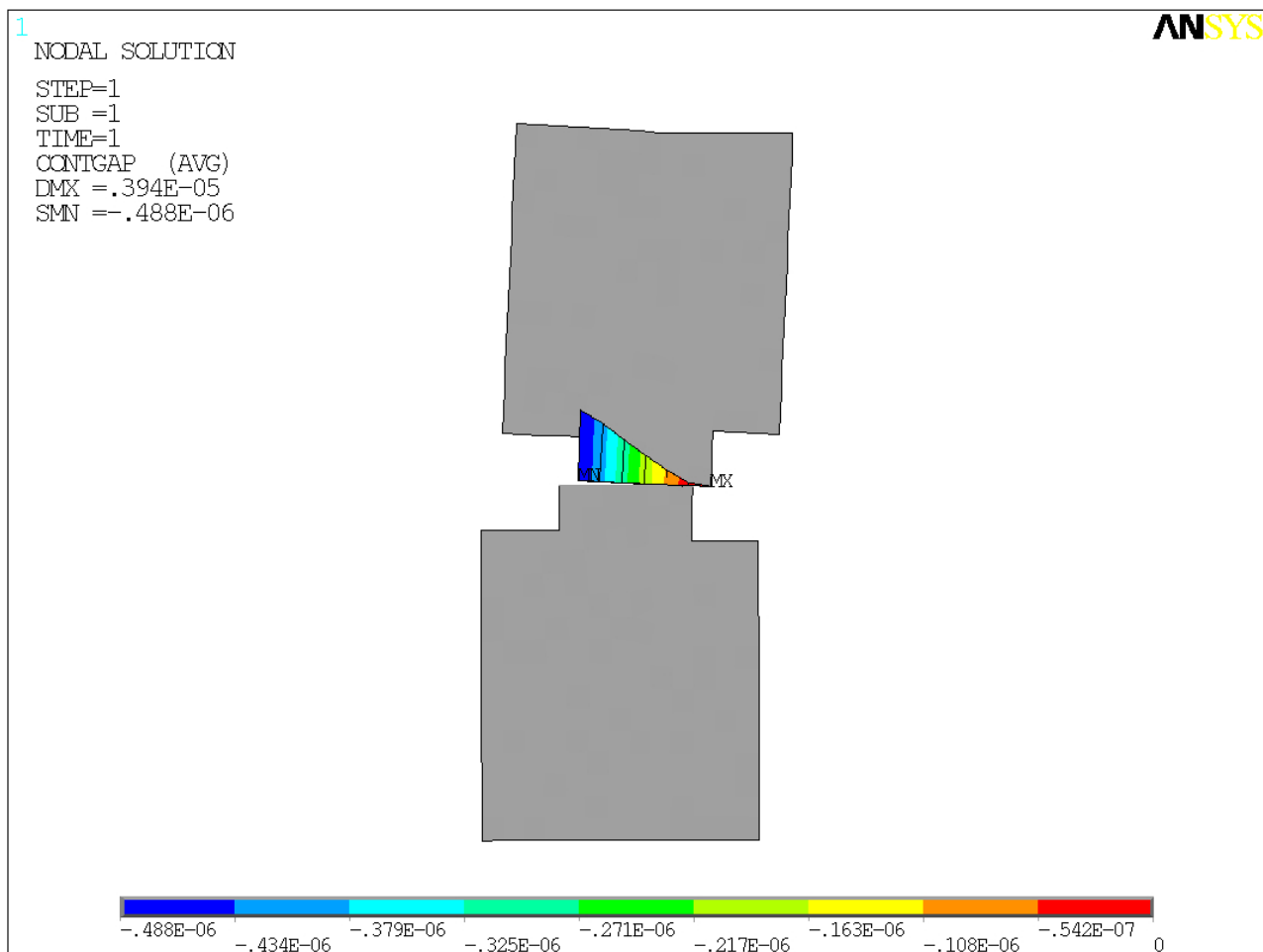


Рисунок 4.3 – Величина торцевого проміжку

Величина розкриття торцевого проміжку – 0,48мкм.

### 4.3 Розрахунок характеристик торцевого ущільнення

При  $\delta_1 = -1,041 \cdot 10^{-7}$  м и  $\delta_2 = -6,782 \cdot 10^{-7}$  м обчислюємо кут конусності за формулою –  $\beta = \frac{\delta_1}{b_c} + \frac{\delta_2}{b_c}$ ,  $\beta = -1,304 \cdot 10^{-4}$  рад.

