

УДК 621.515
КП
№ держреєстрації 0111U002151

Інв. №

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
Сумський державний університет
(СумДУ)
40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2,
тел./факс (0542) 33-41-08

ЗАТВЕРДЖУЮ
Проректор з наукової роботи
д-р фіз.-мат. наук, професор

_____ А.М. Черноус
2012.12.20

З В І Т
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
„ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ГАЗОДИНАМІЧНИХ І
ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБОКОМПРЕСОРІВ
ГАЗОПЕРЕКАЧУВАЛЬНИХ АГРЕГАТІВ
ТА ЇХ ВУЗЛІВ”
(заключний)

Начальник науково-дослідної частини
канд. фіз.-мат. наук

Д.І. Курбатов

Керівник НДР
д-р техн. наук, професор

В.А. Марцинковський

2012

Рукопис закінчений 20 грудня 2012 р.
Результати роботи розглянуті науковою радою університету,
протокол від 27.12.2012 р. № 4

СПИСОК АВТОРІВ

| | | |
|---|------------|-----------------------------------|
| Керівник НДР зав. кафедри “Загальної механіки і динаміки машин” | 2012.12.20 | В.А. Марцинковський |
| засл. діяч науки и техніки України докт. техн. наук, професор | | (розд. 2, 3, 4, 5 висновки) |
| Відповідальний виконавець | 2012.12.20 | А.В. Загорулько |
| старший науковий співробітник канд. техн. наук, доцент | | (розд. 1, 2, 3, 4, 5 висновки) |
| зав. проблемною лабораторією | 2012.12.20 | Є.М. Савченко |
| «Гермомеханіки і вібродіагностики» канд. техн. наук, доцент | | (розд. 1, 2 висновки) |
| Молодший науковий співробітник | 2012.12.20 | К.П. Герасиміва |
| | | (розд. 2, 5) |
| Молодший науковий співробітник | 2012.12.20 | С.М. Гудков |
| | | (розд. 1, 3, 4) |
| Молодший науковий співробітник | 2012.12.20 | І.В. Павленко |
| | | (розд. 3, 5) |
| Молодший науковий співробітник | 2012.12.20 | С.О. Міщенко |
| | | (розд. 1, 3, 4) |
| Лаборант | 2012.12.20 | Д.П. Боярський |
| | | (розд. 1, 2) |
| Лаборант | 2012.12.20 | Д.В. Лісовенко |
| | | (розд. 1, 2) |

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 307 с., 245 рис., 13 табл., 46 джерел.

Об'єкт дослідження: газодинамічні, вібраційні і міцнісні характеристики турбокомпресорів та їх вузлів.

Мета роботи – підвищення ефективності роботи турбокомпресорів газоперекачувальних агрегатів за рахунок чисельного аналізу та оптимізації їх газодинамічних, міцнісних та вібраційних характеристик.

Методи дослідження – обчислювальний експеримент за допомогою методів скінченних елементів і об'ємів, методи оптимізації газодинамічних та вібраційних характеристик турбокомпресорів та їх вузлів.

Турбокомпресори використовуються при видобутку газу, для його транспортування та при зберіганні. При цьому вони споживають дуже велику кількість енергії. Прямий шлях зниження цих витрат - підвищення к.к.д. компресорів, який визначається технічним рівнем газодинамічного тракту, тобто вибором оптимальної форми проточної частини. Складність пов'язана з виключно складним характером руху газу в проточній частині. Звичайна практика - експерименти з моделями, випробовуваними на спеціальних дослідницьких стендах, є дуже дорогою і не гарантує отримання найкращого результату. Тому створення нових і вдосконалення існуючих відцентрових турбокомпресорів на даному етапі можливе тільки при використанні сучасних розрахункових методів обчислювальної газодинаміки.

В даній роботі вирішуються наступні задачі: покращення газодинамічних характеристик проточної частини, герметичності та вібронадійності; розв'язання задачі газотермопружності для вихлопного тракту газоперекачувального агрегату; розв'язання задачі «ротор-статор» для течії газу у проточній частині ступеня відцентрового компресора; розв'язання задачі течії рідини та газу у каналах підшипників ковзання, ущільнень та розвантажувальних пристроїв, визначення жорсткостей і демпфірувань, та аналіз їх впливу на динаміку ротора; визначення напружено-деформованого стану та міцнісних характеристик пружних пластинчатих муфт; розробка методик та програм інженерного розрахунку.

Рекомендації по використанню результатів роботи і галузь застосування – на підприємствах компресорного і насосного машинобудування при розробці нових та модернізації існуючих конструкцій відцентрових машин систем видобудування і транспортування енергоносіїв для підвищення їх надійності, економічності та екологічної безпеки.

ТУРБОКОМПРЕСОРИ, ГАЗОДИНАМІЧНІ І ВІБРАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ, МЕТОД СКІНЧЕННИХ ОБ'ЄМІВ, ОПТИМІЗАЦІЯ, ВИХЛОПНИЙ ТРАКТ, УЩІЛЬНЕННЯ, ПІДШИПНИКИ КОВЗАННЯ, ПРУЖНІ ПЛАСТИНЧАТІ МУФТИ, ЖОРСТКІСТНІ ТА ДЕМПФІРУЮЧІ ВЛАСТИВОСТІ, ВІБРАЦІЙНИЙ СТАН, ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА.

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| Вступ..... | 9 |
| 1 Розрахунок і оптимізація елементів проточної частини і вузлів турбокомпресорів..... | 12 |
| 1.1 Багатокритеріальна і багатопараметрична оптимізація..... | 12 |
| 1.2 Чисельне розв’язання задачі аеропружності і оптимізація геометрії вихлопного тракту газоперекачуючого агрегату..... | 17 |
| 1.2.1 Вступ..... | 17 |
| 1.2.2 Причини виникнення газодинамічних навантажень, які діють на конструктивні елементи вихлопного тракту ГПА..... | 18 |
| 1.2.2.1 Конструкція газотурбінної установки..... | 18 |
| 1.2.2.2 Газодинамічні джерела у вихлопі ГПА..... | 20 |
| 1.2.2.3 Природа коливань в ГПА..... | 21 |
| 1.2.2.4 Вібрація газоповітряного тракту..... | 21 |
| 1.2.2.5 Висновки..... | 22 |
| 1.2.3 Постановка нестационарної газодинамічної задачі..... | 23 |
| 1.2.3.1 Визначальні рівняння..... | 23 |
| 1.2.3.2 Газодинамічний розрахунок..... | 27 |
| 1.2.3.3 Результати газодинамічних розрахунків..... | 29 |
| 1.2.3.4 Розрахунок термонапруженого стану газовихлопного тракту..... | 34 |
| 1.2.3.5 Результати оптимізації..... | 40 |
| 1.2.3.6 Висновки..... | 41 |
| 1.2.4 Порівняння результатів експериментальних досліджень | |

| | |
|---|----|
| з розрахунковими даними..... | 42 |
| 1.2.4.1 Результати..... | 42 |
| 1.2.4.2 Висновки..... | 48 |
| 1.3 Аналіз та оптимізація за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки лабіринтних ущільнень..... | 49 |
| 1.3.1 Визначення та оптимізація гідродинамічних характеристик лабіринтних і лункових ущільнень..... | 49 |
| 1.3.2 Висновки..... | 57 |
| 1.4 Чисельний аналіз і оптимізація ступені компресора..... | 58 |
| 2 Методика розрахунку торцевих ущільнень..... | 67 |
| 2.1 Вступ..... | 67 |
| 2.2 Результати чисельного розрахунку деформацій кілець..... | 68 |
| 2.3 Розрахунок контактного тиску..... | 71 |
| 2.4 Потужність, яка споживається торцевим ущільненням..... | 73 |
| 2.5 Охолодження торцевих ущільнень..... | 77 |
| 2.6 Перевірочний тепловий розрахунок торцевого ущільнення..... | 78 |
| 2.7 Розрахунок витоків в торцевому ущільненні..... | 80 |
| 2.8 Приклад розрахунку міцності і силових деформацій..... | 81 |
| 2.9 Вимоги, що пред'являються до торцевих ущільнень..... | 84 |
| 2.10 Комп'ютерне моделювання торцевої пари зі спіральними канавками..... | 85 |
| 2.10.1 Основні особливості та характеристики торцевої пари зі спіральними канавками..... | 85 |
| 2.10.2 Поставлення задачі..... | 87 |
| 2.10.3 Результати моделювання контактної пари зі спіральними канавками..... | 89 |

| | |
|---|-----|
| 2.10.4 Висновки..... | 95 |
| 2.11 Розв'язання нестационарної задачі течії газу у запірному торцевому імпульсному ущільненні..... | 96 |
| 2.11.1 Обґрунтування досліджень..... | 96 |
| 2.11.2 Конструкція і принцип роботи запірного торцевого імпульсного ущільнення..... | 97 |
| 2.11.3 Результати числового моделювання і обчислювального експерименту..... | 100 |
| 2.11.4 Описання термодинамічної задачі для торцевого імпульсного газового ущільнення..... | 104 |
| 2.11.5 Висновки..... | 107 |
| 3 Радіально-осьові коливання ротора відцентрової машини з системою авторозвантаження..... | 108 |
| 3.1 Вступ..... | 108 |
| 3.2 Поставлення задачі..... | 112 |
| 3.3 Статичний розрахунок..... | 116 |
| 3.4 Рівняння осьових коливань ротора..... | 126 |
| 3.5 Виведення рівняння сумісних радіально-осьових коливань..... | 136 |
| 3.6 Амплітудні і фазові частотні характеристики..... | 149 |
| 3.7 Числовий приклад..... | 153 |
| 3.8 Короткі висновки..... | 163 |
| 4 Сумісні радіально-кутові коливання ротора..... | 165 |
| 4.1 Вільні коливання ротора без ущільнень..... | 165 |
| 4.1.1 Рівняння коливань і характеристичне рівняння..... | 165 |
| 4.1.2 Вільні коливання консервативних систем..... | 166 |
| 4.1.3 Власні частоти валу, що не обертається..... | 167 |

| | |
|---|-----|
| 4.1.4 Власні частоти валу, що обертається | 171 |
| 4.1.5 Критичні частоти обертання..... | 174 |
| 4.1.6 Оцінка стійкості..... | 177 |
| 4.1.7 Вимушені коливання..... | 178 |
| 4.2 Вільні радіально-кутові коливання ротора у шпаринних ущільненнях..... | 186 |
| 4.2.1 Характеристичне рівняння системи..... | 186 |
| 4.2.2 Вільні частоти радіально-кутових коливань ротора при постійному перепаді тиску..... | 187 |
| 4.2.3 Оцінка стійкості..... | 194 |
| 4.2.4 Урахування залежності перепаду тиску від частоти обертання | 198 |
| 4.3 Амплітудні і фазові частотні характеристики..... | 203 |
| 4.3.1 Рівняння вимушених коливань ротора у шпаринних ущільненнях..... | 203 |
| 4.3.2 Обчислення амплітуд і фаз при постійному перепаді тиску..... | 204 |
| 4.3.3 Амплітуди і фази коливань ротора відцентрової машини..... | 208 |
| 4.3.4 Результати обчислень..... | 209 |
| 4.4 Деякі висновки..... | 212 |
| 5 Програмні комплекси для автоматизованого розрахунку вузлів турбокомпресорів..... | 215 |
| 5.1 Методика і інструкція користувача програмного модулю для розрахунку торцевих ущільнень..... | 215 |
| 5.2 Методика розрахунку ущільнень-опор та підшипників..... | 235 |
| 5.2.1 Описання програми “Roll-Підшипник”..... | 242 |
| 5.3 Інструкція користувача програмного модулю для розрахунку динаміки ротора..... | 247 |

| | |
|--|-----|
| 5.4 Інструкція користувача програми “Муфта-Roll ”..... | 272 |
| 5.5 Інструкція користувача програми “Roll-Гідроп’ята”..... | 287 |
| Висновки..... | 303 |
| Перелік посилань..... | 304 |

ВСТУП

На теперішній час у країнах СНД експлуатуються понад 500 тисяч різноманітних промислових компресорів, які разом з вентиляторами і насосами споживають близько 50% всієї електроенергії, що виробляється. Виробництвом і ремонтом компресорів зайнято понад 1 млн. чоловік. У зв'язку з цим основним у діяльності багатьох науково-дослідних і конструкторсько-технологічних організацій, а також промислових підприємств галузі компресорного машинобудування є питання підвищення технічного рівня компресорів, їх ефективності і надійності.

Компресори широко використовуються в усіх галузях економіки: вони застосовується для стиснення газів у хімічній, нафтовій, газовій, машинобудівній промисловості, а також на транспорті, в металургії, геології, геодезії, будівництві, агропромисловому комплексі та багатьох інших. Залежно від області застосування істотно розрізняються робочі характеристики і конструкція компресорів. Для них характерна стійка тенденція до збільшення робочих параметрів: подач, тисків і швидкостей, тобто спостерігається концентрація все більш високих потужностей в одиничних агрегатах. Прикладом таких агрегатів є турбокомпресори, що використовуються при видобутку газу, його транспортуванні та зберіганні. Виробництво турбокомпресорів у розвинених промислових країнах зростає на 8–10% щорічно. Застосування турбокомпресорів у сучасній економіці - це могутній засіб інтенсифікації технологічних і енергетичних процесів.

У процесі створення турбокомпресорів одними з першорядних задач є покращення їх газодинамічних і вібраційних характеристик та розробка надійних конструкцій підшипників та ущільнень. Турбокомпресори споживають дуже велику кількість енергії. Наприклад, перекачуючи величезну кількість газу,

відцентрові компресори «Газпрому» вимагають для їх приводу палива на 3,5 млрд. доларів на рік. Прямий шлях зниження цих витрат - підвищення к.к.д. компресорів, який визначається технічним рівнем газодинамічного тракту, тобто вибором оптимальної форми проточної частини.

Складність газодинамічного проектування турбокомпресорів пов'язана з виключно складним характером руху газу в проточній частині. Звичайна практика - експерименти з моделями, випробовуваними на спеціальних дослідницьких стендах, є дуже дорогою і при недостатньо продуманій програмі експериментів не гарантує отримання найкращого рішення. Тому створення нових і вдосконалення існуючих ступенів відцентрових турбокомпресорів на даному етапі можливе тільки при використанні сучасних розрахункових методів обчислювальної газодинаміки, які дозволяють моделювати течію з достатньо високою точністю, надійністю і ступенем адекватності відображення реальної картини течії.

Застосування методів обчислювальної газодинаміки дозволяє виконати чисельну оптимізацію проточної частини турбокомпресора, форми зазору і конструкцій підшипників, розвантажувальних пристроїв, шпаринних, торцевих та лабіринтних ущільнень, та підвищити газодинамічну ефективність та вібраційні характеристики турбокомпресора у цілому. Крім того, виникає необхідність розробки принципово нових конструкцій проточних частин та вузлів, що забезпечать економію енергії та перекачування продуктів, а також екологічну безпеку компресорного обладнання.

На підставі викладеного зрозуміло, що актуальність задачі підвищення ефективності роботи турбокомпресорів газоперекачувальних агрегатів за рахунок чисельного аналізу та оптимізації їх газодинамічних і вібраційних характеристик безперервно зростає. А результати досліджень можуть бути актуальними у

суміжних галузях науки, при розрахунку і проектуванні практично всіх типів відцентрових машин та їх вузлів.

Таким чином, **метою** даної роботи є підвищення ефективності роботи турбокомпресорів газоперекачувальних агрегатів за рахунок чисельного аналізу та оптимізації їх газодинамічних, міцнісних та вібраційних характеристик.

Для досягнення даної мети в даній роботі вирішуються наступні задачі:

- покращення газодинамічних характеристик проточної частини турбокомпресорів, їх герметичності та вібронадійності, створення та впровадження нових ефективних конструкцій вузлів турбокомпресорів (підшипників, ущільнень, розвантажувальних пристроїв та ін.), зменшення матеріалоємності їх конструкцій;

- розв'язання задачі газотермопружності для вихлопного тракту газоперекачувального агрегату;

- розв'язання задачі «ротор-статор» для течії газу у проточній частині ступеня відцентрового компресора;

- розв'язання задачі течії рідини та газу у каналах підшипників ковзання, ущільнень та розвантажувальних пристроїв з урахуванням прецесійного руху, радіальних і осьових коливань валу, визначення жорсткостей та демпфірувань, та аналіз їх впливу на динаміку ротора;

- визначення напружено-деформованого стану та міцнісних характеристик пружних пластинчатих муфт;

- розробка методик та комп'ютерних програм інженерного розрахунку вузлів турбокомпресора.

1 РОЗРАХУНОК І ОПТИМІЗАЦІЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ І ВУЗЛІВ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ

1.1 Багатокритеріальна і багатопараметрична оптимізація

Схема оптимального проектування має на увазі проведення багатоваріантних розрахунків з використанням математичної моделі (моделей) елементів проточної частини, під керуванням спеціального блоку оптимізації, процедури параметризації, а також, при необхідності, модулів побудови розрахункових сіток для програм розрахунку і пре- і постпроцесорів для обміну даними в системі. У тих випадках, коли одночасно беруться до уваги різні різнорідні моделі об'єкту (наприклад, аеродинамічні, міцносні, температурні), говорять про мультидисциплінарний аналіз (MDA) або мультидисциплінарну оптимізацію (MDO).

Якщо орієнтуються на промислові розв'язання, у якості вирішувачів вибирають комерційні програми обчислювальної аеродинаміки, міцносного аналізу та ін. В окремих випадках використовуються програми, які розроблені для дослідницьких цілей, або спеціалізовані вирішувачі. Решта елементів, як правило, створюється самостійно, з використанням мовних інтерфейсів, що надаються вирішувачами. Найважливішим представляється параметризація об'єкту оптимізації, оскільки від цього багато в чому залежить корисність отриманого розв'язання і швидкість пошуку екстремуму. Звичайно прагнуть генерувати регулярні розрахункові сітки, які забезпечують вищу точність розв'язання рівнянь.

Використовувані методи оптимізації, як правило, ґрунтуються або на випадковому пошуку (наприклад, генетичні алгоритми, квазівипадкові послідовності) об'єкту, що вивчається, або на попередній побудові сурогатних моделей (функцій відгуку, макромоделей) за допомогою методів планування експерименту або нейронних мереж з подальшою оптимізацією на спрощених моделях. Перевагами другого підходу є істотне (на порядки) зниження кількості

пробних точок і зручність аналізу чутливості отриманого оптимального розв'язання. Недоліки полягають в неможливості оптимізації нерівних функцій і порівняльно невеликій кількості незалежних змінних.

Очевидно, що в задачах оптимізації, особливо мультидисциплінарній, з погляду ефективності відшукування оптимального розв'язання вигідно використовувати спрощені математичні моделі. Для створення спрощених моделей, що забезпечують адекватність досліджуваному об'єкту, потрібне залучення багаторічного досвіду фахівців в досліджуваній області. Інший, формальніший підхід, полягає в застосуванні «грубої сили», тобто оптимізації із залученням найскладніших тривимірних моделей – аеродинамічних, міцносних та ін. З появою можливості використання все більших обчислювальних потужностей перевага віддається другому підходу. Висловлюється навіть крайня думка про неспроможність оптимізації на спрощених моделях. Критерієм істини в даному випадку може бути тільки практика реального проектування і час. Абсолютно чітко можна стверджувати, що застосування тих або інших моделей залежить від постановки задачі оптимізації, кількості чинників, що враховуються, необхідного часу на отримання розв'язання.

Разом з традиційними методами випадкового пошуку все більш широке застосування знаходять методи, що використовують різні аналогії і евристики.

Генетичні алгоритми є методами випадкового пошуку, що базуються на біологічних аналогіях з природним відбором і генетикою. Вони відносяться до класу еволюційних алгоритмів. Генетичні алгоритми працюють з популяціями розв'язань, які еволюціонують в сотнях поколінь з метою найкращим чином пристосуватися до характеру цільової функції. Випадковий пошук проводиться в околицях тих точок простору, де існує найбільший потенціал для «виживання» одержуваних розв'язань. Існує величезна кількість варіацій цього підходу стосовно цілочислових, безперервних або комбінованих задач оптимізації, з дискретним або безперервним представленням генів, з різними стратегіями

біологічного розвитку (мутації, схрещування, відбір). Вважається, що генетичні алгоритми найбільш підходять для тих задач, де інші методи безсилі. Приклади використання генетичних алгоритмів в задачах оптимізації елементів турбомашин достатньо чисельні.

Перевага методів, що використовують функції (поверхні) відгуку є значне (на порядок і більш) скорочення кількості розрахункових точок при пошуку оптимального розв'язання. Істотним обмеженням при цьому є припущення про гладкість цільової функції в області, де будується поверхня відгуку. Побудова функцій відгуку методом планування чисельного експерименту дозволяє перетворити початкову модель до простої поліноміальної залежності, на якій можна вирішувати задачі аналізу і оптимізації. Крім того, перевагою таких (сурогатних) моделей є можливість їх повторного використання. У обчислювальному плані вдається розпаралелювати процес обчислення функції відгуку і тим самим скоротити астрономічний час розв'язання задачі. Існують різні способи планування експерименту і підходів до його використання. Наприклад, спеціальний вибір діапазонів апроксимації, найбільш відповідних для вирішення конкретної задачі оптимізації.

Нейронні мережі є порівняно новим апаратом, який використовується для розв'язання найрізноманітніших задач, зокрема, які пов'язані з пошуком оптимальних розв'язань. Нейронні мережі можуть «навчатися» розв'язанню тієї або іншої задачі, для чого їм слід передати певну кількість інформації про правильні розв'язання. Після цього з певною вірогідністю нейронна мережа сама зможе давати відповіді на питання, що ставляться їй. Можна говорити про те, що в нейронній мережі відбувається побудова функції відгуку відповідно до точок повчальної послідовності, що подається.

Аналіз чутливості полягає у визначенні ступеня впливу зміни незалежних змінних в заданій точці на зміну цільової функції. При пошуку екстремуму прагнуть рухатися в напрямі, який забезпечує найбільше збільшення (зменшення)

цільової функції. Цей підхід широко використовується в градієнтних методах пошуку, де черговий напрям пошуку оцінюється чисельним диференціюванням цільової функції. При розв'язанні варіаційних задач, де як обмеження присутні диференціальні рівняння в частинних похідних (наприклад, рівняння Нав'є-Стокса), застосовуються оптимізаційні схеми, засновані на розв'язанні рівнянь чутливості, які виводяться аналітично для використовуваних рівнянь і розв'язуються чисельно. Як завжди, проводиться параметризація досліджуваної конструкції, потім шляхом розв'язання рівнянь чутливості визначаються градієнти по параметрах і організовується пошук оптимального розв'язання одним з методів нелінійного програмування.

Прагнення застосовувати тривимірні аеродинамічні моделі розрахунку при оптимізації турбомашин неминує приводить до необхідності використовування все більш могутньої обчислювальної техніки. Загальною тенденцією є також розпаралелювання обчислень на багатопроцесорних або кластерних платформах.

Необхідне програмне забезпечення для проведення оптимізаційних розрахунків елементів проточної частини турбомашин включає аеродинамічні і інші солвери, сіткові генератори, блоки оптимізації і допоміжні програми (пре- і постпроцесори, програми підтримки паралельних обчислень та ін.).

Аеродинамічні вирішувачі вибираються з числа комерційних програм, таких як Fluent, CFX і ін., фірмових програм USM3Dns, TRAF3D (NASA), ITSM3D (Siemens), Stage3D (Alstom), TLNS3D-MB (Renault), EULER3D (General Electric), S3D. Використовуються також вирішувачі університетських розробок і окремих фахівців.

Важливим елементом системи оптимізації є генератори сіток. Залежність генераторів сіток від особливостей вирішувачів є причиною використання у багатьох випадках генераторів, жорстко прив'язаних до конкретних вирішувачів (наприклад, Gambit+Fluent, TurboGrid+CFX, VGRIDns+USM3Dns та ін.).

Існує величезна кількість комерційних програм для планування експерименту і оптимізації на його основі, у тому числі і для вирішення інженерних задач. Серед програм пошуку оптимального розв'язання найбільшою популярністю користуються програмні пакети iSIGHT (фірма Engineous) і modeFRONTIER (компанія Esteco).

modeFRONTIER - це багатоцільове програмне середовище для проведення процесів оптимізації, спеціально написане для інтеграції зі всіма існуючими на даний момент CFD, CAD і CAE засобами, як комерційними так і внутрішніми. Програма modeFRONTIER є набором засобів для роботи з даними, а також має великий вибір алгоритмів оптимізації, крім того, існує можливість вбудування в програму вже існуючих у споживачів алгоритмів.

Підготовка набору вхідних даних перед початком оптимізації, здійснюється в спеціальній вкладці програмного комплексу – DOE (планування експерименту), в ній визначаються набори вхідних змінних, які більш за все впливають на час розрахунку і результат. Оскільки оптимізація з багатьма змінними часто не може бути проведена для всього діапазону всіх можливих значень, техніка DOE дозволяють вибрати діапазон можливих вхідних змінних. Виведення результатів в modeFRONTIER postprocessing може бути будь-яким, від діаграм до матриць з різними комбінаціями. Різноманіття засобів виведення дає користувачу додаткові зручності при оцінці результатів розрахунку. Програмний комплекс modeFRONTIER має позитивний досвід використання для оптимізації турбомашин.

При неможливості знаходження мінімуму або максимуму функції по декількох критеріях для знаходження найкращого варіанту розв'язання використовується фронт Парето. Суть, якого полягає у тому, що поліпшення одного з критеріїв не повинне приводити до істотного погіршення іншого критерію.

1.2 Чисельне розв'язання задачі аеропружності і оптимізація геометрії вихлопного тракту газоперекачуючого агрегату

1.2.1 Вступ

Однією з головних умов стійкого розвитку газової галузі є забезпечення надійності і ефективності експлуатації газотранспортних підприємств. Проблеми підвищення надійності і ефективності експлуатації газоперекачуючих агрегатів (ГПА) тісно пов'язані з працездатністю всіх його елементів і вузлів. Система технічної діагностики в основному прив'язана до найбільш напружених елементів і відповідальних вузлів конструкції агрегату: газотурбінному двигуну (ГТД), нагнітачу, підшипникам і т.д.

У конструкції системи вихлопу які-небудь елементи контролю відсутні, що може призвести до відмов при експлуатації ГПА. Відмови систем вихлопу в роботі ГПА призводять до значного підвищення вартості ремонтно-відновлювальних робіт, що диктує необхідність впровадження сучасних технологій оцінки працездатності.

Для виявлення основних навантажень, які діють на конструкцію елементів вихлопного тракту необхідно розглянути всі чинники, які можуть впливати на виникнення різного типу навантажень. Навантаження, які діють на ГПА бувають:

– температурні навантаження (температура газу у вихлопному тракті складає 580-780°K), які призводять до значних деформацій конструкції елементів і зниження фізико-механічних властивостей матеріалів;

– газодинамічні навантаження, які пов'язані з умовами руху газового потоку по тракту вихлопу.