Знак "-" показує, що течія в каналі дифузора.

Середній проміжок рівний:

$$h_{c0} = h_{\min} + b_c \beta / 2, \quad h_{c0} = 2,6 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

З урахуванням формули (3.17) отримаємо розподіл тиску по проміжку в каналі дифузора (рисунок 5.4). Тиск в каналі дифузора зменшується, в порівнянні з лінійною епюрою тиску, характерною для каналу з паралельними стінками.

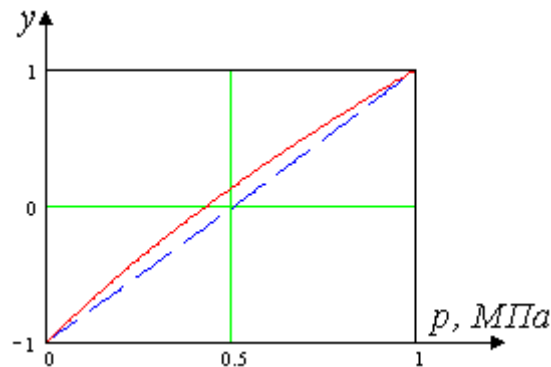


Рисунок 4.4 – Розподіл гідростатичного тиску по проміжку для плоского ( $\beta = 0$ ) і конусного ( $\beta = -1,304 \cdot 10^{-4}$  –дифузора) каналів

По формулі (3.26) знайдемо гідростатичну силу з урахуванням конусності.

$$F_{Zsk} = 1323 \text{ Н.}$$

Сила без урахування конусності:

$$F_{Zs} = 1442 \text{ Н.}$$

Таким чином, в каналі дифузора конусність зменшує гідростатичну силу.

Величину витрати, обумовлену перепадом тиску, визначимо по формулі (3.30),

$$Q_{sk} = 1,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с.}$$

#### 4.4 Висновки

1. Був проведений розрахунок торцевого ущільнення валу ПЭ 380-185. Температурні і силові деформації були обчислені аналітично і чисельно. Для цього ущільнення температура в парі тертя становить  $69,59^{\circ}\text{C}$ . Температурні деформації визначаються за формулою (2.2). Поворот перетину внаслідок температурних деформацій, як для аксіально-рухомого, так і для нерухомого кілець, відбувається проти годинникової стрілки. Отже, температурний момент (2.1) і деформації (2.2) позитивні. Силові деформації, обчислені за формулою (2.3), негативні для обох кілець. Загальний вигляд торцевого зазору визначається сумарними деформаціями, які не перевищують допустимого значення ( $\delta / r_2 < 1,2 \cdot 10^{-4}$ ). Кут конусності, знайдений аналітично і чисельно, становить відповідно  $-1,304 \cdot 10^{-4}$  м і  $-1,153 \cdot 10^{-4}$  м. Розбіжність в розрахунках становить 10%.

2. При вирішенні завдання течії рідини в торцевому дроселі було знайдено розподіл тиску (3.17), гідростатична сила (3.26), а також витрата (3.30), обумовлений перепадом тиску. Для даного прикладу при отриманих деформаціях форма зазору дифузорна. Отже, тиск і сила, яка розкриває зазор, зменшуються.

## ВИСНОВКИ

1. Проблема створення надійних і герметичних ущільнень є однією з найважливіших проблем розвитку машинобудування в різних галузях сучасної техніки.

2. Тиск ущільнюючої рідини, що діє на кільця торцевих ущільнень, призводить до зміни форми торцевого зазору і перерозподілу тиску в торцевій щілині. Зменшення тиску в торцевому зазорі відповідно обумовлює меншу силу, що розкриває зазор. Порушення балансу сил в цьому випадку може привести до зростання коефіцієнта тертя і значним температур в парі тертя. При цьому виникають значні температурні деформації. Великі температури в парі тертя призводять до порушення рідинного змащення і подальшого виходу з ладу ущільнювального вузла. Збільшення тиску в торцевому зазорі обумовлює велику розкриваючу силу, а, отже, виникає небезпека розкриття торцевого зазору і значні збільшення витоків ущільнення. Тому при проектуванні торцевих ущільнень необхідно підбирати геометричні параметри ущільнення так, щоб сили, що навантажують і відкривають зазор, були врівноважені.