Якщо температурні навантаження можна контролювати в процесі експлуатації і будь-яким чином оцінювати їх вплив на етапі конструювання, то газодинамічні процеси особливо в тракті вихлопу випадають з уваги розробників.

У зв'язку зі складністю прямих експериментальних досліджень газодинамічних параметрів через високі температури і складність доступу в систему вихлопу, важливою є задача оцінки динамічних характеристик газового потоку.

Умови руху газового потоку по геометрично складних каналах проточної частини системи вихлопу призводять до створення в потоці газодинамічних джерел його коливань, амплітуда і частота яких визначається характером течії газу і граничними умовами. Під газодинамічними джерелами коливань газу в потоці розуміють будь-які локальні зміни його параметрів, які здатні призводити до виникнення коливань тиску газу або швидкості потоку. Ними можуть бути: пристінний турбулентний рух потоку, вихроутворення, обтікання перешкод, повороти потоку, взаємодія потоків і т.п.

Таким чином, на зовнішній поверхні газовідводу можуть бути реалізовані вібрації конструкції від дії вимушуючих коливань газу, і випромінювання акустичних хвиль, які пройшли через стінку (конструкцію) [1,2].

1.2.2 Причини виникнення газодинамічних навантажень, які діють на конструктивні елементи вихлопного тракту ГПА

1.2.2.1 Конструкція газотурбінної установки

Газотурбінною установкою (ГТУ) називають установку, що складається з трьох основних елементів: повітряного компресора, камери згорання і газової турбіни (рисунок 1.1). Принцип дії ГТУ зводиться до наступного. З атмосфери повітря забирають компресором К, після чого при підвищеному тиску його подають в камеру згорання КС, куди одночасно підводять рідке або газоподібне паливо паливним насосом ТН. У камері згорання повітря розділяється на два потоки: один потік в кількості, яка необхідна для згорання палива, поступає всередину жарової труби ЖТ; другий потік обтікає жарову трубу зовні і підмішується до продуктів згорання для пониження їх температури. Процес

згорання в камері відбувається при майже постійному тиску. Газ, що виходить після змішення, поступає в газову турбіну Т, в якій розширюючись виконує роботу, а потім викидається в атмосферу. Потужність, що розвивається газовою турбіною частково витрачається на привід компресора, а частина, яка залишилася, є корисною потужністю газотурбінної установки.

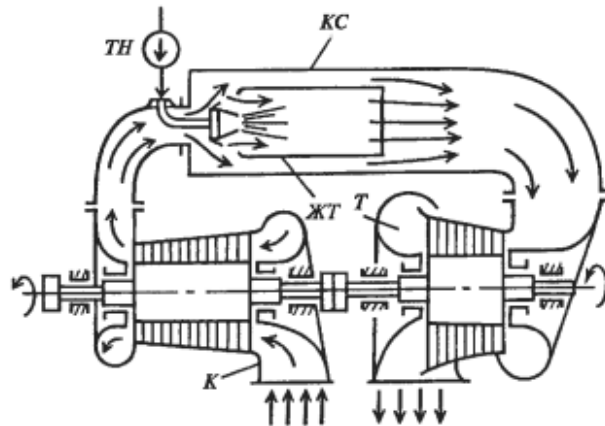


Рисунок 1.1 – Газотурбінна установка з горінням при постійному тиску

Вихлопний тракт (ВТ) служить для виведення з контейнера вихлопних газів, і забезпечує при цьому глушіння шуму вихлопу двигуна. Крім того, ВТ здійснює вентиляцію відсіку двигуна турбоблоку ежекцією повітря в улітку. До складу ВТ входять: улітка з вісерадіальним дифузоров і переходником, які встановлені в турбоблоці, а також окремий блок вихлопного пристрою, який встановлений на опорі. Улітка призначена для плавного гальмування і повороту на 90° потоку вихлопних газів приводного двигуна з подальшим викиданням їх через вихлопний пристрій в атмосферу. Корпус улітки і вісерадіальний дифузор виготовлені з жаростійкої сталі і зв'язані між собою зваркою. Дифузор з боку валу турбіни і корпус улітки зовні покриті шаром теплоізоляції [1].

1.2.2.2 Газодинамічні джерела у вихлопі ГПА

Вихлопний тракт ГПА (рис. 1.2) має складну геометрію, тому при формуванні течії по каналу відбувається взаємодія газових потоків, особливо при обтіканні конструктивних елементів вихлопу. Нерівномірність потоку який вдувається і обтікання є дестабілізуючими елементами течії газу, при цьому з'являється вірогідна можливість формування різного роду вихрового руху в зоні взаємодії потоків. Такого ж роду явища виникають, коли газ обтікає напівзамкнену порожнину, такі порожнини є акустичними резонаторами.



Рисунок 1.2 – Газоперекачуючі агрегати

Оцінка структури коливальних процесів є ключовою при аналізі динамічних навантажень у вихлопному тракті ГПА. Пряме вимірювання амплітудно частотних характеристик (АЧХ) цих процесів достатньо складне через високу температуру. Проте, їх визначення є найважливішою умовою, що впливає на оцінку несучої

здатності конструктивних елементів вихлопного тракту, і, отже, його тривалої працездатності.

З теорії коливань відомо, що амплітуда вимушених коливань залежить від вимушуючої сили, отже, по амплітуді вимушених коливань зовнішньої стінки можна визначити це динамічне навантаження.

1.2.2.3 Природа коливань в ГПА

Вихлопний тракт агрегату має складні геометричні і технологічні параметри. Таким чином, процеси формування потоку і його руху по конструктивних елементах тракту вихлопу пов'язані з вивченням газодинамічних джерел, які формуються за рахунок умов взаємодії газу в процесі формування потоку і його руху. Крім того, при русі газу по трактах, в потоці формуються вторинні джерела акустичного шуму, пов'язані з умовами формування потоку, різними переходами, поворотами, тертям у в'язкому газі і т.п. Величини акустичної інтенсивності даних джерел залежать від достатньо великого числа чинників: геометричних характеристик газового тракту (довжина ділянки, площа прохідного перетину, кути і радіуси повороту і т.д.); термо- і газодинамічних характеристик потоку (швидкості, градієнтів швидкості, тиску, температури і т.д.).

Також газовий потік несе в собі і первинні джерела, які пов'язані з виникненням вібрацій від будь-яких нагнітальних апаратів (насосів, турбін, вентиляторів і інших систем), кожний з яких вносить свій внесок в загальну віброакустичну картину вихлопного тракту.

1.2.2.4 Вібрація газоповітряного тракту

До вібрації газоповітряного тракту, відносять вібрацію, яка обумовлена різними автоколивальними процесами в газо-воздушних трактах двигунів: зривом потоку в компресорі, вібраційним горінням, акустичними коливаннями об'ємів газу. Це порівняльно нові і недостатньо вивчені явища, практичне значення яких

зростає із збільшенням потужностей двигунів. За деяких умов [2] виникає одна або декілька зон зривного обтікання лопаток. Ці зони зриву переміщуються у напрямі обертання колеса з деяким відставанням. Частота вібрації корпусу при розвиненому зриві складає

$$f = (0,3 \div 0,5)n_c$$

Вона не має жорсткого зв'язку з частотою обертання ротора.

Процес горіння за деяких умов може стати джерелом сильної вібрації. Нестійке (вібраційне, жорстке) горіння виникає унаслідок взаємодії процесу горіння з акустичною коливальною системою. У роботі [3] показано, що вібраційне горіння в КС є типовий автоколивальний процес, обумовлений багатьма причинами: теплоподводом, ефективною швидкістю розповсюдження полум'я, газоутворенням та ін.

Загальний діапазон коливань складає приблизно 50 – 5000 Гц, при цьому подовжні коливання характеризуються найнижчими частотами, а радіальні – найвищими.

1.2.2.5 Висновки

1. Важливою умовою стійкого розвитку газової галузі, є забезпечення надійності газоперекачуючих агрегатів (ГПА) в цілому. Однією з причин виходу з ладу ГПА є нестійка робота системи вихлопу пов'язана з відсутністю систем технічного контролю. Вихід з ладу системи вихлопу в роботі ГПА призводить до значного підвищення вартості ремонтних робіт. Причиною нестійкої роботи системи вихлопу ГПА є різні види навантажень, які діють на конструктивні елементи системи вихлопу.

2. Проведений аналіз газодинамічних джерел коливань вихлопного тракту ГПА.

1.2.3 Постановка нестационарної газодинамічної задачі

1.2.3.1 Визначальні рівняння

У загальному випадку ньютонівська рідина, яка стискається, описується п'ятьма рівняннями в частинних похідних [3]. Перше з цих рівнянь описує збереження маси, яке означає, що величина масової витрати в об'ємі, що втікає, дорівнює масовій витраті в об'ємі, що витікає відповідно до

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u) = 0, \quad (1.1)$$

де ρ - густина рідини; u - вектор швидкості в декартовій системі координат.

Другий закон Ньютона в комбінації з фактом, що для ньютонівської рідини розмір діючих напружень на контрольний об'єм пропорційний величині деформацій, що описується у відомих рівняннях Нав'є-Стокса. Три рівняння, які подані нижче, описують закон збереження кількості руху в трьох напрямках. Величина збільшення кількості руху частинки рідини дорівнює сумі сил, що діють на частинку, і описується такими рівняннями:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u u) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + S_{Mx}, \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho v u) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) + S_{My}, \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho w u) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) + S_{Mz}, \end{aligned} \quad (1.2)$$

де p - тиск; μ - динамічна в'язкість, u, v, w - компоненти швидкості u .

Останнє рівняння у частинних похідних, яке визначає потік, це рівняння енергії, яке впливає з першого закону термодинаміки. Величина збільшення енергії частинки рідини дорівнює доданому теплу до частинки рідини і величині роботи, що діє на частинку:

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho i u) = -p \operatorname{div} u + \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + \Phi + S_i, \quad (1.3)$$

де i - внутрішня енергія; λ - теплопровідність; T - температура, i

$$\Phi = \mu \left(2 \left(\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right) + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right) - \frac{2}{3} \mu (\operatorname{div} u)^2. \quad (1.4)$$

Ці п'ять рівнянь в частинних похідних мають сім невідомих змінних (u, v, w, p, T, ρ і i). Для того щоб замкнути цю систему рівнянь, необхідно ввести рівняння для тиску і внутрішньої енергії

$$p = p(\rho, T); \quad i = i(\rho, T). \quad (1.5)$$

Рівняння теплопередачі для твердотільної області, рівняння енергії

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} = \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T) + S, \quad (1.6)$$

де c_p - питома теплоємність.

Рівняння (2.2) можна розв'язати аналітично тільки для декількох простих випадків.

Рівняння Рейнольдса. Більшість турбулентних моделей отримані з усереднених рівнянь Рейнольдса. Ці рівняння одержані з умови, що швидкість рідини u розділяється на дві компоненти, середню швидкість U і швидкість флуктуацій u' .

$$u = U + u', \quad (1.7)$$

$$\text{де } U = \frac{1}{\Delta t} \int^{+\Delta t} u dt. \quad (1.8)$$

Якщо швидкість U ввести в рівняння нерозривності (1), воно матиме вигляд

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho U) = 0, \quad (1.9)$$

і рівняння Нав'є-Стокса перетвориться на

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho U \otimes U) = -\operatorname{grad} p + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} U) - \operatorname{div}(\overline{\rho u' \otimes u'}) + S_M, \quad (1.10)$$

Загальна властивість перенесення φ складається із середньої кількості ϕ і кількості флуктуації ϕ' :

$$\varphi = \phi + \varphi' . \quad (1.11)$$

Одержано скалярне рівняння перенесення

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi U) = \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) - \text{div}(\overline{\rho u' \phi'}). \quad (1.12)$$

У рівняннях (2.10) і (2.12) з'являються два невідомих члени, напруження Рейнольдса $\overline{\rho u' \otimes u'}$ і потік Рейнольдса $\overline{\rho u' \phi'}$. Межа над цими членами означає, що вони усереднені за часом.

Моделі турбулентної в'язкості. Група моделей, які названі моделями турбулентної в'язкості, допускають, що турбулентний потік містить добавки до напружень Рейнольдса, які пропорційні середньому градієнту швидкості

$$-\overline{\rho u' \otimes u'} = -\frac{2}{3} \rho k \delta - \frac{2}{3} \mu_t \text{div} U \delta + \mu_t (\nabla U + (\nabla U)^T), \quad (1.13)$$

де k - турбулентна кінетична енергія

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'^2} . \quad (1.14)$$

Потоки Рейнольдса

$$-\overline{\rho u' \phi'} = \Gamma_t \nabla \phi , \quad (1.15)$$

де вихрова дифузійність Γ_t дорівнює відношенню турбулентної в'язкості μ_t до турбулентного числа Прандля Pr_t .

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{\text{Pr}_t} . \quad (1.16)$$

Всі вихрові моделі в'язкості ґрунтуються на цьому співвідношенні. Відмінності між моделями у методі визначення μ_t .

$k-\varepsilon$ модель. $k-\varepsilon$ модель визначає μ_t як

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} , \quad (1.17)$$

де C_μ - стала; k і турбулентне в'язке розсіювання ε розраховуються за такими двома рівняннями:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho U k) = \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \text{grad} k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (1.18)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho U \varepsilon) = \text{div} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \text{grad} \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon), \quad (1.19)$$

де $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{\varepsilon 1}$ і $C_{\varepsilon 2}$ - сталі і P_k - турбулентна продуктивність.

Розв'язання поставлених рівнянь виконується послідовними наближеннями методом скінчених об'ємів.

Задача гідропружності. Для розв'язання задачі гідропружності вихлопного тракту газоперекачуючого агрегату використовувалися обчислювальні можливості програмного комплексу ANSYS. Моделювалася зв'язана задача взаємодії рідини-деформоване тверде тіло FSI (Fluid Solid Interaction). Алгоритм полягає в ітеративному розрахунку задач для деформованого тіла і для області течії. Вирішувачі ANSYS Structural і CFX можуть бути запущені як одночасно, так і один за одним при виконанні внутрішнього циклу. Зовнішній цикл (MF Time Step) описує процес розв'язання зв'язаної задачі в часі, а внутрішні цикли (Stagger Iteration) контролюють збіжність ANSYS і CFX рішень і управляють процесом обміну даними. Використовується неявна процедура сполучення двох вирішувачів при рішенні FSI - задачі. У нашому випадку, в FSI залежними змінними є переміщення конструкції і сила газодинамічного тиску, що діє на поверхню внутрішнього корпусу газовихлопного тракту.

Матриця зв'язаного FSI аналізу може бути представлена у вигляді:

$$\begin{bmatrix} A_{FF} & A_{FS} \\ A_{SF} & A_{SS} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \mathbf{U}, \Delta p \\ \Delta \delta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_F \\ R_S \end{bmatrix}, \quad (1.20)$$

де $\Delta \mathbf{U}, \Delta p, \Delta \delta$ - зміна швидкості, тиску і переміщення, відповідно; R_F, R_S - нев'язки; A_{FF}, A_{SS} - коефіцієнти матриці для рідинної і твердотільної області;

A_{FS} , A_{SF} - коефіцієнти матриці для зв'язаного аналізу рідина-тверде тіло. Для твердотільної області розв'язується задача лінійної теорії пружності.

1.2.3.2 Газодинамічний розрахунок

Газодинамічний розрахунок зводиться до просторового розрахунку нестационарної турбулентної течії в'язкого газу і отримання температурного поля в газовідводі ГПА-Ц-16С (рис. 1.3) для подальшого дослідження його термонапруженого стану. Фізичний час моделювання течії газу при нестационарному розрахунку 0,2-0,5 с з шагом 0,02 с, який є достатнім для забезпечення точності розрахунків.

Початкові дані для газодинамічних розрахунків:

1. Масова витрата вихлопних газів - 70 кг/с
2. Повна температура вихлопних газів – 693 °С
3. Повний тиск на виході з двигуна (на вході до улітки) - 1.02340e5 Па
4. Показник адіабати – $k=1.33$
5. Питома газова постійна – $R=289$ Дж/(кг·град)
6. Питомі теплоємності – $C_p=1164.7$ Дж/(кг·К), $C_v=875.7$ Дж/(кг·К)
7. Течія турбулентна, в'язка, використовується рівняння ідеального газу, адіабатні стінки

Конструктивно газовідвід складається з частини улітки на вході газового потоку і вихлопного патрубку та шумоглушителя на виході газового потоку (рисунок 1.3). Скінчено елементна сітка представляє собою тетраедричні елементи у ядрі потоку і призматичні елементи в пограничному шарі.

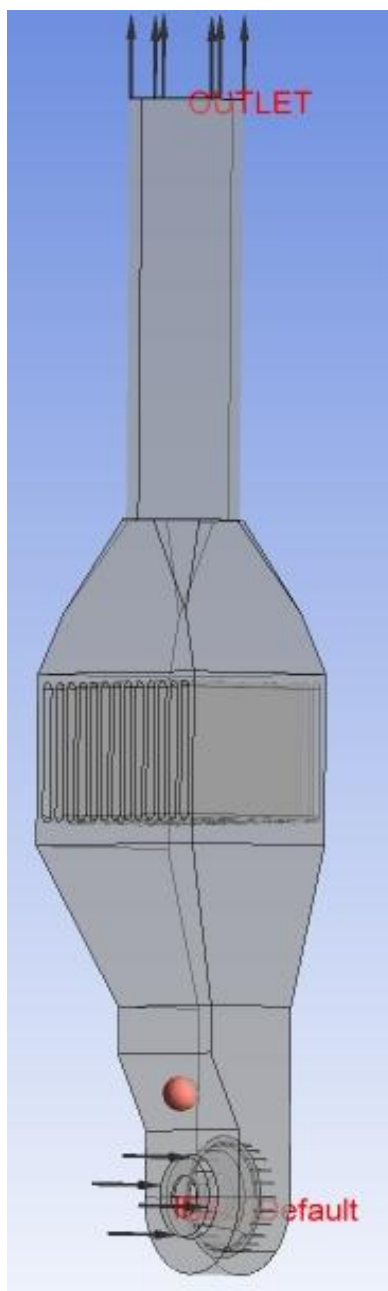


Рисунок 1.3 – Проточна частина вихлопного тракту ГПА з контрольною точкою для контролю пульсацій тиску

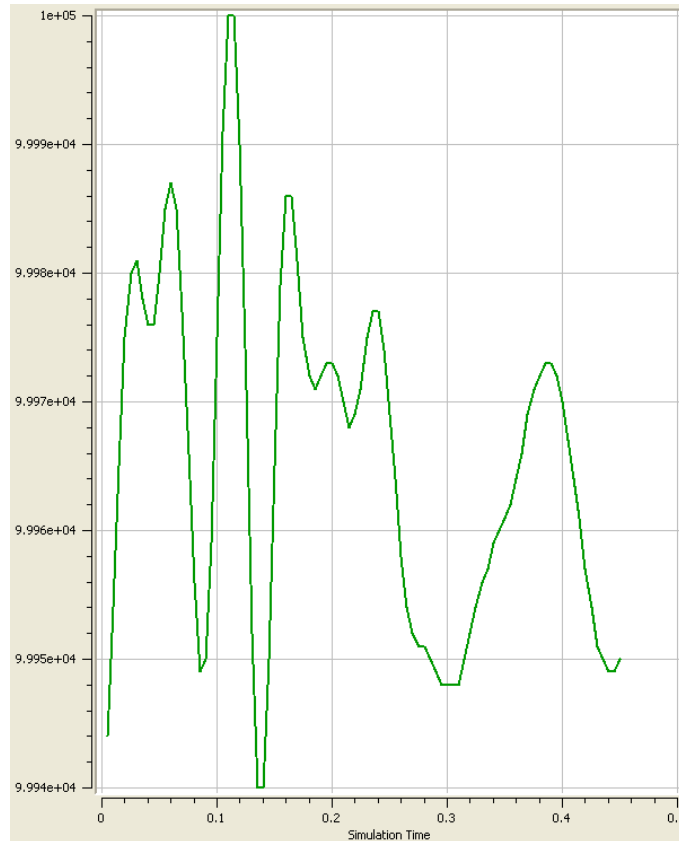


Рисунок 1.4 – Пульсації тиску у контрольній точці на стінці дифузора за уліткою

1.2.3.2 Результати газодинамічних розрахунків

Чисельний розрахунок проводився ітераційним методом. Контроль збіжності здійснювався по декількох параметрах: компонентам швидкості потоку, координатним складовим повної швидкості потоку, повній енергії і деяким спеціальним константам, що характеризують якість збіжності ітераційного процесу. Повне число ітерацій складало 100 кроків. Найбільша відносна похибка по швидкостях не перевищувала 1%.

На рисунку 1.4 представлені пульсації тиску у контрольній точці на стінці дифузора за уліткою. Найбільша амплітуда вібрацій тиску дорівнювала 400 Па при частоті пульсацій 50 Гц. Такі пульсації при їх співпадінні з власними частотами

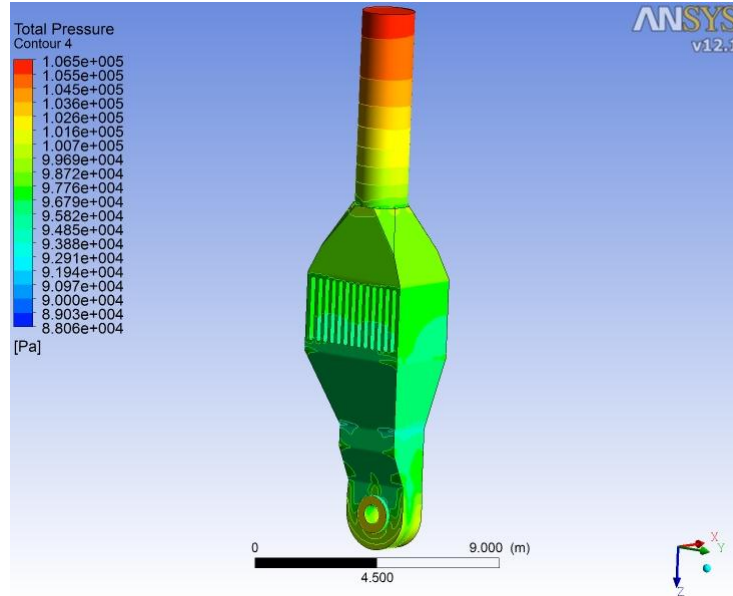
коливань конструкції вихлопного тракту можуть призвести до виникнення втомних тріщин на стінці корпусу (рис. 1.5).



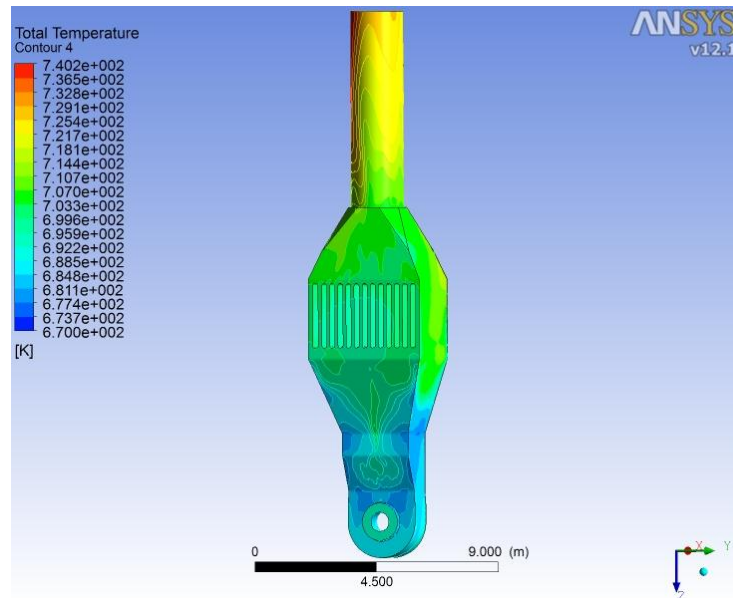
Рисунок 1.5 – Втомні тріщини на стінці корпусу вихлопного тракту газоперекачувального агрегату

На рисунку 1.6 представлені поле повного тиску і температури на стінці тракту. Лінії току і поля швидкостей в поперечних перетинах вихлопного тракту в момент часу, який дорівнює 0,2 с показані на рис. 1.7. Слід зазначити, що геометрія верхніх секцій газовідводу може бути поліпшена з погляду зниження опору потоку, що може підвищити КПД газодинамічного тракту в цілому,

включаючи газотурбінний двигун. Це підтверджується наявністю зон з нульовою швидкістю потоку, що приводить до зменшення площі ефективного поперечного перетину потоку і сприяє появі підвищеної турбулентності.



a)



б)

Рисунок 1.6 - Поле повного тиску а) і температури б) на стінці тракту газоперекачуючого агрегату (момент часу - 0,2 с)

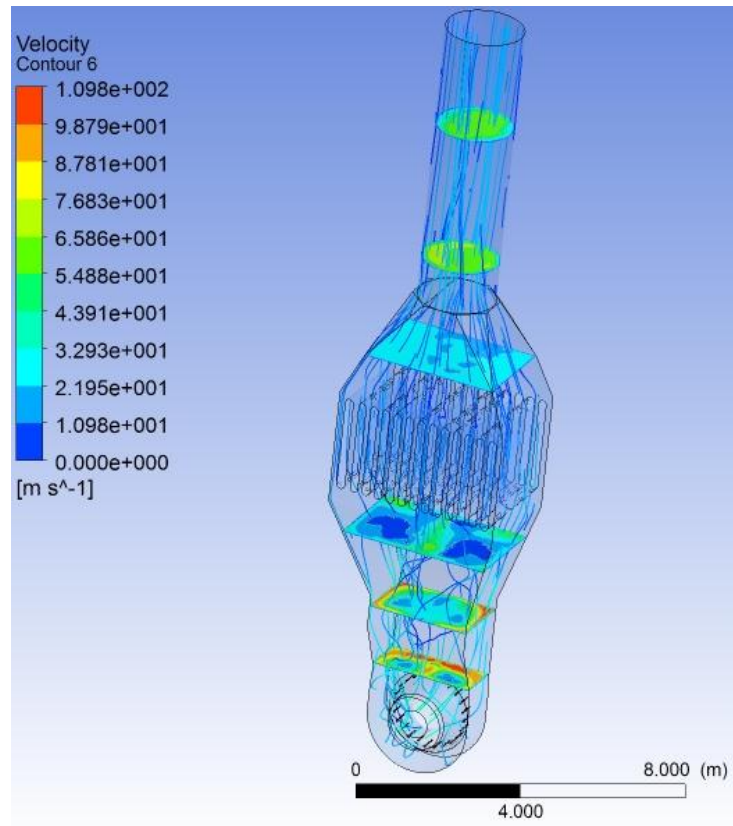
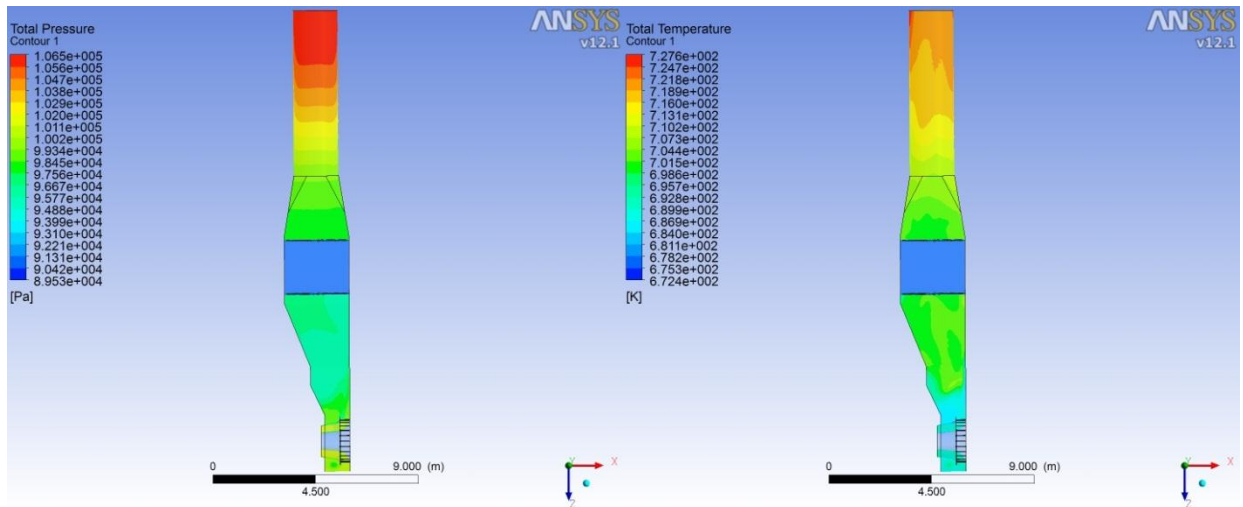


Рисунок 1.7 - Лінії току і поля швидкостей в поперечних перетинах вихлопного тракту (момент часу - 0,2 с)

На рис. 1.8 представлені поля повного тиску, температур і швидкостей у продольному перетині вихлопного тракту.

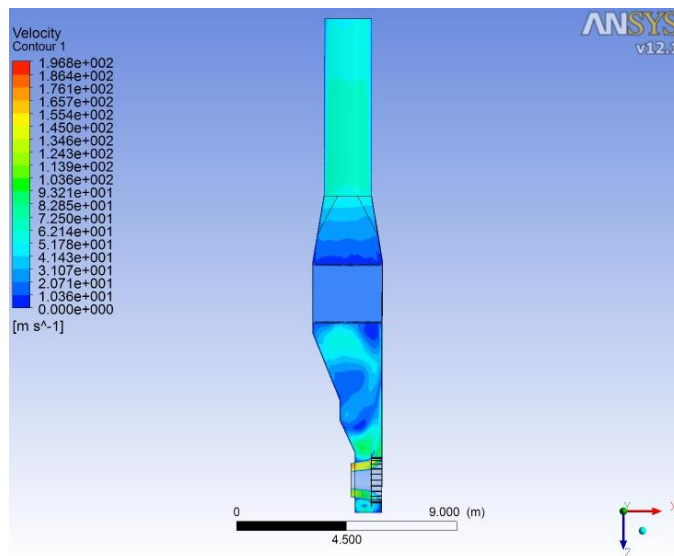
Аналіз розподілу температур свідчить про те, що у зв'язку з малими швидкостями руху газу внутрішні поверхні стінок газовідводу нагріваються практично до однакової температури, перепад температури на висоті 20 м складає 100 °С. Набагато більший перепад по товщині стінки газовідводу.

Результати, які одержані на підставі газодинамічного розрахунку дозволили обгрунтовано побудувати розрахункову схему для аналізу теплопровідності і термонапруженого стану конструкції газовідводу.



a)

б)



в)

Рисунок 1.8 - Поле повного тиску, температур і швидкостей у продольному перетині вихлопного тракту (момент часу - 0,2 с)

1.2.3.3 Розрахунок термонапруженого стану газовихлопного тракту

На рисунку 1.9 представлена просторова геометрична модель (симетрія) для розв'язання зв'язаної задачі течії газу у проточній частині і термонапруженого стану стінок конструкції газовихлопного тракту.

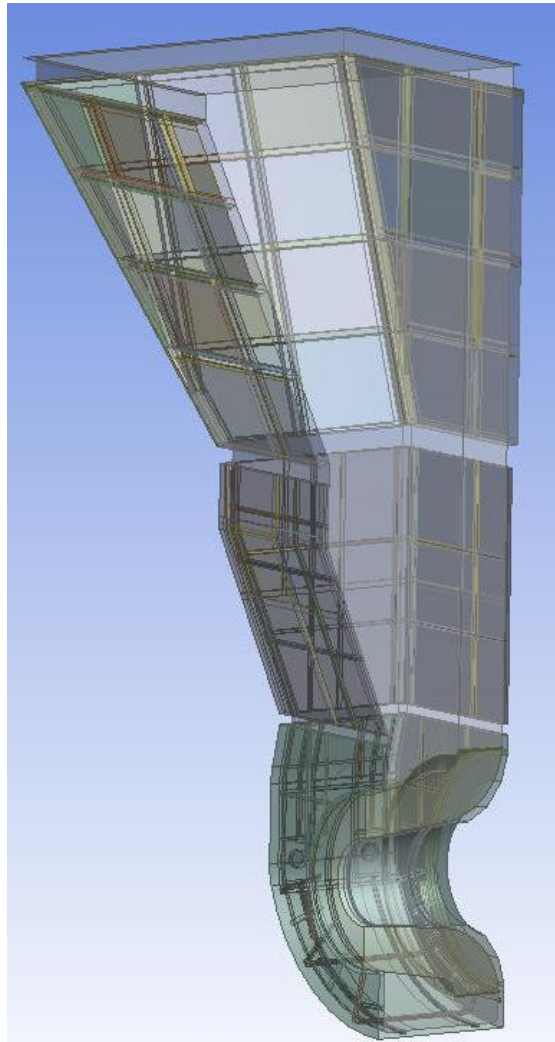


Рисунок 1.9 - Просторова геометрична модель газової і твердотільної області

Приклад скінченноелементної сітки стінок корпуса із оболонкових елементів і скінченнооб'ємної сітки проточної частини із тетраедричних елементів наведений на рисунку 1.10.

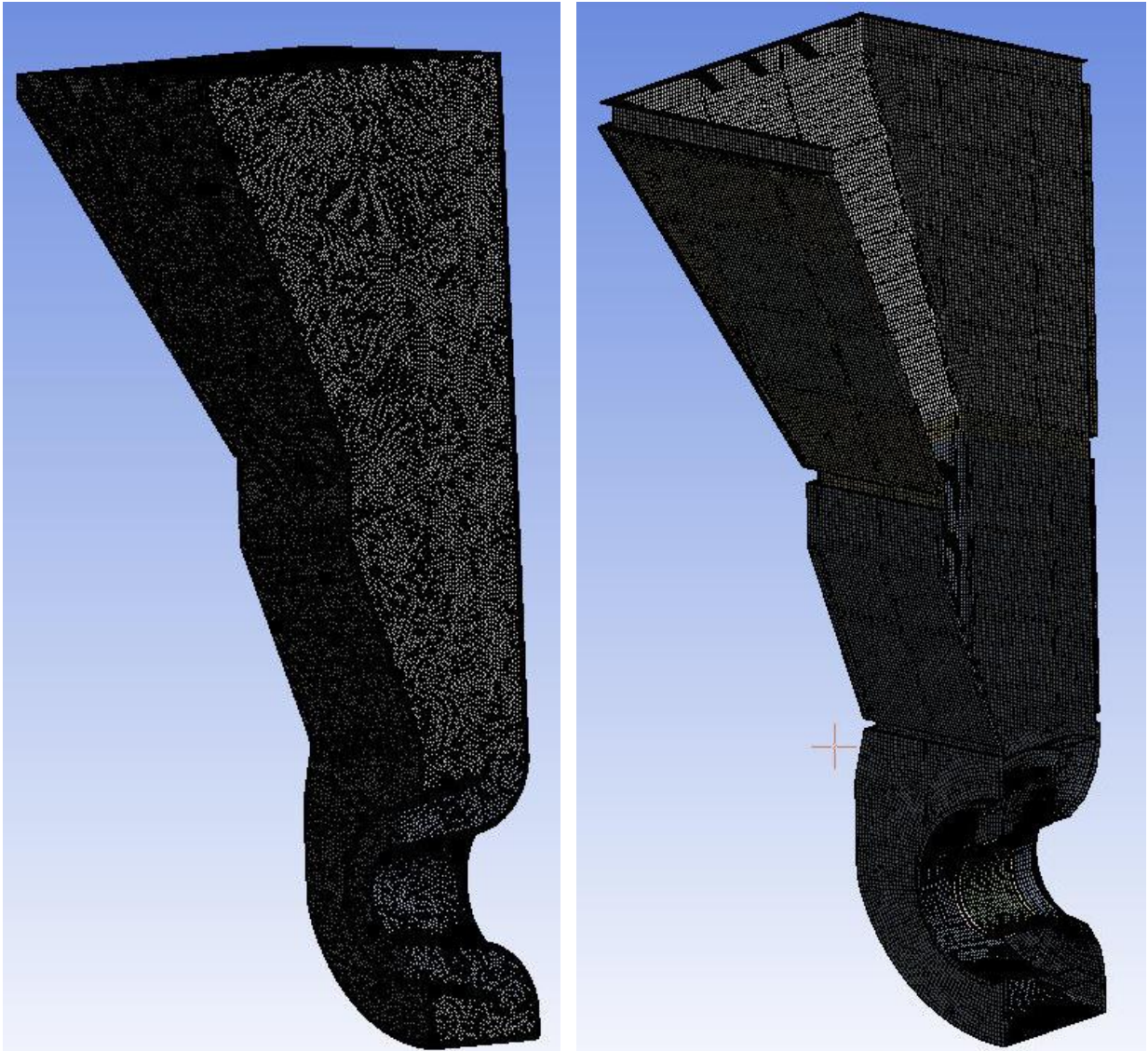


Рисунок 1.10 – Приклад скінченнооб’ємної і скінченноелементної сіток

Розрахункова модель газовідводу з точками контролю пульсацій тиску у програмі ANSYS CFX представлена на рисунку 1.11. Пульсації тиску на стінках дифузорові улітки і вихлопного тракту приведені на рис. 1.12 з яких видно, що тиск на стінці дифузорові після 0,5 с течії газу стабілізується.

На рис. 1.13 показані лінії току і температура на стінці, а на рис. 1.14 лінії току і поле тиску в продольному перерізі газовихлопного тракту.

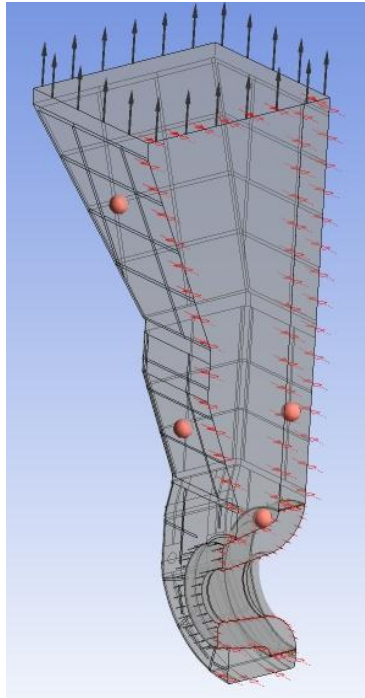


Рисунок 1.11 – Розрахункова модель газівідводу з точками контролю пульсацій тиску

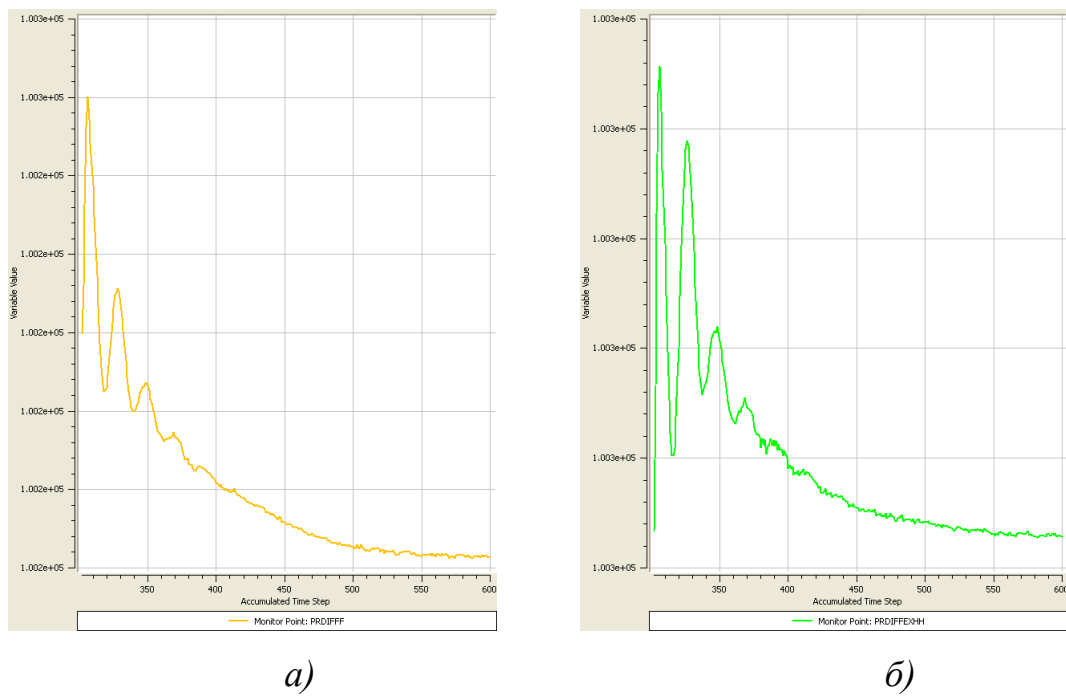
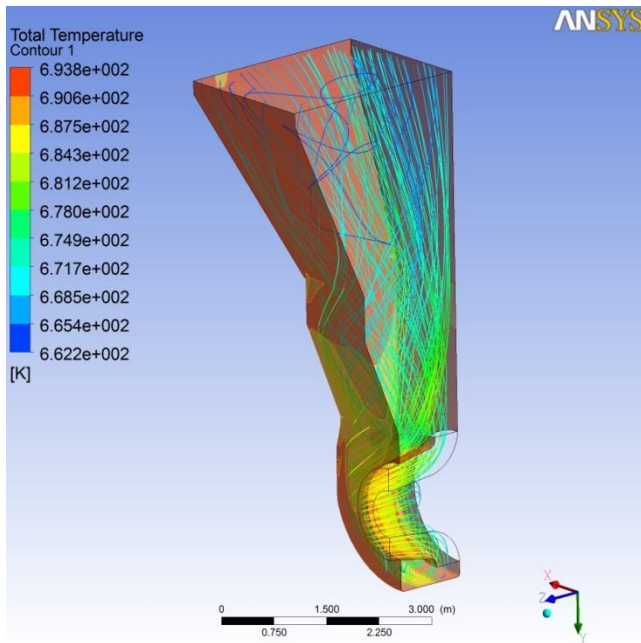
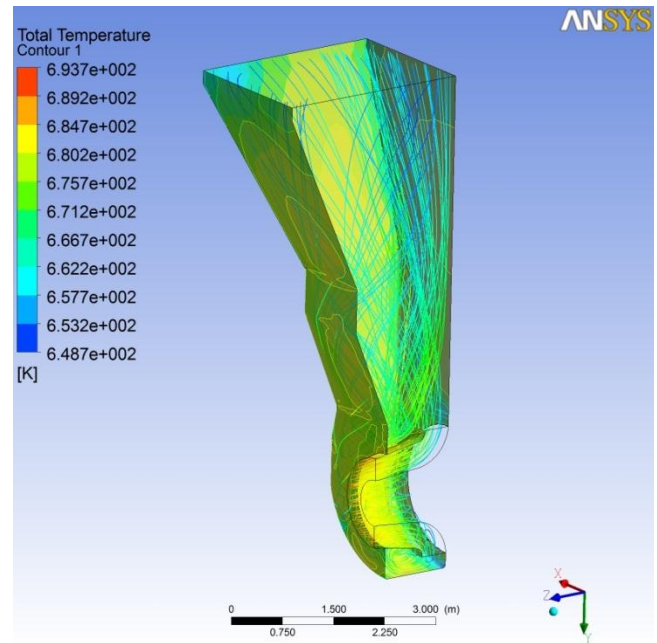


Рисунок 1.12 – Пульсації тиску на стінках дифузорів улітки *а)* і вихлопного тракту *б)*

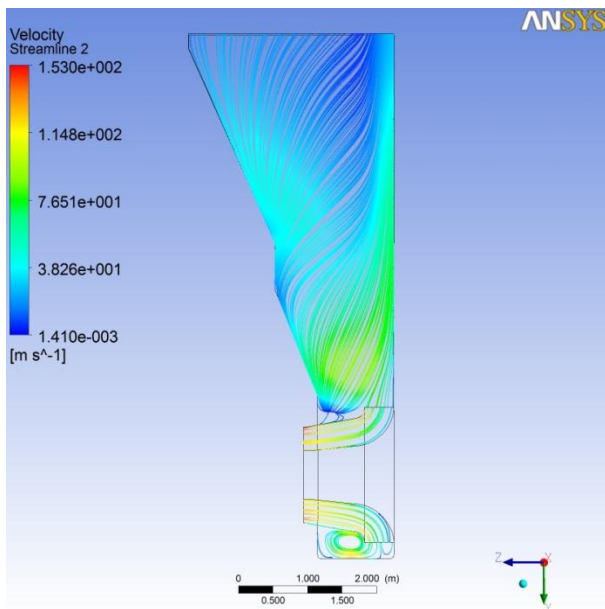


a)

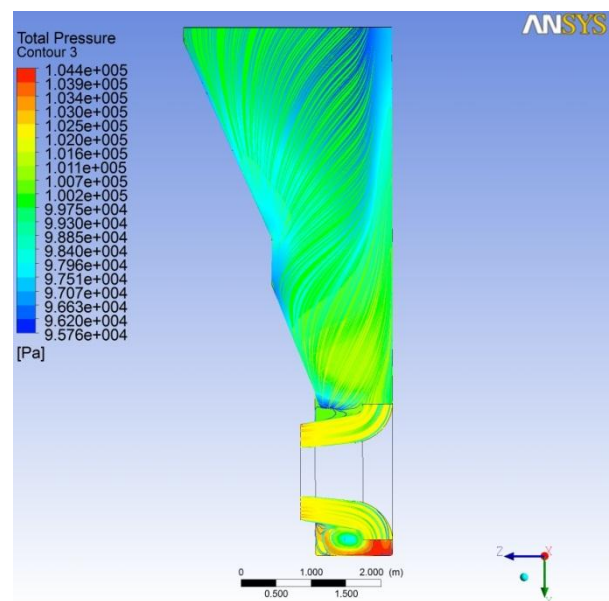


б)

Рисунок 1.13 – Лінії току і температура на стінці в газовихлопному тракті:
а) адіабатні стінки, б) тепловіддача від стінок до зовнішнього середовища



a)



б)

Рисунок 1.14 – Лінії току а) і поле тиску б) в продольному перерізі
газовихлопного тракту

В газодинамічному розрахунку отримано, що через низькі швидкості руху потоку внутрішня частина газовідводу практично прогрівається до максимальної температури. Це свідчить про те, що причиною появи великих термонапружень деталей газовідводу є перепад температур по товщині стінок, а перепад температур в площині теплоізолюваних елементів конструкції газовідводу (по висоті і ширині) можна не враховувати.

Стінки газовідводу складаються з секцій, підкріплених по периметру і всередині швелерами і куточками, які складають зварний каркас секції. Теплоізолювані секції газовідводу складаються з декількох шарів. Зовнішній і внутрішній шари – сталеві листи, середній шар складається з базальтового нізкомодульного наповнювача.

Оскільки тріщини з'являлися на внутрішніх листах дифузора, то розрахунки за визначенням термонапруженого стану проводилися для дифузора.

Для цього в програмному комплексі ANSYS була побудована розрахункова скінченноелементна модель дифузора, яка враховує всі його конструктивні особливості. Для вирішення задач теплопровідності і термопружності використовувалася одна і та ж сама скінченноелементна сітка. Модель була розбита на оболонкові скінченні елементи shell93, які дозволяють одночасно враховувати зусилля в площини елемента і згинаючі моменти [3].

Спочатку вирішувалася модельна задача за визначенням температурного поля по товщині тришарової стінки. На внутрішній поверхні дифузора задавалася температура $t=404\text{ }^{\circ}\text{C}$, яка дорівнювала температурі вихлопних газів і коефіцієнт тепловіддачі був рівний $\alpha=80\text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$ і розраховувався за критеріальними рівняннями. На зовнішній поверхні задавалася температура $t=15\text{ }^{\circ}\text{C}$ і коефіцієнт тепловіддачі дорівнював $\alpha=10\text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}$.

Використовуючи результати розрахунку температурного поля модельної задачі, розрахунки за визначенням термонапруженого стану дифузору проводилися формально без урахування теплоізоляційного шару. Проте його

теплоізоляційні властивості враховувалися підібраними чисельно коефіцієнтами тепловіддачі, які забезпечували такий же тепловий перепад по товщині, як і в модельній задачі, де теплоізоляційні властивості середнього шару враховувалися. Такий підхід в десятки разів дозволив скоротити розмірність задачі і машинний час.

Внутрішня обшивка була сталевим листом завтовшки $S=6$ мм, зовнішня обшивка – завтовшки $S=4$ мм.

Результати розрахунку показали, що спостерігається високий рівень температурних напружень у області зварних з'єднань листів з каркасом (більше 3000 МПа, Max - 3900МПа), що на порядок перевищує межу зони текучості (245-325 МПа). Проте зони максимальних напружень носять локальний характер. Тому при появі пластичних деформацій відбувається перерозподіл напружень, який не завжди може приводити до виникнення тріщин. Температурне поле у газовихлопному тракті показано на рис. 1.15.

Подальший напрямок розрахункових досліджень слід направити по шляху розрахунку варіантів конструкцій, які за рахунок меншої зв'язаності внутрішніх і зовнішніх шарів через каркас дозволили б понизити максимальні напруження при збереженні мінімально допустимої жорсткості секцій [4].

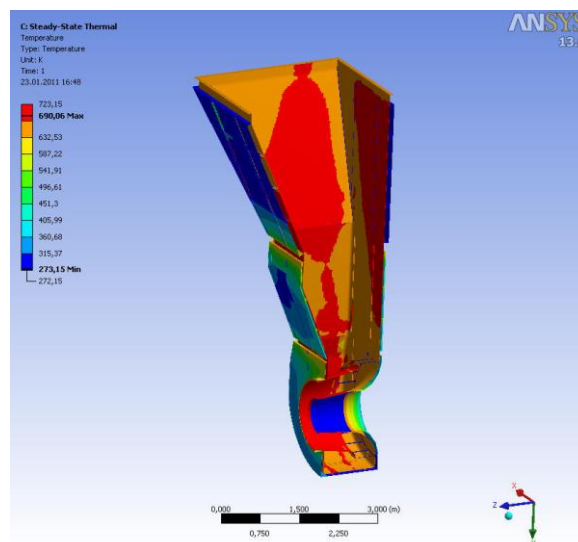


Рисунок 1.15 – Поле температури у газовихлопному тракті

1.2.3.4 Результати оптимізації

Проведена оптимізація дифузорної частини вихлопного тракту, яка має основний вплив на втрати тиску по довжині проточної частини.

У якості параметрів оптимізації використовувалися кути розкриття дифузора. Цільова функція – падіння тиску в дифузорі.

За допомогою методів планування експерименту (DOE) були обрані 10 варіантів конструкцій, на основі розрахунку яких побудовані апроксимуючі залежності, що описують кореляцію між параметрами оптимізації і цільовою функцією. За допомогою методів оптимізації, із заданого діапазону варійованих параметрів, визначалися найкращі варіанти конструкції.

На рис. 1.16 приведені результати розрахунку течії газу у проточній частині газовихлопного тракту оптимізованої конструкції. На рис. 1.17 приведена кореляційна залежність параметрами оптимізації і цільовою функцією.