3. В роботі розглянуті силові і теплові фактори, що викликають деформації торцевого ущільнення, знайдені вирази для знаходження відповідних деформацій. Проведено чисельний розрахунок деформацій торцевого ущільнення валу ПЕ 380-185. Отримано, що торцевий зазор під дією перепаду тисків і зміни температури приймає форму диффузорного каналу, контактний тиск в торцевій парі –  $0,38$  МПа, відносна зміна торцевого зазору не перевищує  $1,2 \cdot 10^{-4}$ . Також в роботі була вирішена спільна Осесиметрична контактна і тепла задача напружено-деформованого стану кілець торцевого ущільнення в програмному комплексі ANSYS. Розбіжність в розрахунках становить  $10\%$ .

4. Розглянуто задачу течії в'язкої нестисливої рідини в торцевому дроселі. В результаті отримано розподіл тиску рідини в торцевій щілині по радіусу і по колу (3.17) - (3.20) і елементарні витрати в радіальному

напрямку (3.21) - (3.23), викликаний гідростатичним і гідродинамічним потоками. Гідростатичний тиск (3.17) зумовлено переважно перепадом тиску на торцевій щілині створює гідростатичну силу, лінійно пов'язану з осьовими переміщеннями поверхонь кілець, а також момент, напрямок якого залежить від конусності каналу. Гідродинамічний тиск (3.18), (3.19) обумовлено рухливістю стінки каналу, призводить до виникнення осьової сили, що залежить від осьової швидкості поверхні, і утворює гідродинамічний момент, який залежить від кутової швидкості поверхні, а також від кута перекошу і швидкості ковзання.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Біргер І.А., Шорр Б.Ф., Шнейдеровіч Р.М. Розрахунок на міцність деталей машин. - М.: Машинобудування, 1966. - 616 с.
2. Голубєв А.І. Торцеві ущільнення валів. Изд.2-е, перераб і доп. - М.: Машинобудування, 1974. - 212 с.
3. Голубєв Г.А., Кукін Г.М., Лазарєв Г.Є., Чичинадзе А.В. Контактні ущільнення обертових валів. - М.: Машинобудування, 1976. - 264 с.
4. Грін, Динамічні коефіцієнти торцевих ущільнень з конічною робочою поверхнею при внутрішніх і зовнішніх витоках. - 1988. - № 1. - С.141-148.
5. Етсіон, Шарон. Вплив конусності на радіальні сили в торцевих ущільненнях // Проблеми тертя. - 1980. - Т.102, № 3. - С.16-21.
6. Етсіон Гідродинамічні ефекти в перекошеному торцевому ущільненні // Проблеми тертя. - 1979. - Т.101, № 3. - С.44-50.
7. Кондаков Л.А., Голубєв А.І., Овандер В.Б. Ущільнення і ущільнювальна техніка. Довідник. - М.: Машинобудування, 1986. - С. 246 - 284.
8. Кревсун Е.П. Торцеві герметизатори обертових валів. - Мн.: "Арті-Фекс", 1998. - 148 с.
9. Максимов В.А., Баткіс Г.С. Трибологія підшипників і ущільнень рідинного тертя високошвидкісних турбомашин. - Казань: Фен, 1998. - 430с.
10. Максимов В.А., Хадієв М.Б., Хісамєєв І.Г., Галієв Р.М. Безконтактні укладення роторів відцентрових компресорів: Навчальний посібник. Під загальною редакцією В.А. Максимова. - Казань: "Фен", 1998. - 292 с.
11. Марцинківський В.А. Безконтактні ущільнення роторних машин. - М.: Машинобудування, 1980.-200С.
12. Марцинківський В.А., Ворона П.М. Насоси атомних електростанцій. - М.: Вища школа, 1987. - 256 с.

13. Марцинківський В.А. Вібрації роторів відцентрових машин: в 2 кн. Книга 1. Гідродинаміка дросселируючих каналів. - Суми: Вид-во СумДУ, 2002. - 337с.
14. Фалалєєв С.В., Чегодаєв Д.Є. Торцеві безконтактні ущільнення двигунів літальних апаратів: Основи теорії і проектування: Навчальний посібник, 1998. - 276 с.
15. Green I., Etsion I. Stability threshold and steady-state response of noncontacting coned-face seals. // Trans. ASLE. – 1985. – Vol.28, №4. – P. 449-460.
16. Kundera Cy. Aktywne usycelnianie drgających elementów wirzających. Monografia nr 15. – Kitzke: Wydawnictwo Politechniki Ś więtozyskiej. – 1999. – 115.s.
17. Загорулько, А.В. Чисельні методи у механіці: навч. посіб. / А.В. Загорулько. - Суми : СумДУ, 2008