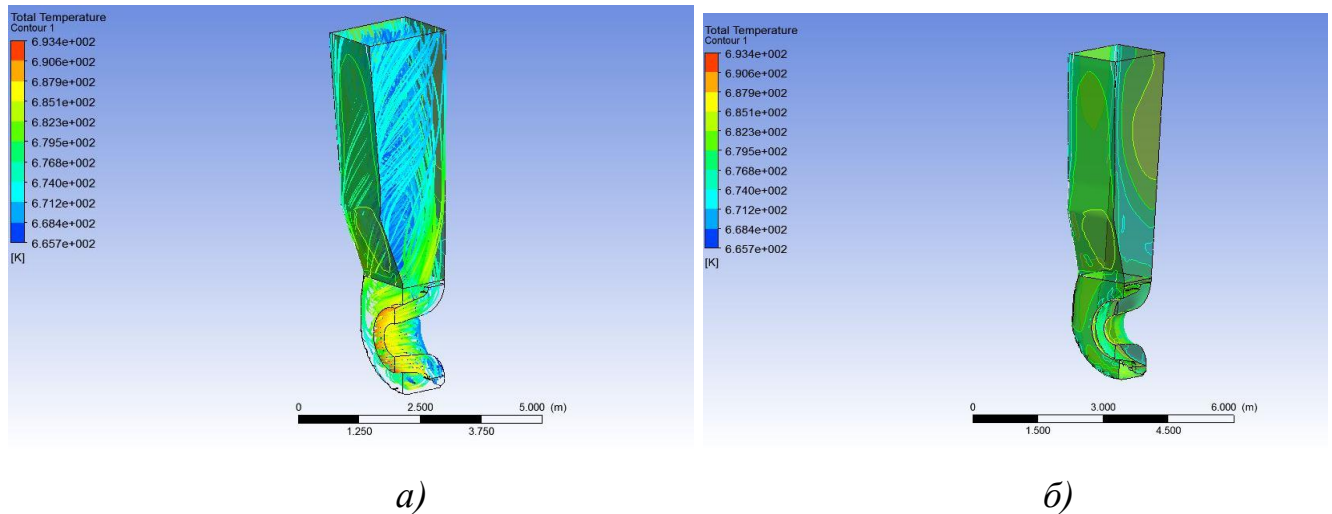


Рисунок 1.16 – Лінії струму і температура на стінці газовихлопного тракту *a)* та розподіл температур на внутрішньому корпусі вихлопного тракту *б)*

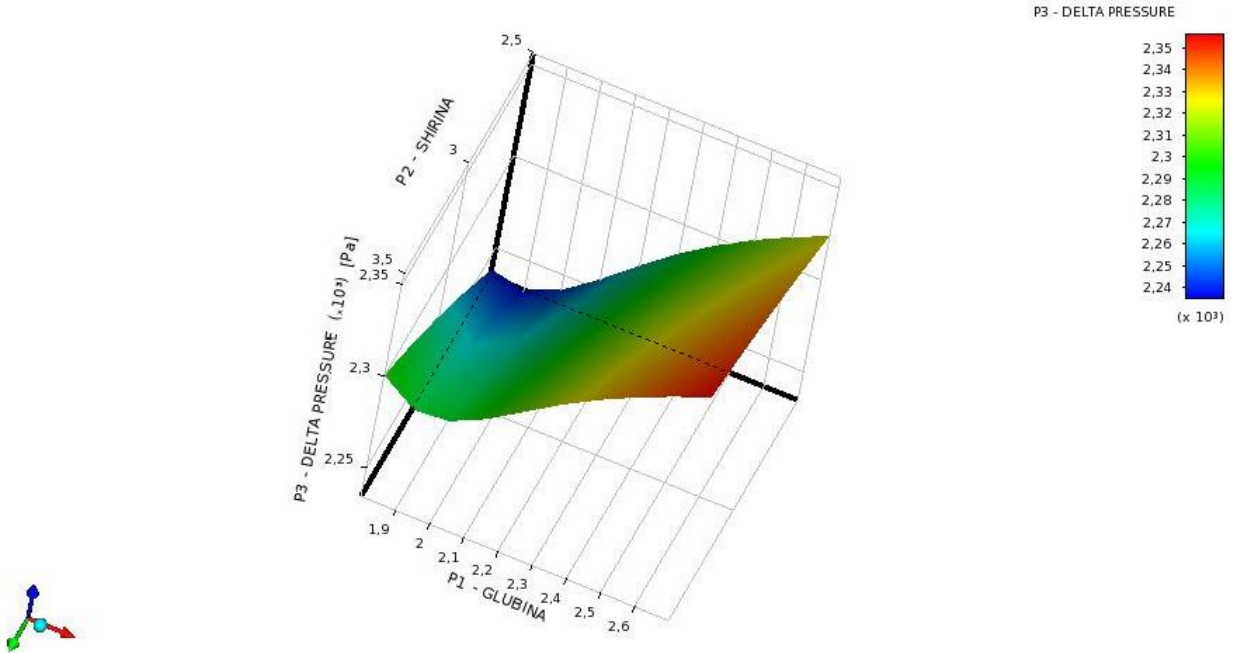


Рисунок 1.17 – Кореляційна залежність між параметрами оптимізації і цільовою функцією

1.2.3.5 Висновки

1. Проведений аналіз газодинамічних джерел коливань конструкції вихлопного тракту ГПА показав, що причиною нестійкої роботи системи вихлопу ГПА є різні види навантажень, які діють на конструктивні елементи системи вихлопу, основними з яких є: пульсаційні газодинамічні та теплові навантаження.

2. Створена тривимірна розрахункова модель вихлопного тракту газоперекачувального агрегату (ГПА) для проведення розрахунків в ANSYS CFX. Отримані газодинамічні характеристики газового потоку (поля швидкостей, тиску, температур, масової витрати).

3. Виконано розв'язання нестационарної задачі течії газу у вихлопному тракті ГПА за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX. Газодинамічний розрахунок руху газу усередині газовідводу показав, що через низькі швидкості

руху потоку внутрішня частина газовідводу прогрівається практично до максимальної температури. Це свідчить про те, що причиною появи великих термонапружень деталей газовідводу є перепад температур по товщині стінок, а перепад температур в площинах теплоізолюваних елементів конструкції газовідводу (по висоті і ширині) можна не враховувати. Крім того, співпадіння пульсацій тиску з власними частотами коливань конструкції вихлопного тракту може призвести до виникнення втомних тріщин на стінці корпусу.

3. Розроблена методика передачі результатів газодинамічного розрахунку для дослідження термонапруженого стану елементів вихлопного тракту.

4. Проведений аналіз термонапруженого стану стінок під дією теплового потоку газу у вихлопному тракті ГПА за допомогою програмного комплексу ANSYS Mechanical.

5. Оптимізація дифузорної частини вихлопного тракту показала, що при зменшенні кутів розкриття дифузору можливо зменшити втрати тиску по довжині каналу.

1.2.4 Порівняння результатів експериментальних досліджень з розрахунковими даними

1.2.4.1 Результати

Для оцінки можливості виникнення резонансних коливань улітки, що викликані пульсаціями газового потоку, її власні частоти були визначені експериментальним і розрахунковим шляхом.

Експериментальне вимірювання частот власних коливань здійснювалося трьома датчиками в чотирьох місцях установки (у нумерації точки «1-2» перший індекс номер датчика, другий індекс місце установки). Імпульсне збудження здійснювалося ударним методом в точках 1, 2 і 3 за допомогою молотка з гумовою насадкою. На рис. 1.18 приведені розташування точки вимірювання і збудження вібрації. Власні частоти визначалися за результатами спектрального аналізу

спостережуваних коливань. Аналіз одержаних даних показав хорошу повторюваність результатів в усіх точках вимірювань.

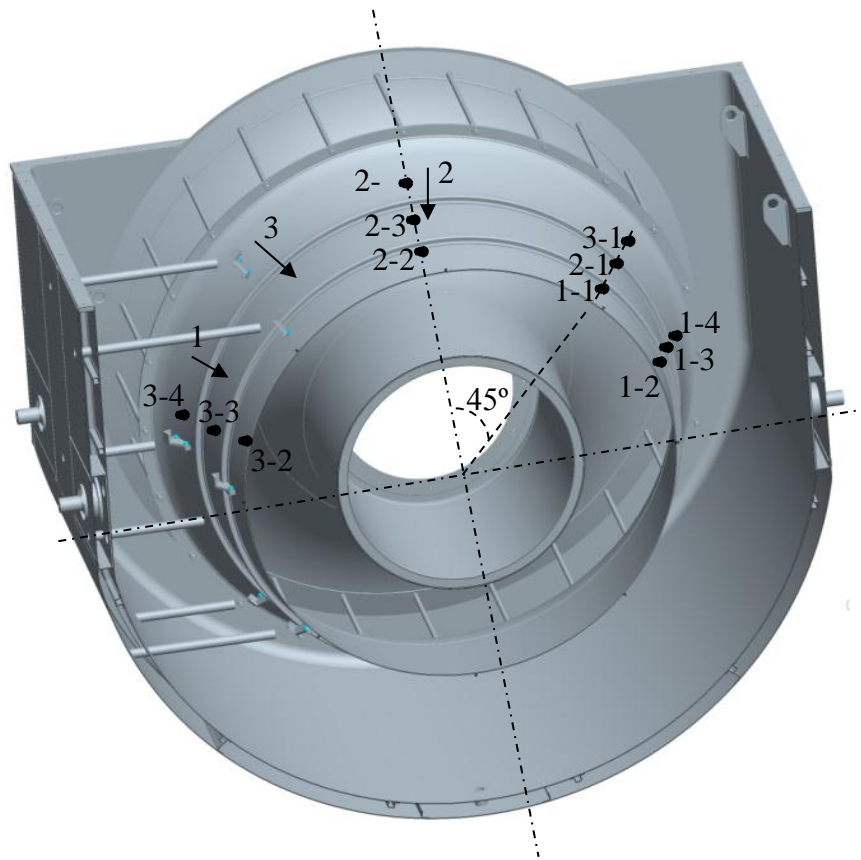


Рисунок 1.18 - Точки вимірювання і збудження частот власних коливань конструкції улітки

Розрахунок власних коливань улітки виконаний за допомогою програмного комплексу ANSYS. Розрахунки виконані для двох варіантів улітки з товщиною зовнішнього конуса 3 мм і конуса завтовшки 4 мм посиленого бандажем. В результаті розрахунку набуті значення нижчих власних частот і побудовані відповідні їм форми коливань.

Результати експериментальних і розрахункових значень частот власних коливань улітки представлені в табл. 1.1. Аналіз експериментальних і розрахункових даних показує їх достатню відповідність. Найхарактерніші форми коливань для улітки з товщиною зовнішнього конуса 3 мм приведені на рис. 1.19-

1.21. Враховуючи характер руйнування уліток, найбільш небезпечними представляються форми коливань, аналогічні форми, представленій на рис. 1.19. Для улітки з товщиною зовнішнього конуса 3 мм частоти, відповідні таким формам виділені жирним шрифтом. Відповідні їм форми відрізняються тільки кількістю пучностей на зовнішньому конусі.

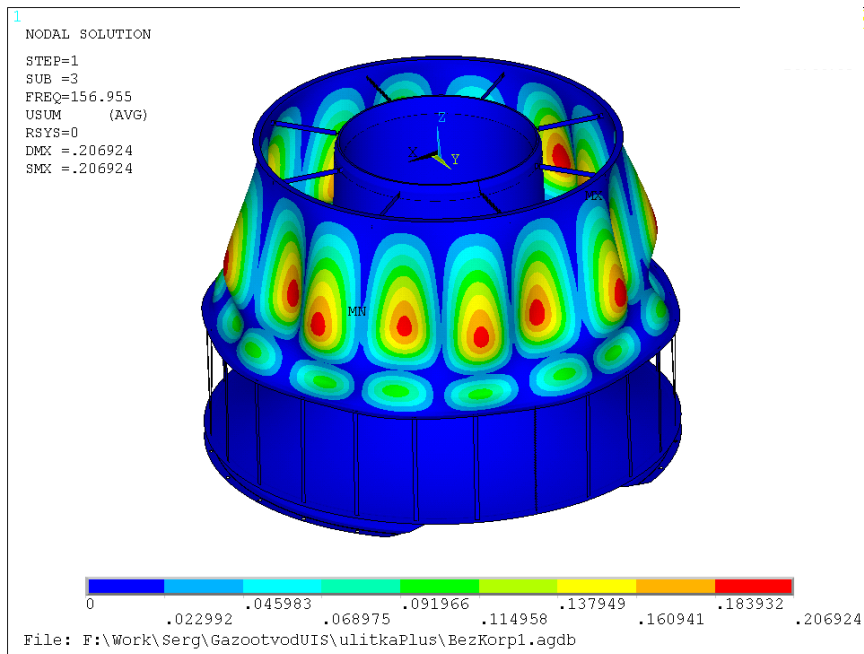


Рисунок 1.19 - Власна форма при частоті 157 Гц

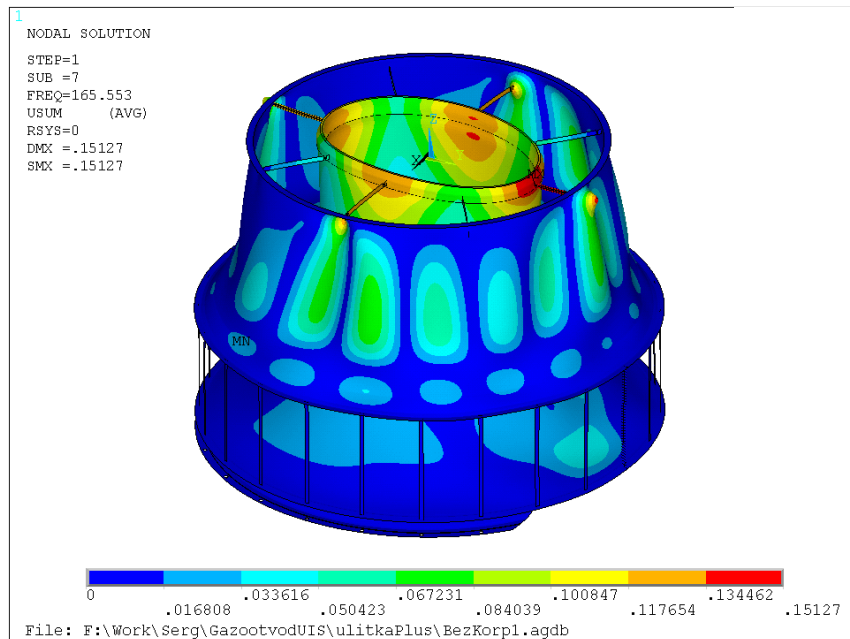


Рисунок 1.20 - Власна форма при частоті 166 Гц

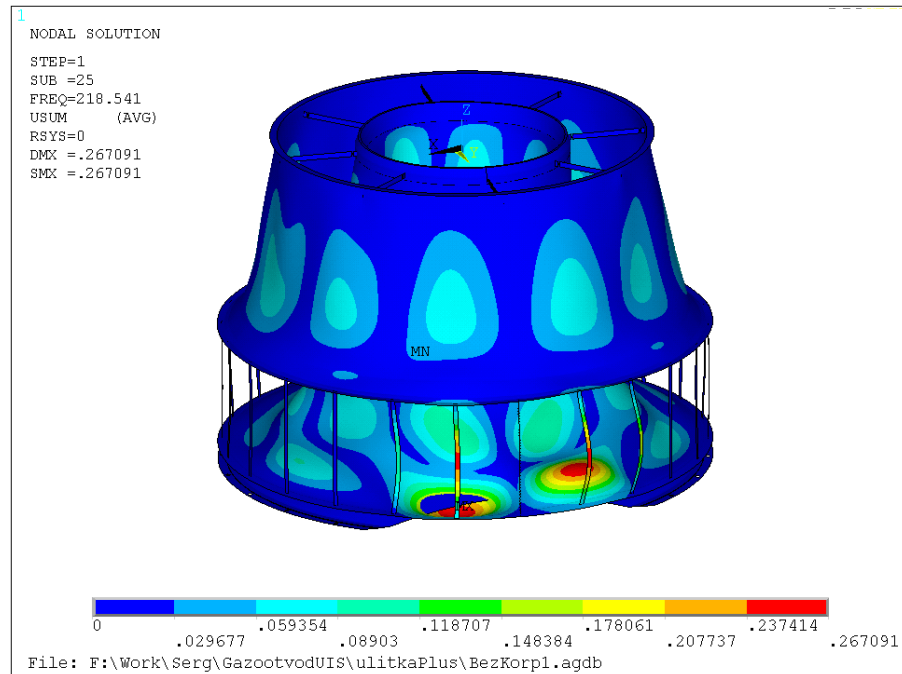


Рисунок 1.21 - Власна форма при частоті 219 Гц

Вищій частоті відповідає більше число напівхвиль в окружному напрямі.

Найбільш небезпечними з погляду руйнування стрижнів представляються форми, аналогічні приведений на рис. 1.21. Частоти 216 Гц і 219 Гц з такими формами виділені в таблиці курсивом. Як видно з табл. 1.1 спектр власних частот улітки достатньо густий. Через це відбудова частот власних коливань від збуджуючих частот у всьому діапазоні спектру збудження неможлива. Єдиний вихід - зміщення найбільш небезпечних частот у вищу область за рахунок посилювання конструкції конуса.

Так в улітці із зовнішнім конусом завтовшки 4 мм і бандажем частоти, відповідні коливанням за формою рис. 1.19. збільшилися на 37 Гц і більш і змістилися в область вищих частот. Частоти, при яких збуджуються коливання стрижнів, також збільшилися з 216 Гц і 219 Гц до і 266 Гц.

Це зменшить напруження від вимушених коливань і підвищить надійність конструкції на всіх режимах роботи.

Таблиця 1.1

| Частота власних коливань, Гц | | |
|---------------------------------------|-----------------------|----------------|
| Експериментальні значення, h = 3мм | Розрахункові значення | |
| | h = 3мм | h = 4мм+бандаж |
| 42 | - | - |
| 61 | - | - |
| 87 | - | - |
| 100 | - | - |
| 118 | - | - |
| 123 | - | - |
| 141 | 139 | 147 |
| 148 | 150 | 157 |
| 152 | 157 | 183 |
| - | 166 | 194 |
| 174 | 172 | 199 |
| 178 | 179 | 203 |
| 181 | 182 | 209 |
| - | 187 | 211 |
| - | 194 | 220 |
| 200 | 201 | 225 |
| 202 | 205 | 229 |
| 211 | 210 | 234 |
| 213 | 216 | 238 |
| 218 | 219 | 242 |
| 221 | 223 | 246 |
| 227 | 226 | 248 |
| 232 | 231 | 255 |
| 241 | 242 | 262 |
| 244 | - | 266 |
| 246 | 245 | 272 |
| 249 | 250 | 280 |
| 256 | 257 | 282 |
| 261 | - | 283 |
| 269 | - | 286 |
| 276 | - | - |
| 280 | - | - |
| 290 | - | - |
| 296 | - | - |
| 299 | - | - |

За наслідками вимірювання вібрації корпусу і пульсації тиску можна зробити наступні висновки:

- загальний вібраційний стан улітки визначається вимушеними коливаннями з частотами в діапазоні 6-70 Гц, а також резонансними коливаннями з частотами власних коливань в діапазоні 100-300 Гц;
- найбільші амплітуди корпусної вібрації улітки досягають значення 220 мм/с (віброзміщення 1.2 мм) при потужностях 0...5 МВт. При потужностях 6-13 МВт вібрації знижуються до 120 мм/с (0.6 мм);
- при роботі на малих потужностях (0...5 МВт) основний внесок в спектр вібрації вносять коливання на низьких частотах (6-70 Гц) з амплітудою коливань 20-30 мм/с (0.5-0.6 мм), а також резонансні коливання з частотами 167-225 Гц, співпадаючими з нижчими власними частотами коливань улітки. Амплітуда коливань при цьому досягає значення 50 мм/с (0.04...0.1 мм);
- при роботі на потужностях (6...13 МВт) амплітуди низькочастотних коливань складають 10-15 мм/с (0.1-0.15 мм). Основний внесок в загальний рівень вібрації вносять частоти в діапазоні 240-400 Гц. Амплітуда коливань при цьому досягає значення 10-25 мм/с (0.01...0.02 мм);
- пульсації потоку має характер, подібний корпусним вібраціям. При малих потужностях спектр пульсацій густіший. Загальний рівень коливань тиску досягає 0.1 кг/см^2 . При цьому максимальні пульсації тиску відповідають низьким частотам, і досягають значення 0.1 атм. Зробити висновок про напружений стан улітки по цьому критерію неможливо;
- при роботі на потужностях (6...13 МВт) загальний рівень коливань тиску складає 0.05 кг/см^2 , коливання тиску відбуваються з високими частотами і досягають рівня $0.004\text{-}0.005 \text{ кг/см}^2$;

Робота на потужностях в діапазоні 0...5 МВт викликає інтенсивні коливання улітки з низькими і резонансними частотами і є небезпечною з погляду

виникнення в конструкції змінних втомних напружень. Враховуючи загальний високий рівень термонапруженого стану, це може приводити до виникнення втомних тріщин в матеріалі і руйнуванню улітки (рис. 1.22).



Рисунок 1.22 – Приклад руйнування улітки

Порівняння розрахунку виконано з експериментальними даними, які отримані при експериментальних дослідженнях, що були проведені на ПАТ «СМНВО ім. Фрунзе» (м. Суми).

1.2.4.2 Висновки

1. Вібраційний стан улітки характеризується вимушеними коливаннями з частотами в діапазоні від 6 Гц до 300 Гц.

2. У діапазоні частот від 167 Гц до 198 Гц спостерігаються резонансні коливання (збіг власної частоти конуса з частотою вимушуючого потоку вихлопних газів) конуса улітки.

3. У діапазоні потужності ГТУ 0...5 МВт максимальних амплітуд віброшвидкості корпусної вібрації улітки складає 220 мм/с (вібропереміщення 1,2

мм). При потужності ГТУ в діапазоні 6...13 МВт вібрації улітки знижується приблизно двічі і складають 120 мм/с (0,6 мм).

4. Амплітуда пульсацій тиску потоку вихлопних газів вельми незначна і не перевершує $0,1 \text{ кг/см}^2$. Зробити висновок про напружений стан улітки по цьому критерію неможливо.

1.3 Аналіз та оптимізація за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки лабіринтних ущільнень

1.3.1 Визначення та оптимізація гідродинамічних характеристик лабіринтних і лункових ущільнень

За допомогою програмного комплексу ANSYS-CFX для лабіринтного ущільнення, геометрична і сіткова модель якого представлена на рисунку 1.23, з наступними параметрами: зазор – 0,3 мм, ексцентриситет – 0,05 мм, перепад тиску – 3,52 МПа, отримані сили і моменти та жорсткості і демпфірування.

Для моделювання течії газу у лабіринтному ущільненні використовувалася стандартна $k-\varepsilon$ модель турбулентності з функцією стінки. Було виконано 4 розрахунки при різних кутових швидкостях прецесії.

У програмному комплексі ANSYS-CFX при числах Маху $>0,3$ вибиралося робоче середовище, що стискається - повітря як ідеальний газ. Задавалася адіабатна гранична умова на стінках. Чисельно, методом скінченних об'ємів, розв'язувалися рівняння руху (рівняння Нав'є-Стокса, осереднені по Рейнольдсу), а також рівняння стану ідеального газу і енергії. Замикалася дана система рівнянь стандартною $k-\varepsilon$ моделлю турбулентності. Розв'язувалася нестационарна задача [5].

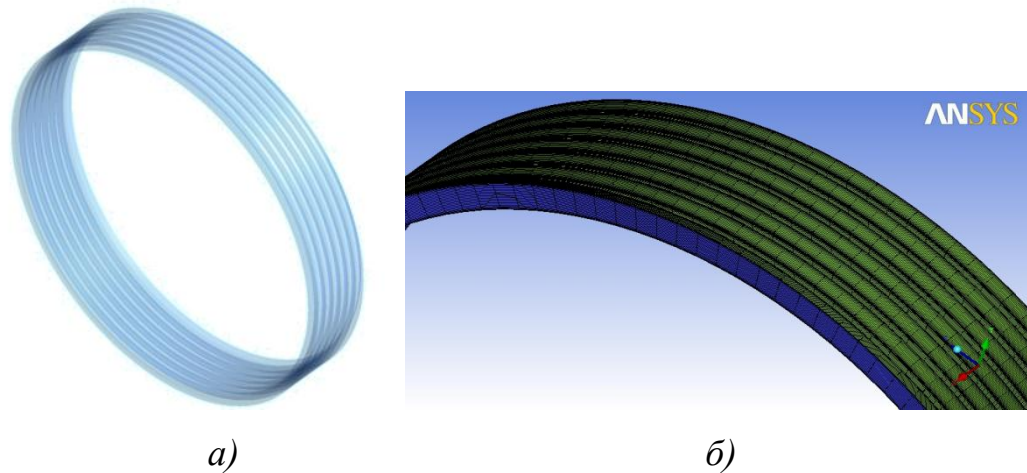


Рисунок 1.23 – Геометрична *a)* і сіткова *б)* моделі лабиринтного ущільнення

Геометрія і розрахункова сітка лункового ущільнення на аналогічні параметри компресора наведені на рисунку 1.24.

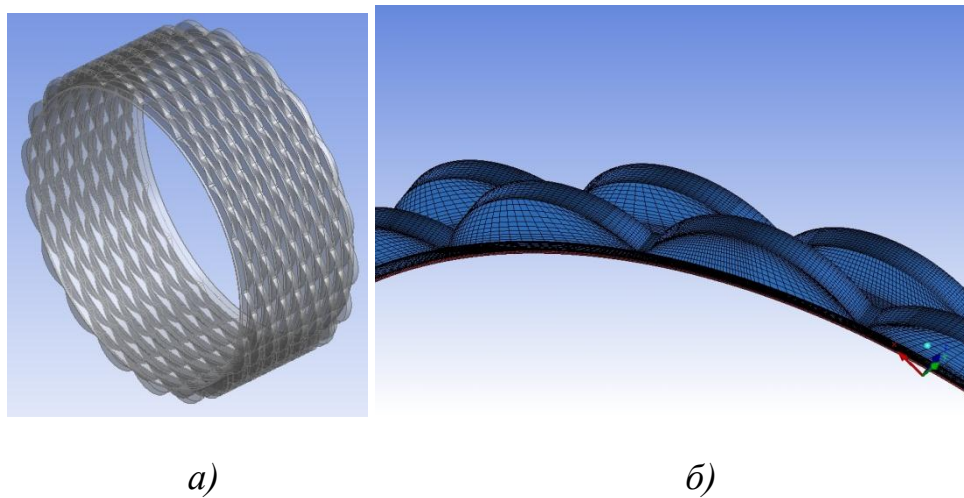


Рисунок 1.24 – Геометрія *a)* і розрахункова сітка *б)* лункового ущільнення відцентрового компресора

Коефіцієнти жорсткості, демпфірування та приєднаної маси дорівнюють:

- коефіцієнт приєднаної маси $M = 24,28$ кг;
- коефіцієнт прямої жорсткості $K = 7 \cdot 10^6$ Н/м;
- коефіцієнт прямого демпфірування $C = 110$ Н с/м.

На рисунку 1.25 *а,б* показаний розподіл ліній току для повної моделі та для поперечного перетину лабіринтного ущільнення.

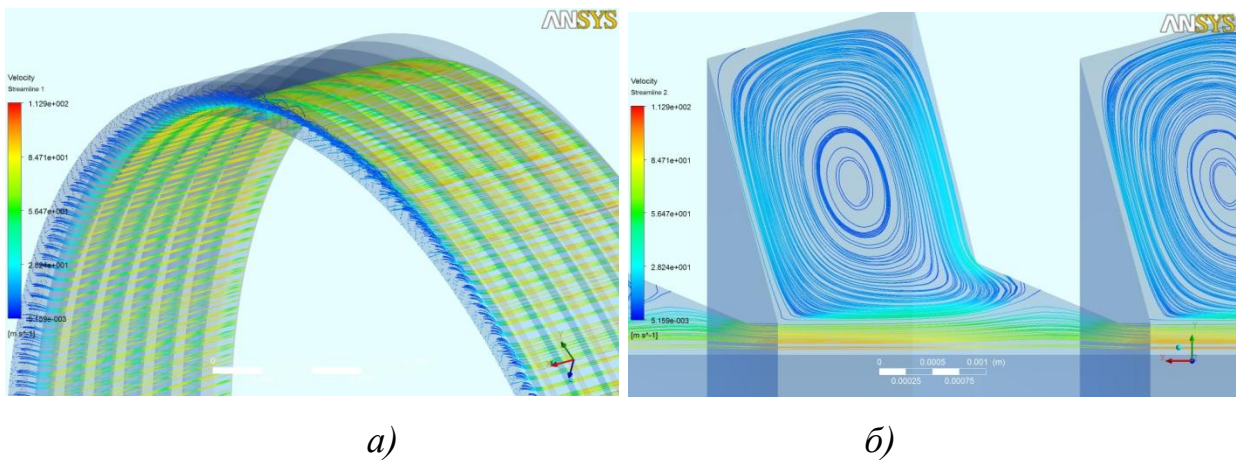


Рисунок 1.25 – Розподіл ліній току для повної моделі *а)* та для поперечного перетину *б)* лабіринтного ущільнення

Оптимізація гідродинамічних характеристик (витоків, жорсткостей та демпфірувань) лабіринтних і лункових ущільнень виконувалася за допомогою програми modeFrontier, яка, крім того, автоматизує процес розрахунку за допомогою програмного комплексу ANSYS-CFX.

На рисунку 1.26 наведена схема процесу оптимізації у програмі modeFrontier, яка складається з таких структурних одиниць:

- DOE (методи планування експерименту) – підготовка необхідних проектів,
- SIMPLEX – вибір алгоритму оптимізації,
- x_0, y_0 – задавання вхідних параметрів (геометрії ущільнення),
- WB11 – створення геометричної моделі ущільнення та її експорт до сіткового генератору ICEM CFD (файл LabSeal_agdb),
- ICEM – за допомогою макросу LabSeal_rpl створення сіткової моделі та її експорт до препроцесора ANSYS-CFX (LabSeal_cfx5),

- CFX11 – задавання граничних умов, властивостей ущільнюваного середовища та типу аналізу, запис макросу препроцесора LabSeal_pre і постпроцесора LabSeal_cse,

- зчитування з постпроцесора необхідних результатів (Pin, Pout) розрахунку та запис їх до таблиці Excel,

- запис цільової функції Cp.

За допомогою методів оптимізації знаходяться мінімум витоків та максимум жорсткостей та демпфірувань, або якщо такий розв'язок не можливий, то за фронтом Паретто знаходиться найкраще поєднання цих величин.

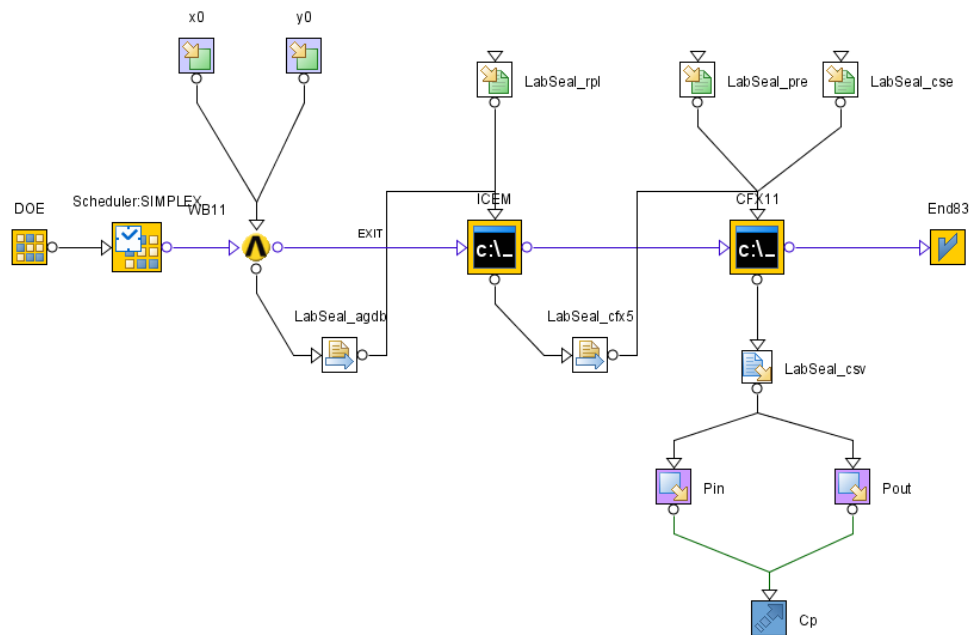


Рисунок 1.26 – Структурна схема процесу оптимізації у програмі modeFrontier

На рис.1.27, 1.28 показані лінії току в лунці ущільнення в процесі оптимізації.

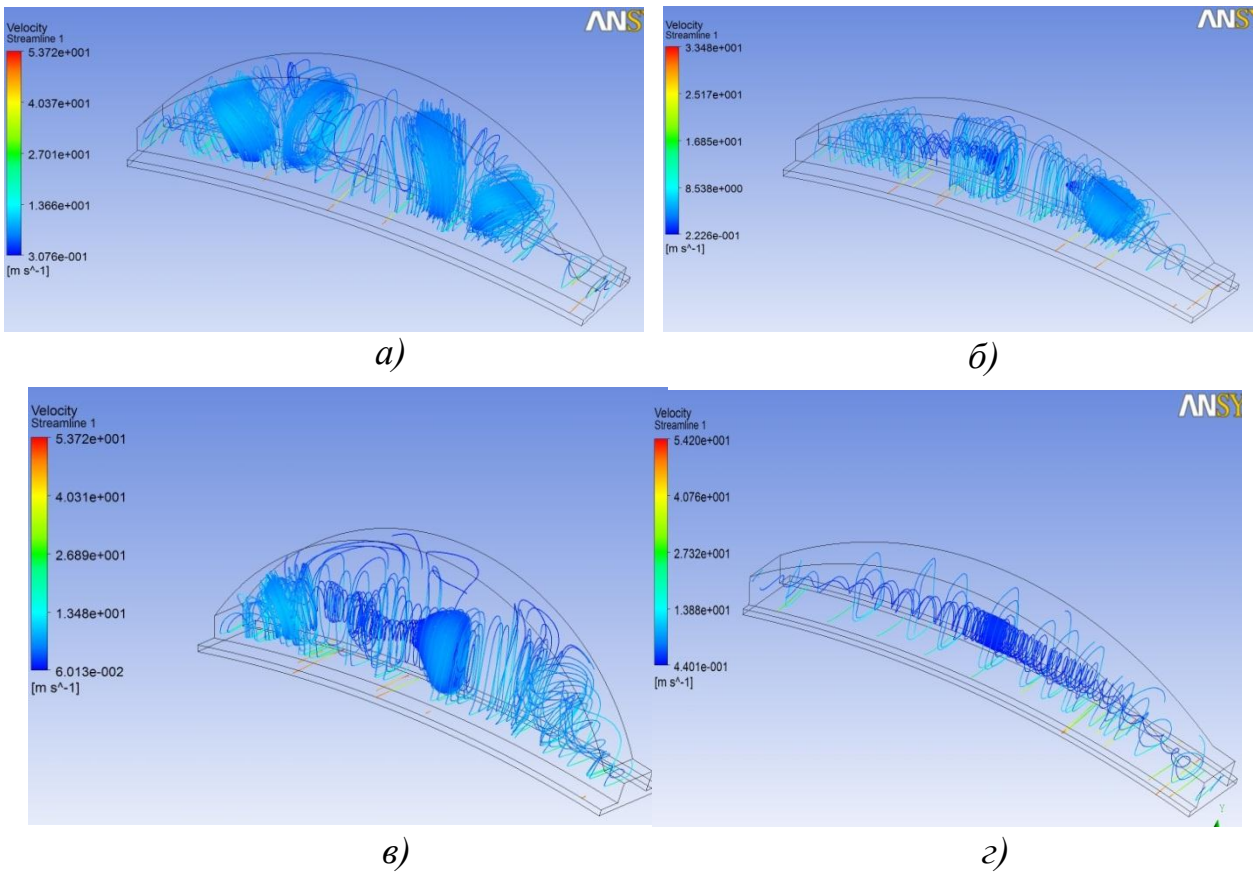


Рисунок 1.27 – Лінії току в лунці ущільнення

Таблиця 1.2 - Результати оптимізації лункового ущільнення

| Параметри ущільнення | Початкова конструкція | 1-ий проект | 2-ий проект | 3-ий проект |
|--------------------------------------|-----------------------|-------------|-------------|-------------|
| Радіус ущільнення, мм | 12,50 | 15,17 | 11,33 | 19,50 |
| Ширина ущільнення, мм | 2,50 | 2,23 | 2,22 | 2,93 |
| Швидкість потоку на вході, м/с | 50,00 | 31,57 | 50,00 | 50,00 |
| Швидкість обертання, 1/с | 314,00 | 130,72 | 314,00 | 314,00 |
| Масова витрата, $\cdot 10^{-4}$ кг/с | 38,22 | 24,00 | 38,20 | 25,70 |
| Коефіцієнт відновлення напору C_p | 0,64 | 0,63 | 0,62 | 1,05 |

З таблиці видно, що найкращим результатом оптимізації є 1-ий проект.

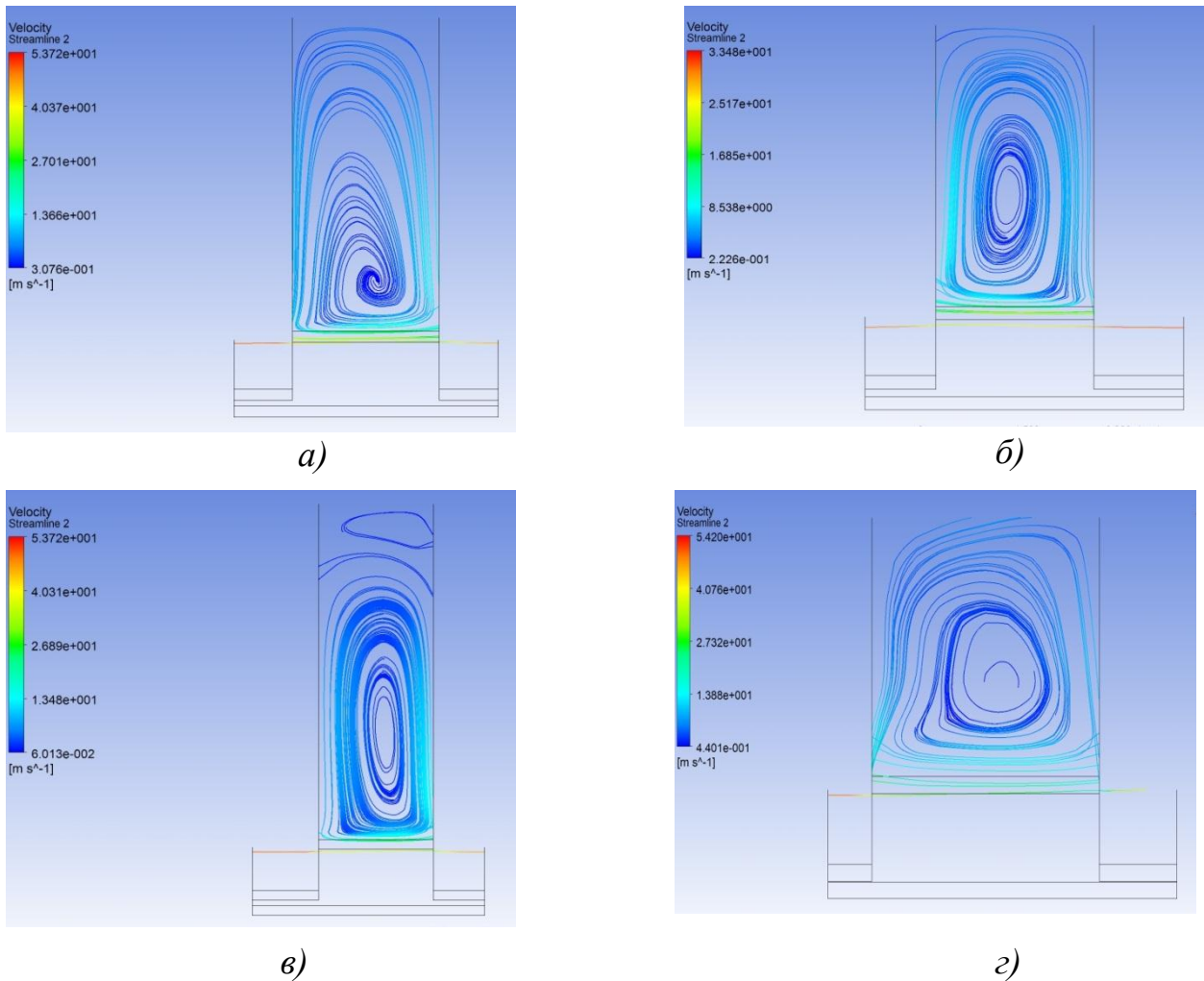


Рисунок 1.28 – Лінії струму в поперечному перетині лунки ущільнення

Далі приведені результати числових досліджень динамічних коефіцієнтів різних типів міжсекційного ущільнення ротора компресора високого тиску (КВТ), які були проведені спільно з фахівцями ПАО «СМНВО ім. Фрунзе» (м. Суми). Визначені значення радіальних і тангенціальних сил, за допомогою яких вичислені значення прямого демпфування і перехресної жорсткості, необхідні для аналізу стійкості системи.

Одне з головних питань в конструкції компресорів високого тиску це баланс між стійкістю руху ротора і газодинамічними робочими характеристиками. У компресорах високого тиску, внаслідок великої густини газу, дестабілізуючі сили, що виникають в лабіринтних ущільненнях, можуть бути значно вищі за стабілізуючі.

Будь-яка сила на валу може бути змодельована математично за допомогою лінеаризованих коефіцієнтів. Дестабілізуюча сила моделюється за допомогою коефіцієнтів перехресної жорсткості $K_{XY} = -K_{YX}$. Якщо ущільнення також має коефіцієнти прямого опору $C_{XX} = C_{YY}$, то коефіцієнт ефективного демпфірування дорівнює:

$$C_{eff} = C_{XX} - K_{XY}/\dot{\phi} \quad (1.21)$$

Лабіринтні ущільнення зазвичай мають негативне ефективне демпфування C_{eff} . При порівнянні двох ущільнень валу при одній і тій же швидкості і робочих умовах, найкраще ущільнення, з точки зору роторної динаміки, матиме найбільше значення C_{eff} [6].

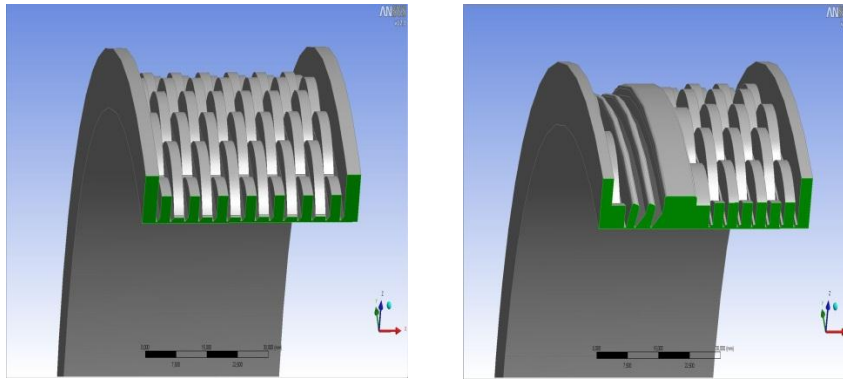
Експериментальне визначення значення перехресної жорсткості і прямого демпфування для оцінки стабільності системи сучасними засобами збору інформації здійснити дуже важко. У лабіринтових канавках виникають вихори і застійні зони, інтенсивність і розміри яких залежать від числа Рейнольдса і від коливань ротора. Тому числовий розрахунок витратних і динамічних характеристик ущільнень проводився на складних тривимірних моделях в програмному середовищі ANSYS CFX.

Застосовуючи методику оцінки значень динамічних характеристик ущільнення, викладену в [7], і використовуючи рівняння

$$\begin{cases} \frac{F_r}{e} = -K - \Omega c + \Omega^2 M \\ \frac{F_t}{e} = k - \Omega C \end{cases} \quad (1.22)$$

де K, k - коефіцієнти прямої і перехресної жорсткості, Н/м; C, c - коефіцієнти прямого і перехресного демпфірування, Н с/м; M - коефіцієнт приєднаної маси, кг; визначаються коефіцієнти жорсткості і опору.

Виконаний аналіз конструкцій ущільнень, які передбачається застосовувати в компресорі високого тиску виробництва ПАО «СМНВО ім. Фрунзе» на дотискувальній компресорній станції «Сарадже» в Ірані.



Тип 4

Тип 2

Рисунок 1.29 - Типи досліджуваних ущільнень

За допомогою обчислювального експерименту було досліджено 5 типів лабіринтних, лункових, лабіринтно-лункових ущільнень з підводом запірного газу та карманний демпфер. Тип 5а відрізняється в типу 5 більшою довжиною.

Основні два типи досліджуваних ущільнень – лункові і лабіринтно-лункові ущільнення з підводом запірного газу показані на рисунку 1.29.

Згідно з методикою описаної вище, були визначені динамічні характеристики досліджуваних ущільнень для номінального режиму роботи компресора. Усі розрахунки проведені за однакових граничних умов (таблиця 1.3).

Таблиця 1.3 - Граничні умови для досліджуваних моделей ущільнень

| | |
|--------------------------|-------|
| Частота обертання, об/хв | 10965 |
| $P_{вх}$, МПа | 21,87 |
| $t_{вх}$, К | 304,4 |
| $P_{вих}$, МПа | 28,56 |
| $t_{вих}$, К | 375 |

Результати оцінювання динамічних коефіцієнтів жорсткості і демпфірування приведені в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Динамічні коефіцієнти жорсткості і демпфірування

| Тип ущільнення | Зазор, мм | K (коэф. прямої жорсткості), Н/м | C (коэф. прямого демпфірування), Н с/м | k (коэф. перехр. жорсткості), Н/м | c (коэф. перехр. демпфірування), Н с/м | C_{eff} (коэф. ефект. демпфірування), Н с/м |
|----------------|-----------|--|--|---|--|---|
| Тип 1 | 0,25 | $8.15 \cdot 10^6$ | 6744.2 | $-4.27 \cdot 10^5$ | 402.2 | 7116.2 |
| Тип 2 | 0,25 | $4.85 \cdot 10^6$ | 7528.4 | 68700.00 | 524.4 | 7468.5 |
| Тип 2 | 0,60 | $3.77 \cdot 10^6$ | 6318.9 | $8.95 \cdot 10^5$ | 965.68 | 5538.8 |
| Тип 3 | 0,30 | $2.53 \cdot 10^6$ | 15969.8 | -87600.00 | 809.5 | 16046.1 |
| Тип 4 | 0,30 | $2.93 \cdot 10^6$ | 10070.5 | -57866.70 | 277.7 | 10120.9 |
| Тип 4 | 0,60 | $4.28 \cdot 10^6$ | 7034.2 | $2.96 \cdot 10^5$ | 82.95 | 6776.1 |
| Тип 5 | 0,25 | $2.30 \cdot 10^6$ | 16654.6 | -98670.00 | 295.67 | 16740.6 |
| Тип 5 | 0,60 | $7.36 \cdot 10^6$ | 9363.9 | $6.06 \cdot 10^5$ | 226.20 | 8836.0 |
| Тип 5а | 0,25 | $-1.76 \cdot 10^6$ | 27337.7 | $-2.72 \cdot 10^6$ | 814.40 | 29707.0 |

1.3.2 Висновки

1. З точки зору роторної динаміки система буде найбільш стійка при використанні ущільнень 5-го типу (карманний демпфер) та 4-го типу (класичне лункове ущільнення), оскільки при однакових зазорах і ексцентриситеті вони мають більш високе в порівнянні з іншими типами ущільнень значення ефективного демпфірування та негативне значення перехресної жорсткості. Також слід розглянути можливість установки ущільнення типу карманний демпфер більшої довжини, оскільки воно має більші значення ефективного демпфірування, але негативне значення прямої жорсткості.

2. Величина зазору у ущільненні істотно впливає на коефіцієнти жорсткості і демпфірування (див. 2й-3й, 5й-6й і 7й-8й рядки таблиці 1.3). Це пов'язано з тим, що для збільшення стійкості системи необхідно добиватися мінімального зазору для всіх типів ущільнень. Найбільшу величину ефективного демпфірування при збільшеному зазорі 0,6 мм має карманний демпфер.

3. Динамічні характеристики ущільнення значною мірою залежать від його геометрії. Характер потоку на вході (закручування потоку) в ущільненні також

є одним з основних чинників, які впливають на динамічну стійкість системи, тому представляється доцільним встановлювати «вихрові гальма» як на вході, так і на виході з ущільнення, а також сама конструкція ущільнення повинна перешкоджати утворенню закручування по довжині. У свою чергу слід звернути увагу на те, що в розрахунковій моделі не враховувалася наявність підведення в ущільнення забираючого газу спрямованого в протилежну до обертання валу сторону. Але наявність такого підводу тільки підвищуватиме динамічну стійкість системи.

4. При числовому експерименті карманного демпфера більшої довжини (тип 5а), значення прямої жорсткості виявилось негативним. Але як відомо з літератури [6], негативна жорсткість в ущільненні не обов'язково є дестабілізуючою, а в деяких випадках вона може бути корисною. Наприклад, якщо компресор працює на режимі за критичною швидкістю, то негативна жорсткість може знизити цю критичну швидкість на декілька сотень об/хв. Або, якщо ущільнення при низьких частотах має мінімальне демпфування, то негативна жорсткість може знизити частоту власних коливань до значень з більш високим демпфуванням.

5. Треба відмітити, що ефективне демпфірування ущільнення має набагато сильніший вплив на стійкість, ніж ефективна жорсткість.

1.4 Чисельний аналіз і оптимізація ступені компресора

Виконані розрахункові дослідження ступені відцентрового компресора з циліндричною лопаткою для умовного числа Маху: $Mu_2=0,3940$ ($n=5305$ об/хв).

Для комп'ютерного моделювання в програмному комплексі ANSYS CFX вибирається геометричний сектор ступені компресора. Робоче колесо задається областю, що обертається, вся решта частин ступеня компресора задається нерухомими областями. Результати розрахунку течії в колесі автоматично відображаються в постпроцесорі ANSYS CFX Post в системі координат, що обертається. Можуть використовуватися два види інтерфейсу Frozen Rotor і Stage.

Інтерфейс Stage – це циклічна постановка, виконується усереднення характеристик потоку в окружному напрямку. Інтерфейс Frozen Rotor («зупинений ротор») – картина течії відповідає окремо взятому окружному положенню міжлопаткового каналу робочого колеса. Цей інтерфейс не зовсім добре підходить для областей з різним числом лопаток. В цьому випадку для аналізу картини течії необхідно розглядати декілька різних положень міжлопаткового каналу робочого колеса. Розмір розрахункової сітки сектора ступені компресора з лабіринтними ущільненнями дорівнював близько 1 млн. 500 тис. для гекса та тетра комірок.

На рисунках 1.30, 1.31 представлені безрозмірні характеристики ступені відцентрового компресора (залежності політропного к.к.д. і коефіцієнта напору від коефіцієнта витрати), які одержані експериментально і розрахунковим шляхом в програмі ANSYS CFX з різними розрахунковими сітками і моделями турбулентності.

Аналіз отриманих результатів для досліджуваної ступені компресора показує, що на робочій точці характеристики присутні вихрові втрати в поворотному каналі, а також неідеальне обтікання потоком лопаток зворотного направляючого апарату та колеса [8]. Таким чином, необхідно провести оптимізацію проточної частини ступені компресора і підвищити його газодинамічну ефективність.

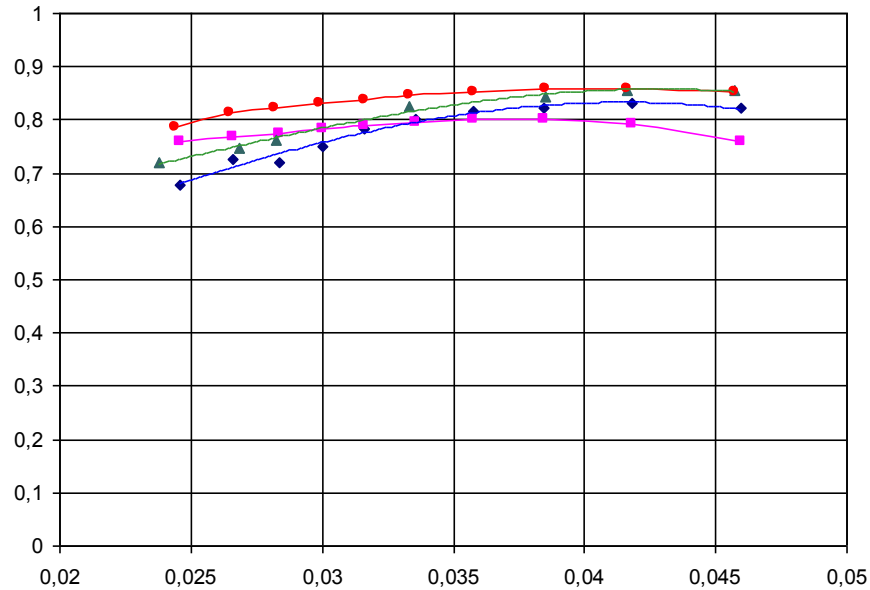


Рисунок 1.30 - Залежність к.к.д. від коефіцієнту витрати
(коло – к-ε модель турбулентності (структурована гекса сітка), чотирикутник – експеримент, трикутник – SST модель турбулентності (тетра сітка), ромб - к- ε модель турбулентності (тетра сітка))

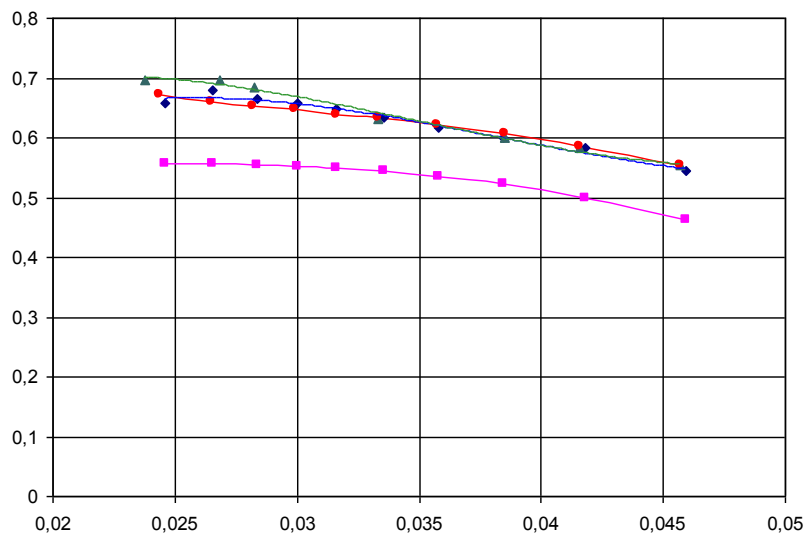


Рисунок 1.31 - Залежність коефіцієнту напору від коефіцієнту витрати
(коло – к-ε модель турбулентності (структурована гекса сітка), чотирикутник – експеримент, трикутник – SST модель турбулентності (тетра сітка), ромб - к- ε модель турбулентності (тетра сітка))

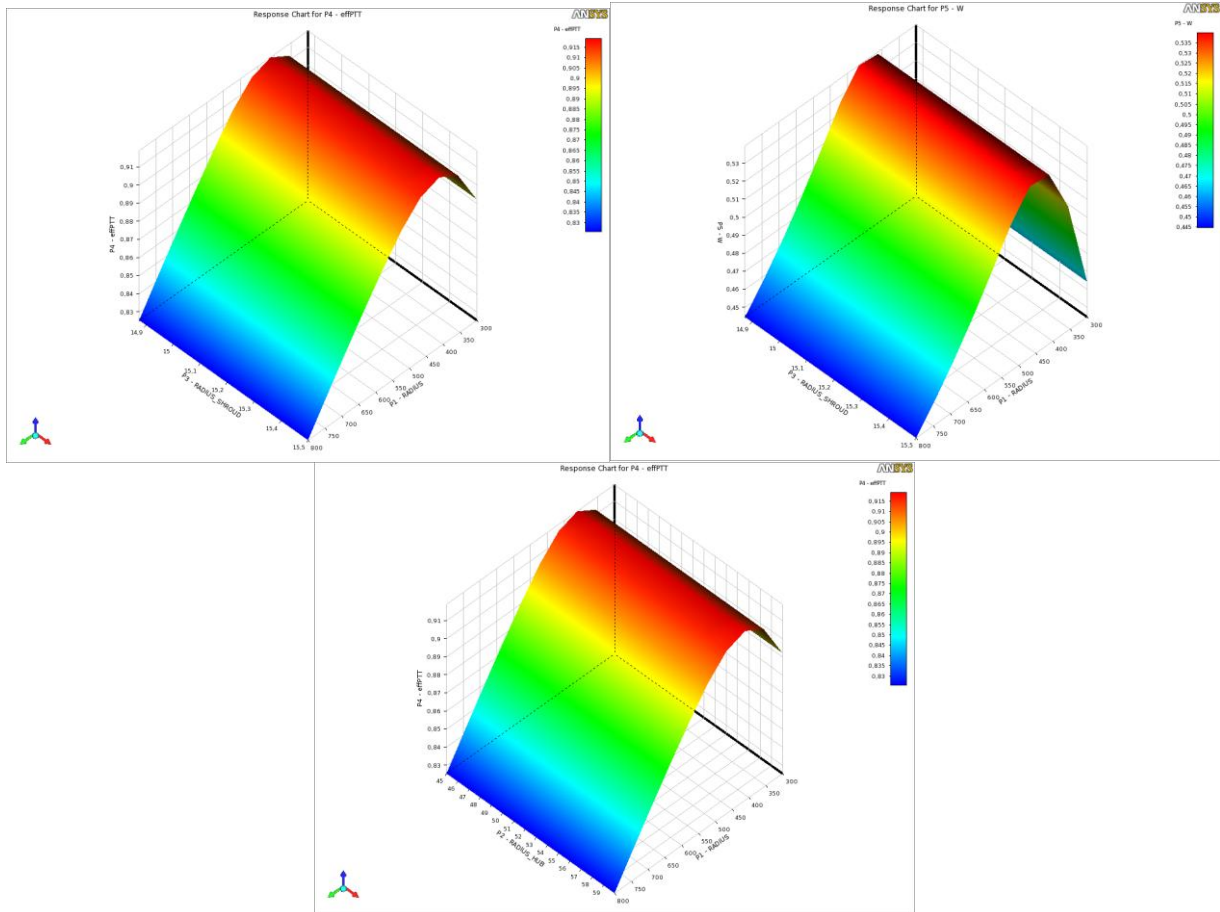


Рисунок 1.32 - Поверхні відгуку для цільових функцій і параметрів оптимізації

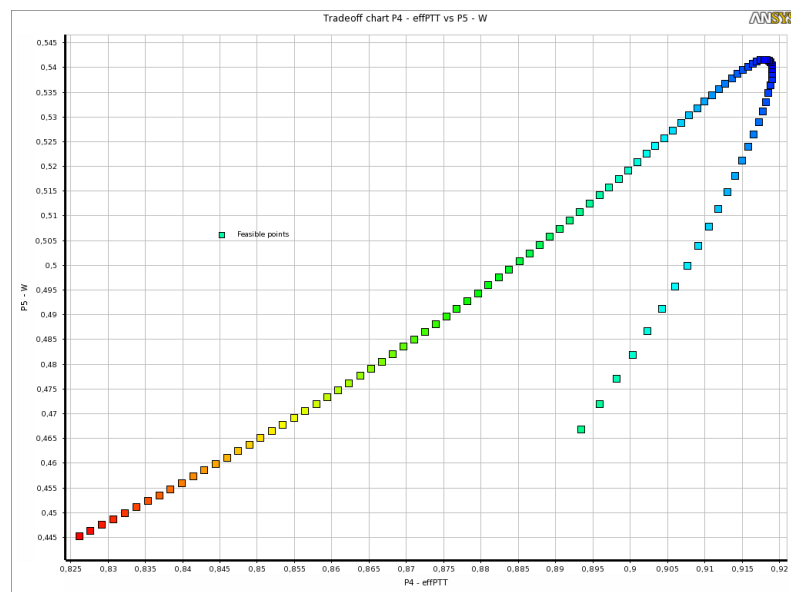


Рисунок 1.33 - Фронт Паретто по двом цільовим функціям: к.к.д і коефіцієнту напору

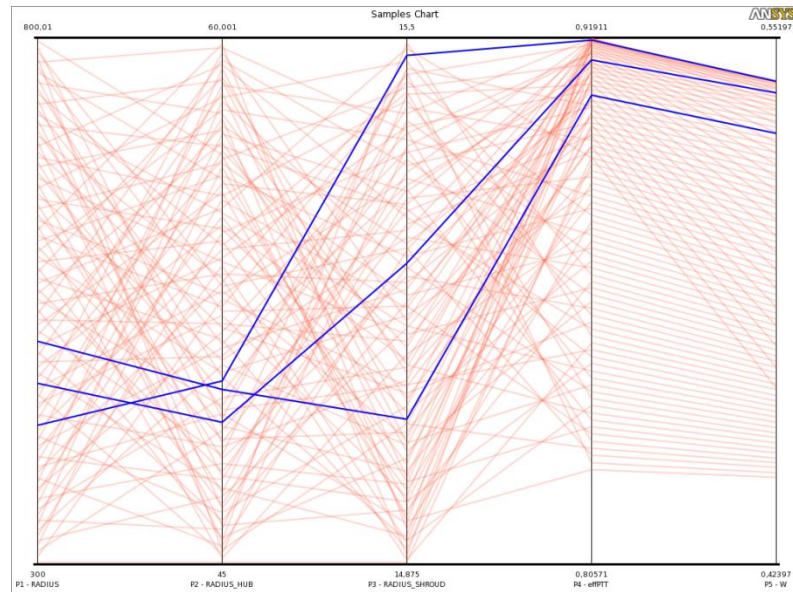


Рисунок 1.34 – Три найкращі варіанти конструкції отримані з поля можливих варіантів (3 параметри оптимізації, 2 цільові функції)

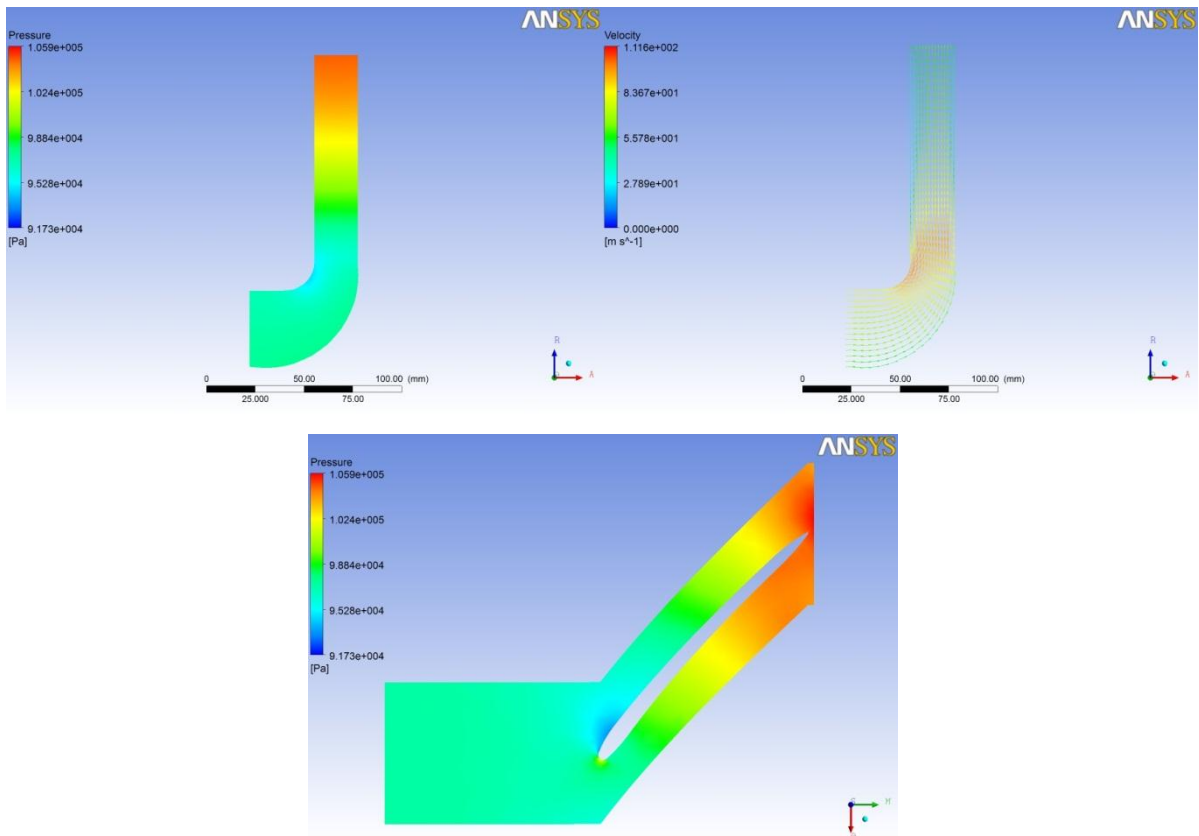


Рисунок 1.35 – Графічні результати газодинамічного розрахунку колеса компресора

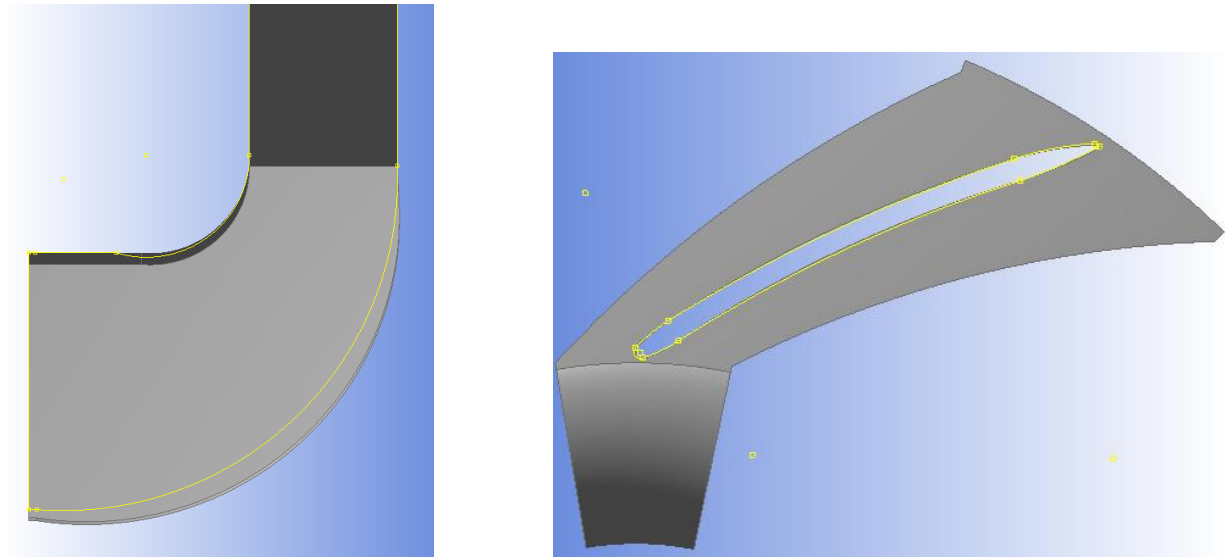
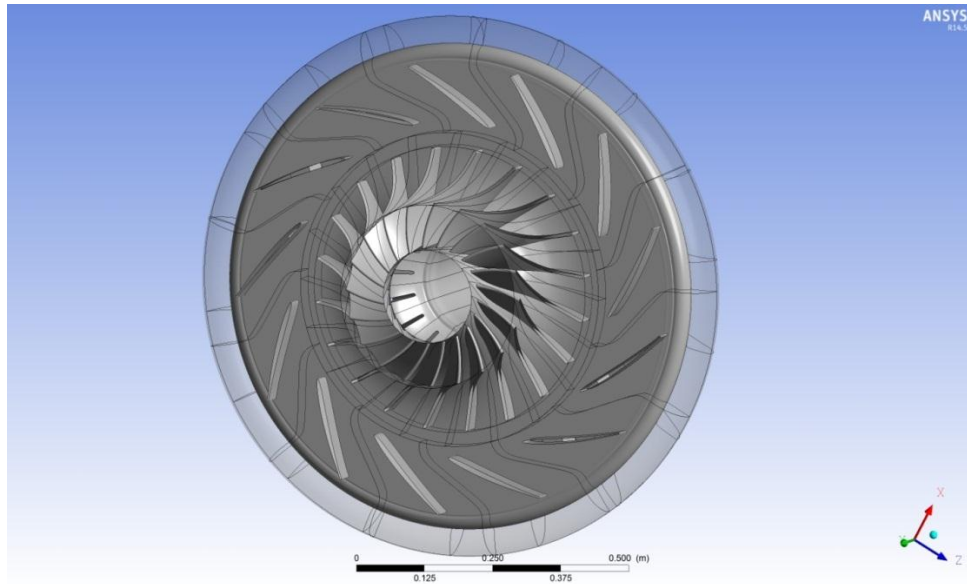


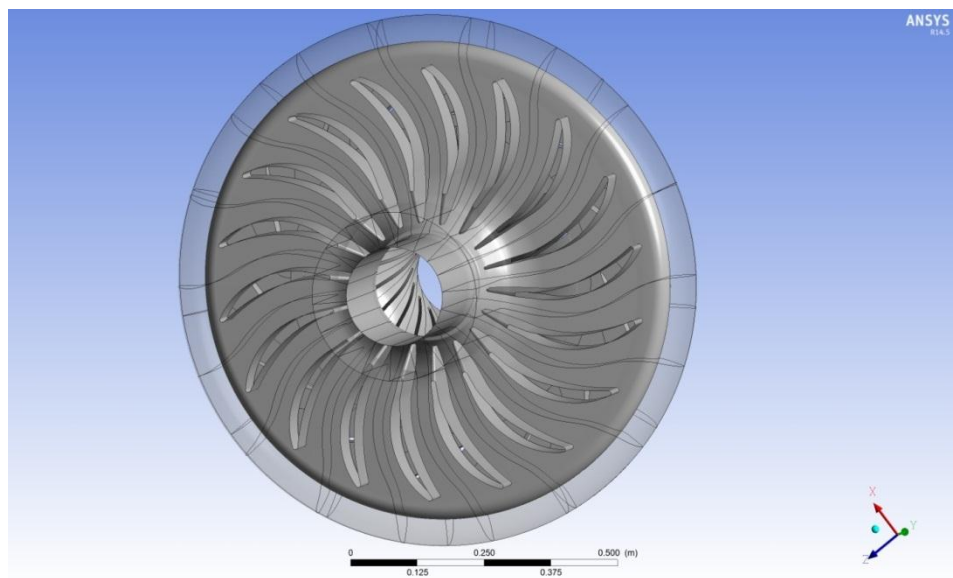
Рисунок 1.36 – Геометрія оптимізованої конструкції колеса компресора

На рис. 1.36 наведені результати оптимізації проточної частини колеса компресора. У якості параметрів оптимізації вибрані: кут нахилу лопатки і радіуси вхідного каналу колеса компресора. Цільові функції: к.к.д і коефіцієнт напору. В результаті оптимізації к.к.д був підвищений на 0,7 %. Визначено, що найбільш суттєво на результат оптимізації впливає кут нахилу лопатки.

На рис. 1.37 *а,б* показана геометрія, а на рис. 1.38 *а,б* лінії току (частота обертання $n=7800$ об/хв; масова витрата газу $m=27$ кг/с) в моделі ступеня компресора для системи охолодження газу СОГ-4 с просторовими лопатками ПАО «СМНВО ім. Фрунзе». Порівняння безрозмірних газодинамічних теоретичних і експериментальних характеристик к.к.д. і коефіцієнту напору 1-го ступеня проточної частини компресора Д203ГЦ1-710/2,4-10М2 показало задовільне співпадіння (рис. 1.39).

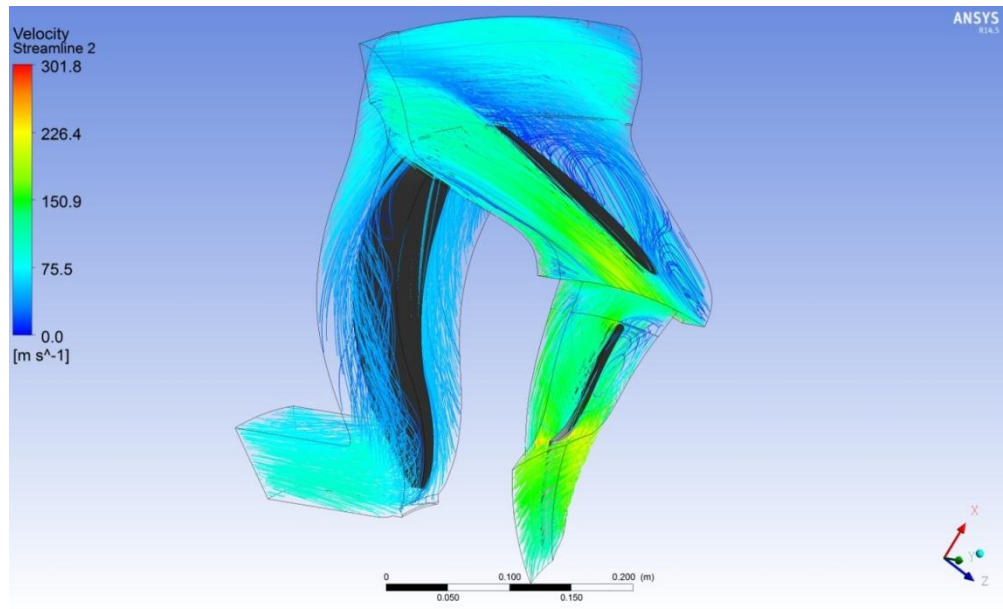


a)

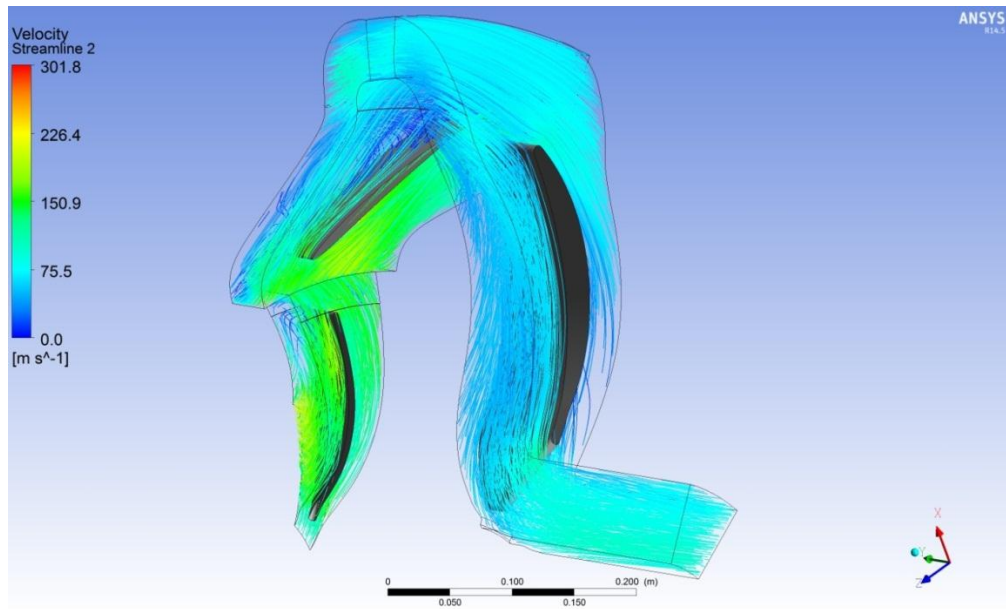


б)

Рисунок 1.37 – Загальний вигляд моделі ступеня компресора для системи охолодження газу СОГ-4 с просторовими лопатками: геометрія лопаток робочого колеса і дифузора *a)*, геометрія зворотно направляючого апарату (ЗНО) *б)*

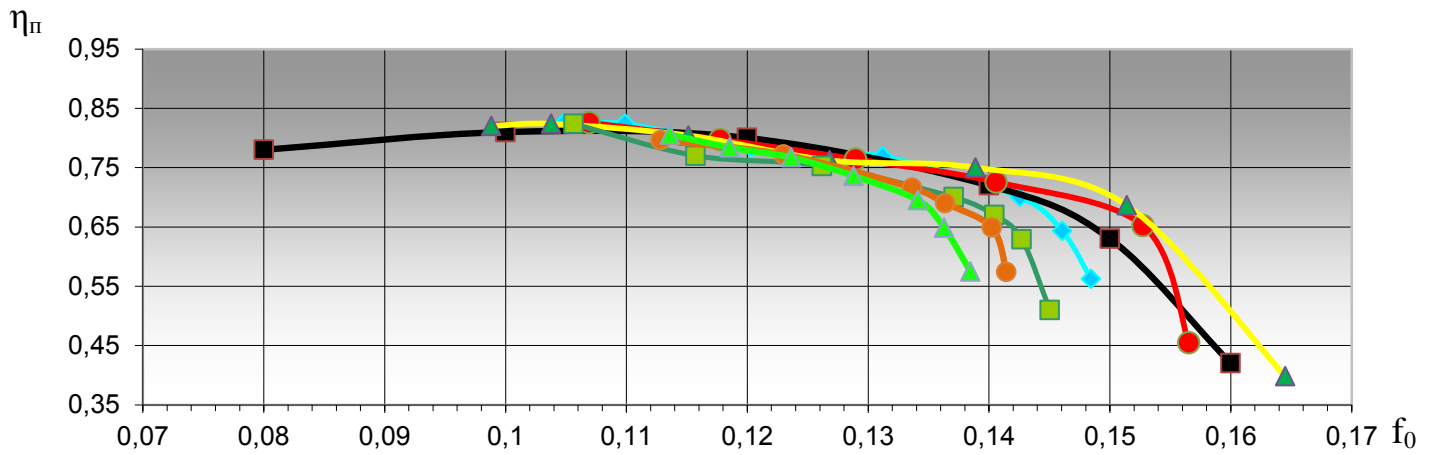


a)

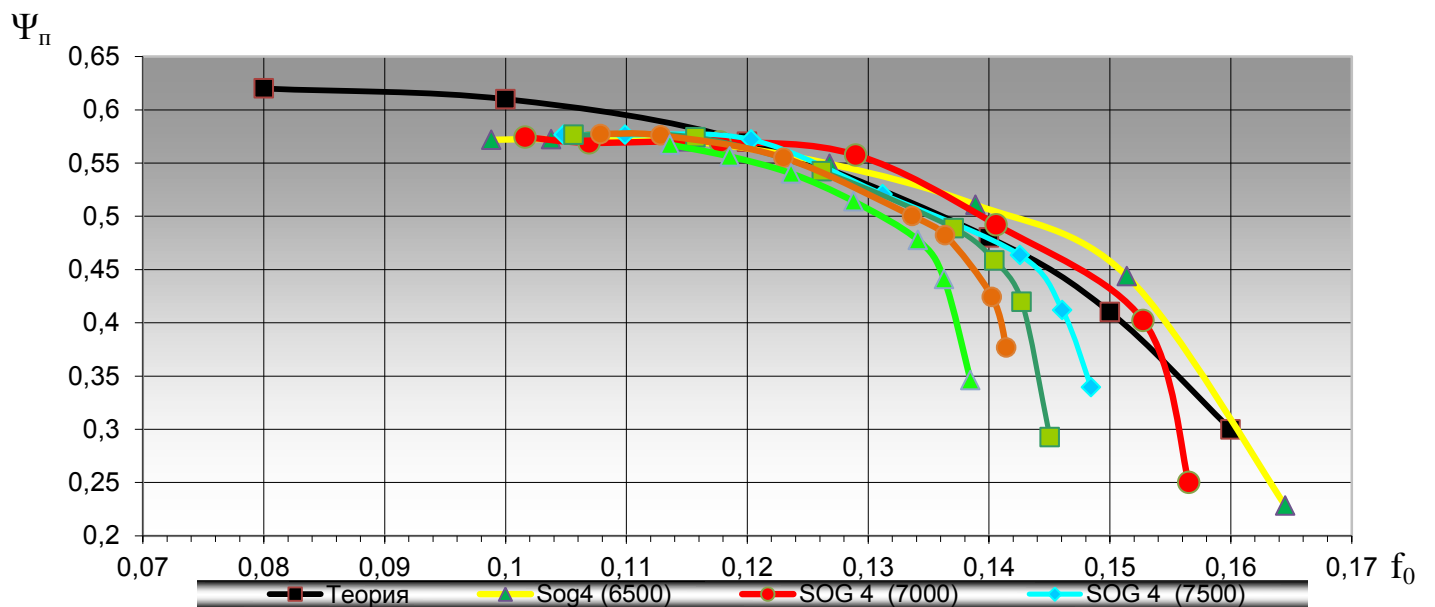


б)

Рисунок 1.38 - Лінії току в абсолютній системі координат



a)



б)

Рисунок 1.39 - Безрозмірні газодинамічні характеристики 1-го ступеня проточної частини компресора Д203ГЦ1-710/2,4-10М2:
залежність к.к.д. від витрати а), залежність напору від витрати б)

2 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕНЬ

2.1 Вступ

Система кінцевих ущільнень валів є однією з самих відповідальних систем відцентрового компресора. Аварія ущільнювальної системи, особливо на компресорах і насосах, які перекачують небезпечні і токсичні середовища, може привести до важких наслідків. Тому модернізація відцентрових компресорів і насосів з метою підвищення їх надійності, економічності, пожарної і екологічної безпеки тісно пов'язано з модернізацією кінцевих ущільнень валів.

У даний час у якості ущільнень роторів відцентрових машин використовуються лабіринтні, торцеві і радіально-торцеві ущільнення. Лабіринтні ущільнення мають необмежений ресурс, але мають великі витрати. Можливе підвищення герметичності цього типу ущільнень за допомогою різного роду конструкційних заходів може привести до збільшення ваги турбомашини і зниженню його ККД. Торцеві контактні ущільнення мають значно менші витрати із-за безпосереднього контакту обертової і нерухомої деталі конструкції, але застосування контактних ущільнень обмежує швидкість ковзання в області контакту і знижує ресурс. На думку низки спеціалістів, великий інтерес мають торцеві ущільнення на рідинному та газовому змащенні.

Гідравлічні торцеві ущільнення в роторних машинах набули великого розповсюдження завдяки високій надійності, довговічності, демпфуючій здатності, широкому діапазону температур робочого середовища та оборотів обертання ротора і т. д. Але вони мають один істотний недолік. Це необхідність підвода великої кількості змащувального матеріалу, який потребує великих затрат потужності на забезпечення працездатності змащувальної гідравлічної системи. Особливо великі труднощі при конструюванні гідравлічних торцевих ущільнень роторів виникають в машинах з тиском робочого середовища, який досягає 30 – 200 атм. Незважаючи на велику кількість зусиль, такі ущільнення являються

екологічно небезпечними в силу відносно великих витоків в навколишнє середовище.

Ще з 50-х років пришлого століття робилися спроби створення альтернативних ущільнень без використання гідравлічного змащення, так званих газодинамічних торцевих ущільнень. Як правило, такі ущільнення застосовуються в машинах з газоподібним робочим середовищем. Змащувальним матеріалом в них є саме газоподібне середовище або повітря, а також інертний газ, у тих випадках, якщо робоче середовище являється екологічно небезпечним. Переваги таких ущільнень явні. Достатньо відмітити відсутність спеціальної маслосистеми і витоків мастила в атмосферу. Однак істотним гальмом при впровадженні таких ущільнень є складність технології виготовлення робочих поверхонь. Тим не менше, вірно спроектоване ущільнення практично не зношується, а величина максимальної кутової швидкості обмежується тільки міцністю матеріалів.

Створення газового шару в торцевих ущільненнях можливо при застосуванні на одному із кілець камер Релея або спіральних канавок, принцип дії яких ґрунтується на місцевому збільшенні тиску ущільнювального середовища в зазорі. Експерименти показують, що такі ущільнення мають необхідну герметичність і ресурс, якщо газовий шар, який розділяє торцеві поверхні дорівнює 2..5 мікрометрів [9-11].

2.2 Результати чисельного розрахунку деформацій кілець

Для чисельного розрахунку методом скінченних елементів вибрана конструкція торцевого механічного ущільнення (рис. 2.1). Розв'язувалася осесиметрична статична задача теорії пружності. Початковими даними для розрахунку торцевого механічного ущільнення є: ущільнюваний тиск $p_1 = 3,1$ МПа, матеріал контактної пари – карбід кремнію (модуль пружності $E = 3,6 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,31$). У місці установки вторинного ущільнення 2,

на тильній стороні кільця 1, обмежувалися переміщення в осьовому напрямі (рис. 2.1).

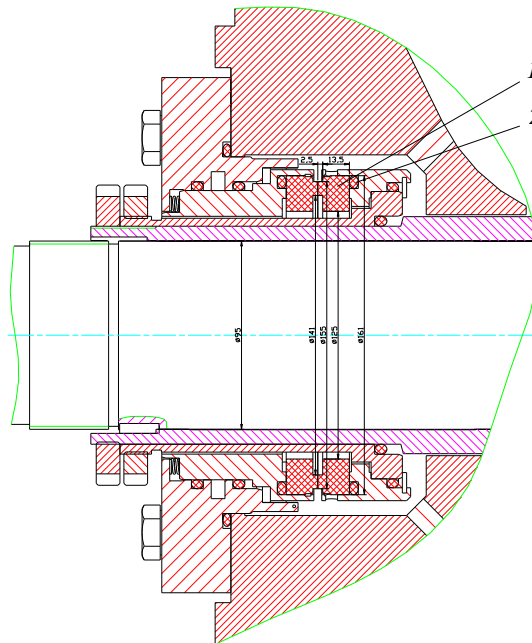


Рисунок 2.1 – Конструкція торцевого механічного ущільнення відцентрового насоса ЦНС

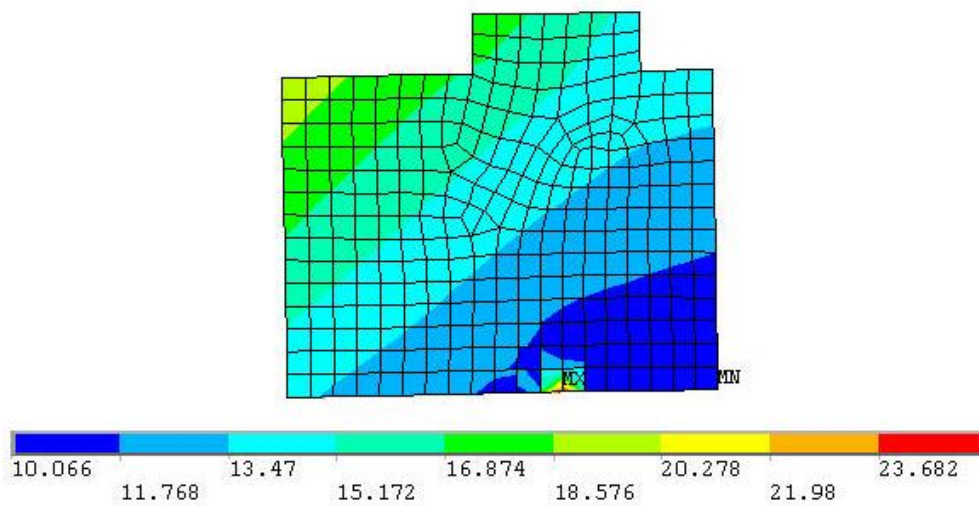


Рисунок 2.2 - Поле еквівалентних напружень в кільці торцевого ущільнення відцентрового насоса ЦНС (у МПа)

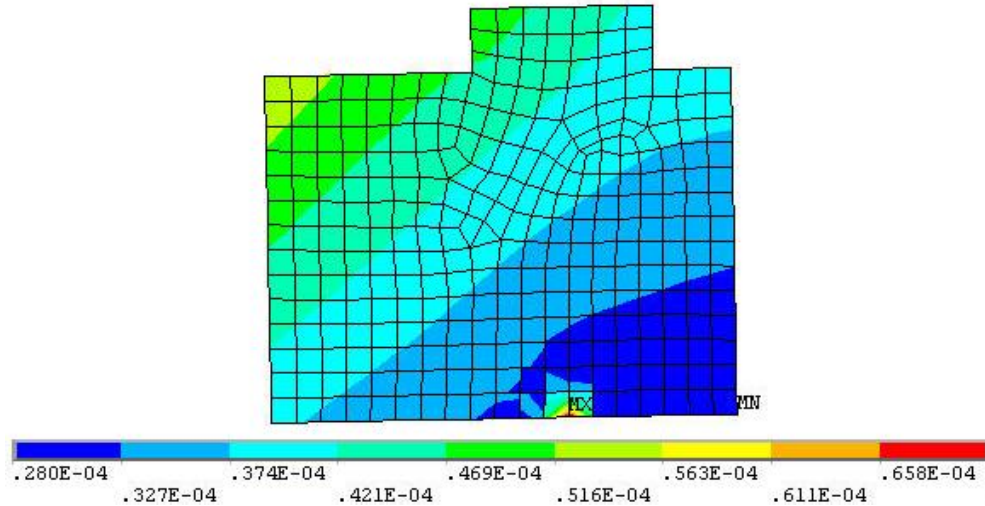


Рисунок 2.3 - Поле осьових деформацій кільця торцевого ущільнення відцентрового насоса ЦНС (у мм)

Аналіз результатів розрахунку показує (рис. 2.2-2.4), що неплоскостність в результаті силових деформацій одного з кілець складає 0,49 мкм, що перевищує допустиму величину неплоскостності рівну 0,3 мкм, яка визначається якістю притирання кілець ущільнення. При цьому зазор в ущільненні має дифузорну форму, а його величина на виході дорівнює 0,98 мкм, а це може привести до збільшення витоків, контактного тиску і нерівномірності зносу ущільнення.

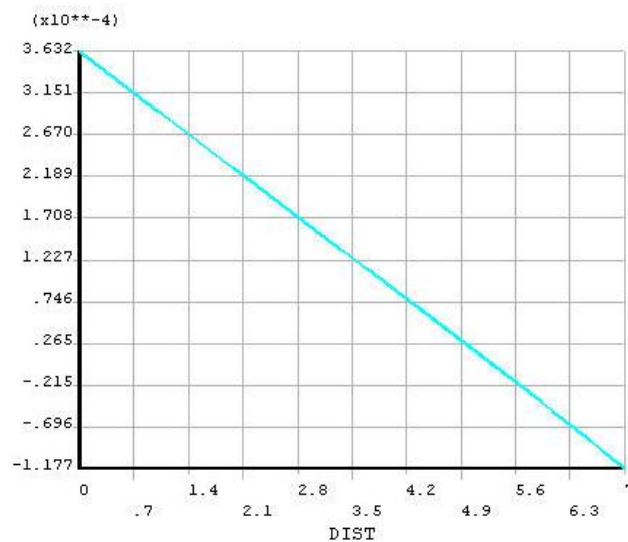


Рисунок 2.4 - Зміна величини переміщень контактної поверхні кільця торцевого ущільнення відцентрового насоса ЦНС (у мм)

2.3 Розрахунок контактної тиску

Більшість подвійних торцевих ущільнень має однакову схему компоновки (рис. 2.5) [12-15]: пари тертя взаємозамінні, кільця 2, що обертаються, пари тертя мають осьову рухливість і виконані з більш зносостійкого матеріалу, нерухомі кільця 1 мають товщину робочого поясочка менше 5 мм. Порожнина ущільнення заповнена змащувальною рідиною з тиском, на 0,1–0,2 МПа перевершуючим робочий тиск в насосі. Кільця 2, що обертаються, встановлені на втулку 3, і тому враховується ефективний діаметр розвантаження. Контактний тиск в парі

$$p_c = \frac{R}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)}, \quad (2.1)$$

де R - рівнодіюча всіх осьових сил, які діють на кільце 2, D_1, D_2 - відповідно внутрішній і зовнішній діаметри робочого пояска.

$$R = \pm F_1 \pm F_2 + F_k - T - F_r. \quad (2.2)$$

F - гідравлічні сили навантаження, які визначаються добутком площі навантаження на відповідний тиск:

$$F_1 = p_1 \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2), \quad (2.3)$$

$$F_2 = p_2 \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_1^2) \quad (2.4)$$

Знак плюс або мінус перед величинами F_1, F_2 у формулі (2) залежить від положення ефективного діаметру. Торцеве ущільнення (пара тертя) розвантажене, якщо

$$D_e > D_1 \text{ для } p_1 > p_2,$$

$$D_e < D_1 \text{ для } p_2 > p_1.$$

Торцеве ущільнення (пара тертя) навантажене, якщо

$$D_e < D_1 \text{ для,}$$

$$D_e > D_1 \text{ для } p_2 > p_1.$$

в цьому випадку повна гідравлічна сила передається на контакт.

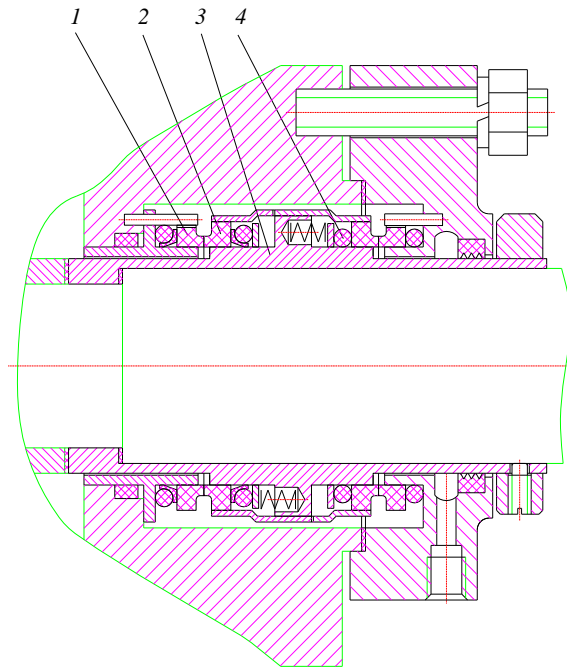


Рисунок 2.5 – Подвійне торцеве ущільнення

Величина розвантаження пари тертя характеризується коефіцієнтом навантаження, який визначається виразами:

$$k = \frac{D_2^2 - D_e^2}{D_2^2 - D_1^2} \text{ для,} \quad (2.5)$$

$$k = \frac{D_e^2 - D_1^2}{D_2^2 - D_1^2} \text{ для } p_1 < p_2. \quad (2.6)$$

Пара тертя розвантажена, якщо $k < 1$, і, навпаки, навантажена, якщо $k \geq 1$.

Всі подвійні торцеві ущільнення виконуються розвантаженими, значення $k = 0,7-0,8$.

Сила F_k пружин повинна забезпечувати певний постійний контактний тиск у парі, не залежний від гідравлічних сил.

Зусилля тертя T гумового кільця 4, яке перешкоджає осьовому переміщенню кільця 2.

При установці гумових кілець з радіальним натягом деформація стиснення складає близько 15 % діаметру перетину, що забезпечує попередній контактний тиск на стоянці.

Розкриваюча ущільнюючий зазор сила F_r обумовлена тиском рідини в зазорі пари. Приймаючи лінійний характер розподілу тиску по ширині зазору, розклинююча сила визначається за формулою

$$F_r = \frac{(p_1 + p_2)}{2} \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) \quad (2.7)$$

Розподіл гідростатичного тиску в зазорі торцевого ущільнення:

$$p = p_1 + \frac{p_2 - p_1}{\ln(r_2/r_1)} \ln(r/r_1)$$

де p_1 - гідростатичний тиск ущільнювального середовища, p_2 - гідростатичний тиск зовнішнього середовища, r_1, r_2 - внутрішній і зовнішній радіуси пари тертя.

Величина витоків через торцеву щілину для плоскопаралельного зазору і ламінарної течії має вигляд:

$$q = \frac{\pi h^3 \rho (p_1 - p_2)}{6\mu \ln(r_2/r_1)}$$

При турбулентному режимі течії для визначення масової витрати газу можна скористатися формулою

$$m = 2\pi r_1 \rho h \sqrt{2(p_1 - p_2)/\xi},$$

де ξ - коефіцієнт гідравлічного опору щілини.

По силі пружин проводиться підбір або розрахунок пружин з вибраного матеріалу. Визначена розрахунком сила пружин повинна бути достатня для забезпечення необхідного контактного тиску від пружин, як на початку роботи ущільнення, так і при роботі з максимально допустимим зносом кілець пари тертя до 6 мм.

Жорсткість пружини:

$$Z = \frac{Gd^4}{8D^3 n_p};$$

довжина пружини у вільному стані

$$L = (n - 0,5)d + n_p(t - d),$$

де G - модуль пружності матеріалу, D - середній діаметр пружини; n - повне число витків, яке дорівнює $n_p + 1,5$.

2.4 Потужність, яка споживається торцевим ущільненням

Потужність, яка споживається торцевим ущільненням, витрачається на подолання сил тертя в парах тертя і сил тертя елементів, що обертаються в змащувальній рідині. Можна прийняти, що споживана торцевим ущільненням потужність повністю витрачається на подолання сил тертя в парах.

Момент сили тертя в парі

$$M_F = fF_N r_a,$$

де f - коефіцієнт тертя; F_N - нормальне навантаження в парі тертя, Н; r_a - середній радіус робочого поясочка пари тертя, м.

Нормальне навантаження в парі тертя визначається номінальною площею контакту і контактним тиском в парі:

$$F_N = p_c \pi D_1 b,$$

де p_c - контактний тиск в парі, Па; b - ширина робочого пояса кілець пари тертя.

Для визначення потужності тертя використовуємо формулу

$$N = M_F \pi n / 30 = f p_c \pi^2 b D_1 \frac{(D_2 - D_1)}{60} n, \text{ Вт} \quad (2.8)$$

де n частота обертання валу, об/мин.

Алгоритм розрахунку і проектування торцевого ущільнення приведений на рис. 2.6, початкові і вихідні дані приведені в таблиці 2.1.

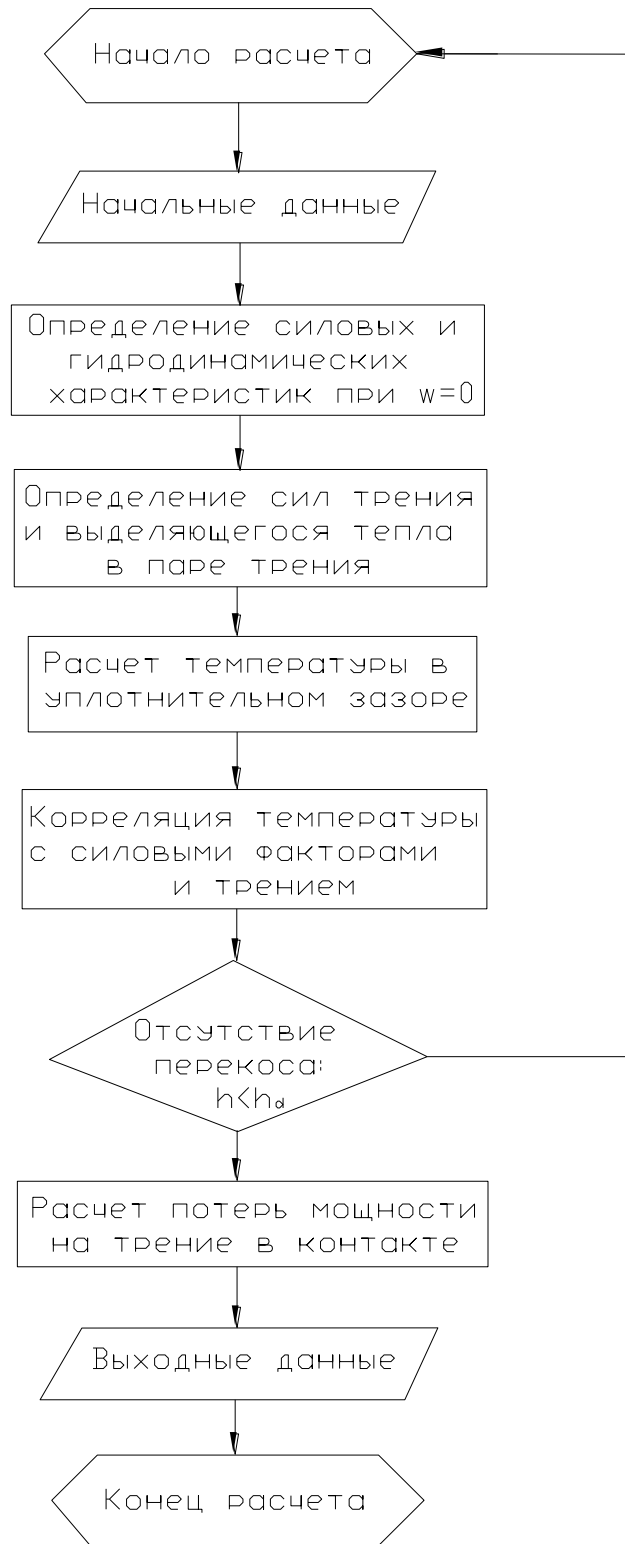


Рисунок 2.6 - Алгоритм розрахунку і проектування торцевого ущільнення

Таблиця 2.1 – Початкові і вихідні дані для розрахунку торцевого ущільнення

| Початкові дані | Вихідні дані |
|---|---|
| <p>1. Перекачувальне середовище (назва):</p> <ul style="list-style-type: none"> - хімічна активність, - пожаро- вибухонебезпечність, - радіоактивність, - наявність абразиву, - температура кипіння, - температура кристалізації, - густина, - динамічна в'язкість. <p>2. Параметри роботи ущільнення:</p> <ul style="list-style-type: none"> - тиск ущільнювального середовища p_1, МПа, - температура ущільнювального середовища t_1, °С, - температура навколишнього середовища t_2, °С, - частота обертання валу n, об/хв. <p>3. Геометричні розміри сальникової камери:</p> <ul style="list-style-type: none"> - діаметр валу D_1, мм, - діаметр розточки корпусу D_3, мм, - довжина сальникової камери. | <p>1. Конструктивна схема ущільнення (одинарне (промивка, охолодження), подвійне, тандемне).</p> <p>2. Геометричні розміри кільця контактної пари торцевого ущільнення, розміри канавок під вторинні ущільнення (гумові кільця) і посадочних поверхонь втулок.</p> <p>3. Зусилля від пружних елементів (пружин) – кількість, діаметр, довжина, величина попереднього підтискання.</p> <p>4. Матеріали основних деталей (пружних елементів, гумових кільць, контактної пари, втулок).</p> <p>5. Величина зазору і витоків ущільнювального і (або) запірною середовищ.</p> <p>6. Статичні (залежність зазору від ущільнювального перепаду тиску) і витратні (залежність витоків від ущільнювального перепаду тиску).</p> <p>7. Напружено-деформований стан конструкції і кільця контактної пари торцевого ущільнення:</p> <ul style="list-style-type: none"> - розподіл гідростатичного, контактного тиску і температури по ширині пари тертя, - величина розкриття кільця контактної пари. <p>8. Величина втрат потужності на тертя в ущільненні.</p> <p>9. Витрата і температура охолоджуючого або промивального середовищ.</p> |

2.5 Охолодження торцевих ущільнень

Відведення теплоти проводиться проточною водою, яка охолоджує змащувальну рідину. Максимальна температура змащувальної рідини не повинна перевищувати температуру її кипіння: для мінеральних масел і води допускається температура 80 °С.

Наближену оцінку теплоти, що відводиться від ущільнення змащувальною системою, можна провести, використовуючи емпіричні залежності, які добре узгоджуються з фактичними даними.

Сумарний тепловий потік в змащувальну рідину

$$Q_T = Q_F + Q_S + Q_R \quad (2.9)$$

де Q_F - теплота, що генерується тертям, Q_S - теплота, яка обумовлена теплопередачею від валу насоса через ущільнення, яке встановлене на валу, Q_R - теплота, яка обумовлена теплопередачею від ущільнення. Теплота, що генерується тертям, Вт,

$$Q_F + N \quad (2.10)$$

Тепловий потік від корпусу ущільнення

$$Q_R = qS_R.$$

Тут густина теплового потоку;

$$q = \frac{\lambda}{\delta} \Delta t,$$

де λ - коефіцієнт теплопровідності матеріалу кришки ущільнення; δ - товщина кришки, Δt - різниця температур робочого середовища насоса і змащувальної рідини, °С.

Поверхню теплообміну S_R для подвійних торцевих ущільнень визначають за формулою

$$S_R = \frac{\pi}{4} (0,2d + 0,01),$$

де d - діаметр валу.

Таким чином,

$$Q_R = \frac{\pi \lambda}{4 \delta} \Delta t (0,2d + 0,01). \quad (2.11)$$

Тепловий потік по валу визначається теплопровідністю матеріалу валу і теплопередачею системи вал - робоче середовище

$$Q_S \approx 3Q_R.$$

З рівняння теплового балансу, кількість теплоти, що відводиться від змащувальної рідини, дорівнює

$$Q_c = Q_F + Q_S + Q_R.$$

2.6 Перевірочний тепловий розрахунок торцевого ущільнення

Необхідна кількість теплоти Q_c , що відводиться при конвективній циркуляції смазуючої рідини. При конвекції теплота, що відводиться змащувальною рідиною з робочої порожнини, передаватиметься через стінку холодильника охолоджуючої рідини.

Кількість теплоти, що відводиться охолоджуючою рідиною, яка циркулює через холодильник,

$$Q_x = cW_x \rho (t_o - t_i),$$

де t_o - температура охолоджуючої рідини на виході з холодильника, t_i - температура рідини на вході в холодильник.

Визначимо витрату охолоджуючої рідини W .

Місцеві опори на лінії: $\zeta_1 = 1,0$ - вихід з холодильника, $\zeta_2 = 0,5$ - вхід в холодильник, ζ_3 - втрати на повороти трубопроводу, $\zeta_s = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3$.

Швидкість в лінії

$$V_p = \sqrt{\frac{2(p_i - p_o)}{\left(\zeta_s + \lambda_p \frac{l_0}{d_p}\right) \rho}},$$

$$\text{де } \lambda_p = \frac{0,316}{\left(\frac{V_p d_p}{\nu}\right)}.$$

$$\text{Площа перетину труби в лінії } S_p = \frac{\pi d_p^2}{4},$$

$$W = V_p S_p.$$

Кількість теплоти, яка передається від зовнішньої стінки внутрішньої труби холодильника охолоджуючою рідиною,

$$Q_{wf} = \alpha S_w (t_w - t_r),$$

$S_w = \pi d_n$ - площа зовнішньої стінки внутрішньої труби холодильника, t_w - температура зовнішньої стінки.

Коефіцієнт тепловіддачі α :

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_n}.$$

Швидкість течії охолоджуючої рідини в холодильнику

$$V_c = \frac{W_c}{S_c},$$

де $S_c = \frac{\pi(d_i^2 - d_o^2)}{4}$ - площа перетину міжтрубного простору для проходу охолоджуючої рідини в холодильнику.

Числа Re_f і Pr_f :

$$Re_f = \frac{V_c d_n}{\nu},$$

$$Pr_f = \frac{V_c \rho c}{\lambda}.$$

При течії в кільцевому каналі

$$Nu = 0,23 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,4} \left(\frac{d_i}{d_o}\right)^{0,45}.$$

Кількість теплоти, яка передається через стінку холодильника,

$$Q_{wc} = \frac{2\pi\lambda_w l_c (t_{w1} - t_{w2})}{2,31g \frac{d_0}{d_i}},$$

де t_{w1} - температура внутрішньої стінки внутрішньої труби холодильника

Кількість теплоти, яка передається від змащувальної рідини внутрішньої стінки внутрішньої труби холодильника,

$$Q_{fw} = \alpha_w S_{w1} (t_{af} - t_{w1}),$$

$S_{w1} = \pi d_i l_c$ - площа внутрішньої стінки внутрішньої труби холодильника.

Кількість теплоти Q_c , яка відводиться при конвективній циркуляції змащувальної рідини,

$$Q_c = cW_l \rho (t_{il} - t_{ol}),$$

Визначимо витрату змащувальної рідини W_c

$$W_c = v_c S_{c1},$$

де $S_{c1} = \frac{\pi d_i^2}{4}$ - площа перетину труби для проходу змащувальної рідини.

Довговічність пари тертя:

$$D = \frac{\Delta h}{J},$$

де Δh - допустимий знос, мм; J - швидкість зношування.

2.7 Розрахунок витоків в торцевому ущільненні

Величина витоків в торцевому ущільненні з урахуванням частоти обертання валу визначається за формулою

$$q = \frac{h^3}{\mu \cdot \ln\left(\frac{D_1}{D_2}\right)} \left[1,885 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta p - 7,752 \cdot 10^{-19} \cdot \rho \cdot n^2 \cdot (D_1^2 - D_2^2) \right] \text{ [см}^3\text{/ч (мл/ч)]}, \quad (2.12)$$

де h [мкм] - зазор в ущільненні, μ [Па·с] - динамічна в'язкість ущільнювального середовища, D_1, D_2 [мм] - зовнішній і внутрішній діаметри

торцевого пояса пари тертя, $\Delta p = p_1 - p_2$ [атм] - перепад тиску в ущільненні, ρ [кг/м³] - густина ущільнювального середовища, n [об/хв] - частота обертання валу.

Величина витоків в торцевому ущільненні без урахування частоти обертання валу

$$q = \frac{\pi h^3 \Delta p}{6 \mu \ln \left(\frac{D_1}{D_2} \right)} \text{ [м}^3\text{/с]}. \quad (2.13)$$

Розрахункова схема торцевого ущільнення представлена на рисунку 2.7

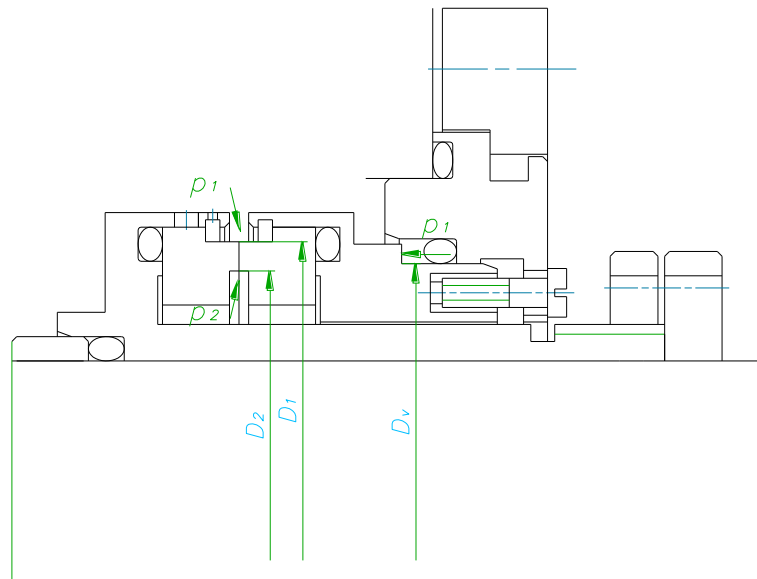


Рисунок 2.7 - Розрахункова схема торцевого ущільнення

Величина коефіцієнта навантаження розраховується за формулою

$$k = \frac{D_1^2 - D_v^2}{D_1^2 - D_2^2}. \quad (2.14)$$

2.8 Приклад розрахунку міцності і силових деформацій

Розрахунок міцності і силових деформацій виконується методом скінченних елементів. Розв'язана осесиметрична контактна задача. Результати розрахунку представлені на рисунках 2.8, 2.9.

Контактний зазор в парі тертя за рахунок силового навантаження від ущільнювального тиску є мінімальним ($h_{contmax} = 0,47 \cdot 10^{-4}$ мм). Тому величина зазору в торцевому ущільненні визначається шорсткістю поверхонь кілець пари тертя відповідно за формулою:

$$h = \frac{R_{a1} + R_{a2}}{2}. \quad (2.15)$$

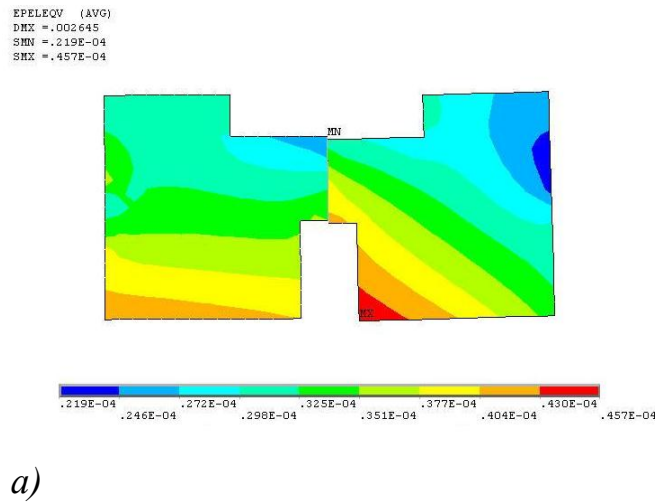


Рисунок 2.8 – Величина деформацій (мм) *a*), еквівалентних напружень (МПа) *б*) контактної пари торцевого ущільнення при ущільнювальному тиску $p_1 = 0,9$ МПа

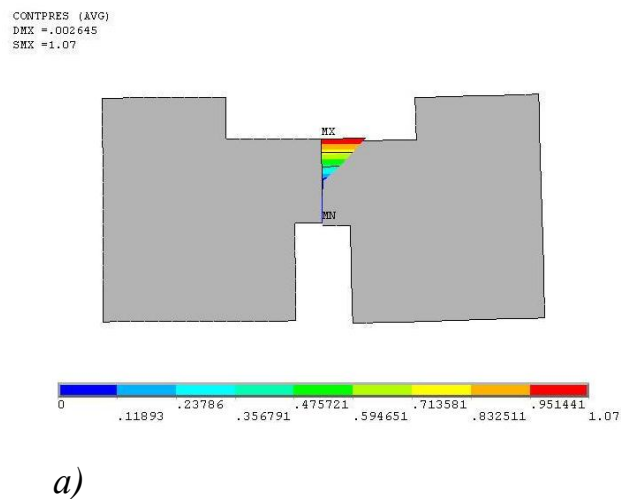


Рисунок 2.9 – Розподіл контактного тиску (МПа) *a*) і зазору (мм) *б*) у контактній парі торцевого ущільнення при ущільнювальному тиску $p_1 = 0,9$ МПа

Початкові дані для розрахунку:

$$D_1 = 140 \text{ мм}, D_2 = 128 \text{ мм}, D_v = 130 \text{ мм}, p_1 = 9 \text{ атм}, p_2 = 0 \text{ атм}, \rho = 982 \text{ кг/м}^3,$$

$$\mu = 4,7 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}, n = 3000 \text{ об/хв.}$$

Результати розрахунку:

- 1) при максимально допустимій для торцевих ущільнень шорсткості поверхні пари тертя $R_a = 0,5$ мкм, зазор в торцевому ущільненні по формулі (4) дорівнює $h = 0,5$ мкм;
- 2) коефіцієнт навантаження (3) $k = 0,84$;
- 3) величина витоків без урахування частоти обертання валу (2) $q = 5,04$ мл/год;
- 4) величина витоків з урахуванням частоти обертання валу (1) $q = 4,97$ мл/год.

Графік змінення величини витоків від перепаду тиску в контактній парі торцевого ущільнення при $n = 1500, 3000$ об/хв приведений на рисунку 2.10.

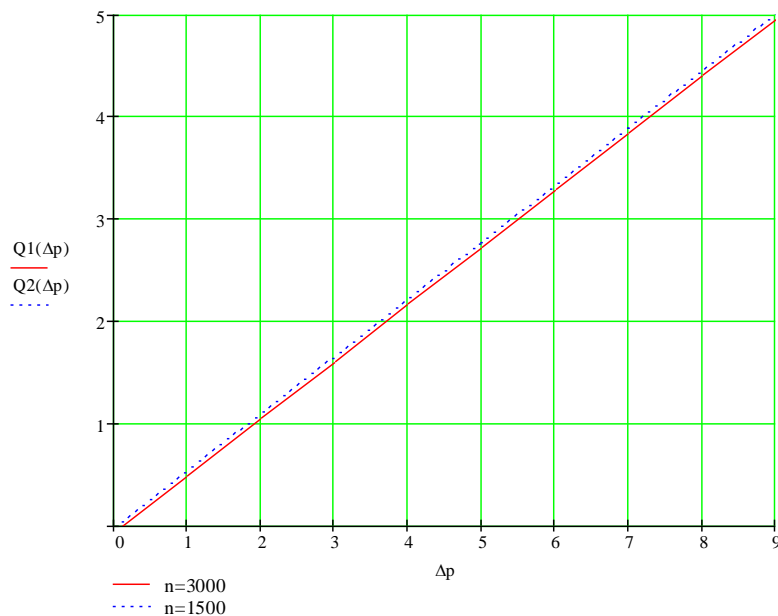


Рисунок 2.10 – Графік змінення витоків (мл/год) від перепаду тиску (атм) в контактній парі торцевого ущільнення

2.9 Вимоги, що пред'являються до торцевих ущільнень

При проектуванні, виготовленні і монтажі повинні бути виконані наступні умови:

1. Ущільнюючі поверхні притерті відповідно до технічних умов.
2. Перпендикулярність і концентричне розташування валу відносно торця і отвору ущільнювального простору відповідають технічним умовам.
3. Пружинні компоненти вільно переміщаються в осьовому напрямі.
4. Осьовий і радіальний люфт валу знаходиться в межах допусків.
5. Насос, в якому змонтовано ущільнення, працює в нормальному режимі (без кавітації, надмірної вібрації і т.п.)
6. Подача в камеру торцевого ущільнення перекачуваної рідини під тиском, який перевищує не менше ніж на 0,05 МПа ($0,5 \text{ кгс/см}^2$) тиск рідини в камері ущільнення - для усунення застійних зон з підвищеною температурою.
7. Вхідний отвір для подачі циркулюючої рідини рекомендується розташовувати в корпусі (кришці) торцевого ущільнення напроти стику пари тертя.
8. Величина вхідного отвору повинна бути не менше:
для насосів з діаметром валу (втулки) під ущільненням:
 - до 40 мм - 6 мм,
 - від 40 до 80 мм - 8 мм,
 - понад 80 мм - 10 мм.
9. У разі застосування подвійних торцевих ущільнень в камеру ущільнення повинна бути забезпечена подача нейтральної запірної рідини на протікання під тиском, який перевищує на 0,1 - 0,15 МПа ($1,0 - 1,5 \text{ кгс/см}^2$) тиск перекачувальної рідини перед ущільненням, з температурою не вище 80 °С.
10. Вхідний отвір для подачі запірної рідини повинен розташовуватися в нижній частині корпусу (кришки) торцевого ущільнення, вихідне - у верхній частині корпусу.

2.10 Комп'ютерне моделювання торцевої пари зі спіральними канавками

2.10.1 Основні особливості та характеристики торцевої пари зі спіральними канавками

Поверхнево-текстуровані механічні компоненти, такі як торцеві ущільнення зі спіральними канавками (ТУСК) та упорні підшипники (УПСК), як відомо, мають гарні трибологічні характеристики, такі як: висока несуча здатність, низький коефіцієнт тертя та величина зносу порівняно з традиційними ущільненнями та упорними підшипниками з плоскими поверхнями. Як це вважається, основне джерело покращення характеристик пов'язане з тиском, що генерується при роботі ТУСК чи УПСК, механізм якого забезпечує «підйомну силу», що розділяє поверхні. Після відриву поверхонь відбувається зменшення величини тертя і зносу. Цей ефект має перевагу для упорних підшипників, але для торцевих ущільнень це призводить до збільшення витоків. Тим не менше, цей недолік компенсується зниженням величини зносу і підвищенням ресурсу ущільнення [16].

З моменту появи ідеї використання спіральних канавок в 1950-х роках, було проведено багато досліджень поведінки торцевих ущільнень та упорних підшипників. Ці дослідження включають в себе також теорії розрахунку, такі як теорія вузької канавки (ТВК) і теорія решіток (ТР) [17-21]. Але публікацій, які присвячені прямим експериментальним дослідженням трибологічних характеристик не вистачає. Відомі експериментальні результати включають в себе роботу Муйдермена, який запропонував кілька способів виготовлення упорних підшипників (УПСК) та представив результати експериментальних досліджень [18]. Бак і Волден [22] представили результати випробувань для ущільнень зі спіральними канавками зі зворотнім нагнітанням. Вони показали, що торцеві ущільнення зі зворотнім нагнітанням можуть зменшити тепловиділення і

запираючий тиск. Лай запропонував декілька моделей торцевих ущільнень зі спіральними канавками і представив результати випробувань робочих характеристик. Він показав, що при правильно сконструйованому ущільненні з канавками, можливо для безконтактних і герметичних ущільнень досягти візуально нульових витоків при повному розділенні поверхонь. Цзоу та інш. представили результати своїх експериментальних досліджень візуального спостереження за поведінкою течії змащувальної рідини в упорному підшипнику при додаванні флуоресцентних барвників. Їх експеримент продемонстрував процеси створення та відновлення масляної плівки при запуску та при зупинці упорного підшипника [16].

Геометрія спіральних канавок, які виконуються на торцевій поверхні газодинамічних ущільнень, може описуватись за допомогою різних функціональних залежностей, таких як спіраль Архімеда, гіперболічна спіраль і логарифмічна спіраль. Муйідерман [18] запропонував використовувати логарифмічну спіральну форму, тому що кут α між дотичною і радіальною лініями у кожній точці на кривій є постійною величиною. Ця форма також зручна для оптимізації, так як вона залежить тільки від одного параметра. У цьому дослідженні, використовувалася логарифмічна спіраль, форма якої може бути описана за допомогою наступного рівняння:

$$r = r_1 e^{\theta \tan(\alpha)}. \quad (2.16)$$

де r і θ полярні координати, r_1 - базовий радіус спіральної кривої.

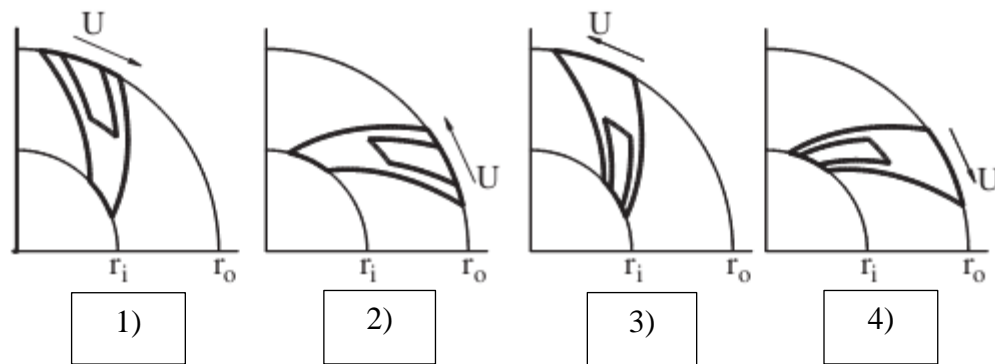


Рисунок 2.11 - Конфігурація спіральних канавок

На рисунку 2.11 показані чотири конфігурації канавок. 1) і 2) конфігурації канавок класифікуються як канавки з внутрішнім нагнітанням, які при вірному напрямку обертання сполучених деталей будуть прагнути нагнітати рідину з зовнішнього на внутрішній радіус. 3) і 4) конфігурації канавок це канавки з зовнішнім нагнітанням, які будуть перекачувати рідину з внутрішнього до зовнішнього діаметру.

При моделюванні використовувалась торцева пара зі спіральними канавками з кутом спіралі який дорівнює 20 та 40 градусів, глибиною канавки 22-64 мкм (базова глибина 33 мкм) і з рівним співвідношення ширини і довжини канавки до поясків між канавками та пояску контакту. У якості змащувального середовища використовувалось мастило SAE 30 без добавок. Залежність в'язкості від температури якого описується наступною формулою:

$$\mu = 0,2121e^{-0.06191(T-30)}, \quad (2.17)$$

де μ - в'язкість мастила в Па·с, і T - температура в $^{\circ}\text{C}$.

2.10.2 Поставлення задачі

У першому випадку величина гідродинамічного тиску визначається числовим розв'язанням рівняння Рейнольдса. Розглядається ньютонівська рідина

при ламінарному режимі течії, при стаціонарних умовах, з урахуванням шорсткості поверхонь. Рівняння Рейнольдса записується у наступній формі:

$$\frac{\partial}{r\partial\theta}\left(\Phi_{\theta}\frac{\rho h^3\partial p}{\mu d\theta}\right) + \frac{\partial}{\partial r}\left(\Phi_r\frac{r\rho h^3\partial p}{\mu dr}\right) = 6\omega r\left(\frac{\partial\rho h_T}{\partial\theta} + \sigma\frac{\partial\rho\Phi_s}{\partial\theta}\right). \quad (2.18)$$

Сила гідродинамічного розвантаження отримується із рівняння Рейнольдса, за допомогою інтегрування локального гідродинамічного тиску

$$P_h = \int_{r_i}^{r_0} \int_0^{\Theta} p r dr d\theta. \quad (2.19)$$

Сила тертя на поверхні ущільнення отримується за в'язкими зсувними напруженнями. В області повної плівки, зсувні напруження дорівнюють

$$\tau_{full} = \frac{\mu r \omega}{h} (\phi_f - \phi_{fs}) - \phi_{fp} \frac{h \partial p}{2r \partial \theta}, \quad (2.20)$$

де ϕ_f – фактор зсувних напружень, ϕ_{fs} ϕ_{fp} - коректувальні фактори зсувних напружень.

В області кавітації зсувні напруження мають вигляд

$$\tau_{cav} = \frac{\mu r \omega}{h} (\phi_f - \phi_{fs}). \quad (2.21)$$

Повна сила тертя розраховується за формулою

$$F_h = \frac{1}{r_m} \int_{r_i}^{r_0} \int_0^{\Theta} \tau r^2 dr d\theta, \quad (2.22)$$

де $\tau = \tau_{full}$ в області повної плівки, $\tau = \tau_{cav}$ в області кавітації і r_m - середній радіус кілець.

У другому випадку основні характеристики торцевої пари зі спіральними канавками отримуються числовим розв'язанням рівнянь Нав'є-Стокса за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки (CFD), які реалізовані у програмі ANSYS CFX.

2.10.3 Результати моделювання контактної пари зі спіральними канавками

Геометрія кілець зі спіральними канавками з кутами нахилу 20 і 40 градусів представлена на рис. 2.12.

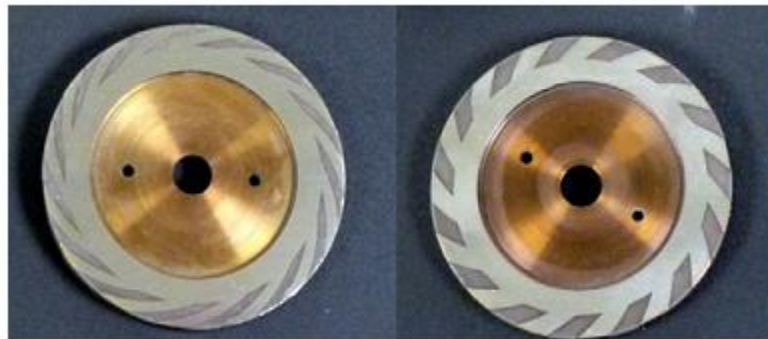


Рисунок 2.12 – Геометрія кілець зі спіральними канавками з кутами нахилу 20 і 40 градусів відповідно

В результаті використання сіткового генератору ANSYS Meshing було отримано структуровану гекса сітку з 1.5 млн. комірок для сектору зазору з однією спіральною канавкою (область течії), який утворений поверхнями нерухомого і обертового кілець. Розрахункова сітка на поверхні кільця і в зазорі (40 комірок) показана на рис. 2.13 (а, б) відповідно.

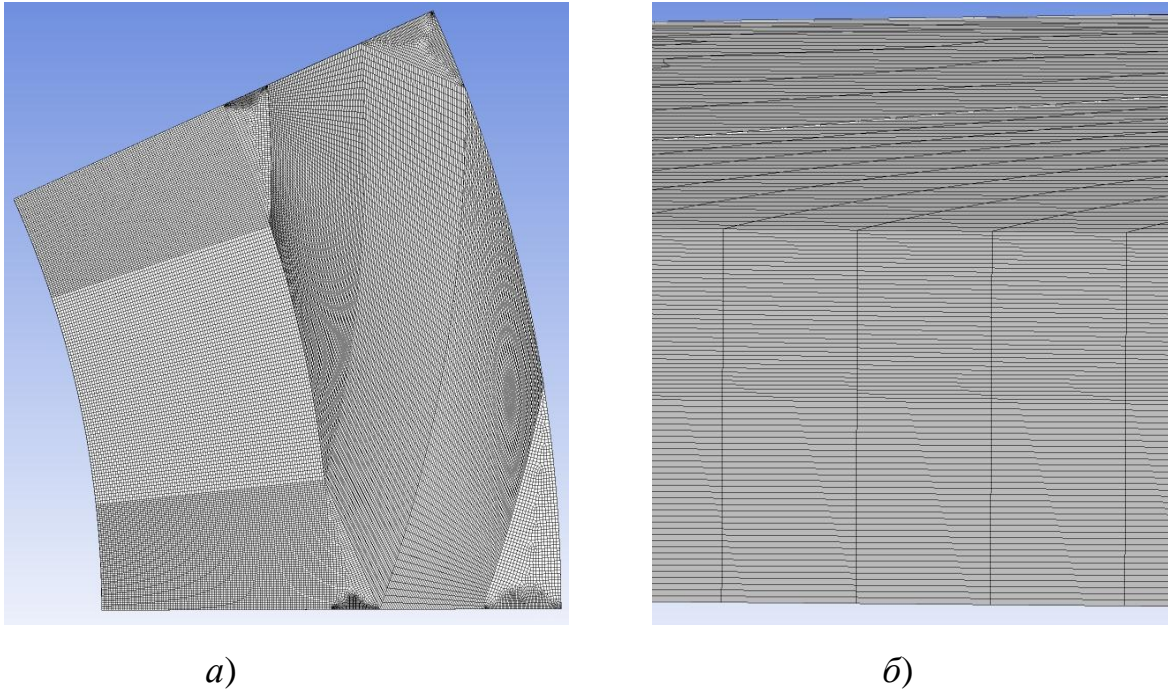


Рисунок 2.13 – Розрахункова сітка на поверхні кільця (*a*) і в зазорі (*б*)

В програмі ANSYS CFX задавались граничні умови окружної симетрії, величина надлишкового тиску мастила на внутрішньому і зовнішньому радіусах області течії, яка дорівнювала 0 Па, умова прилипання на стінках та швидкість ковзання обертового кільця.

В результаті серії розрахунків отримані поля тиску для двох кутів нахилу спіральної канавки 40 і 20 градусів (рис. 2.14 *a*, *б*). Виконано порівняння полів тиску, що отримані за результатами розв'язання рівнянь Рейнольдса [16] і Нав'є-Стокса (рис. 2.14 *б*, *в*), що дало задовільне співпадіння.

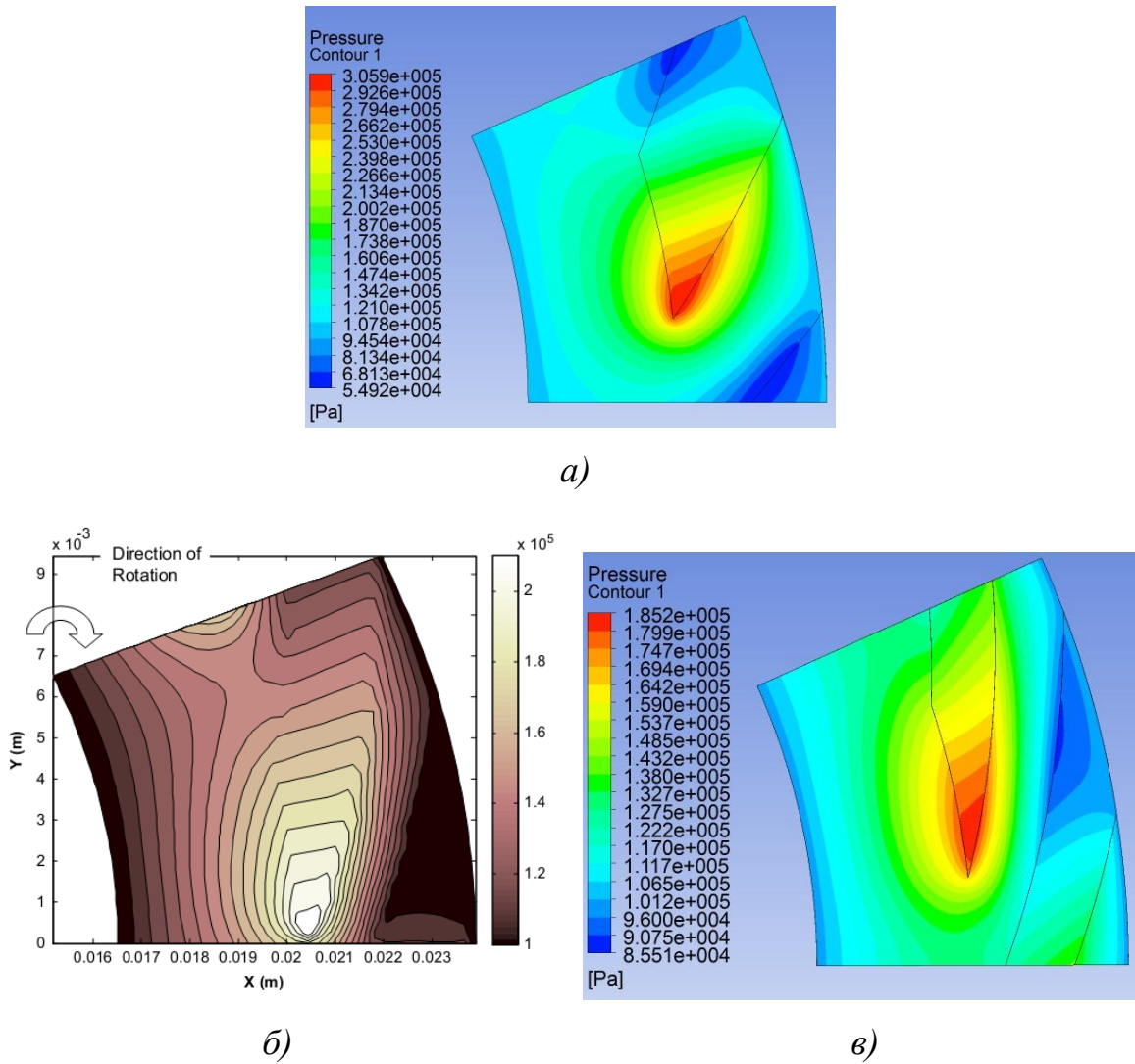


Рисунок 2.14 - Поля тиску рідини для двох кутів нахилу спіральної канавки 40° (a) і 20° (б,в)

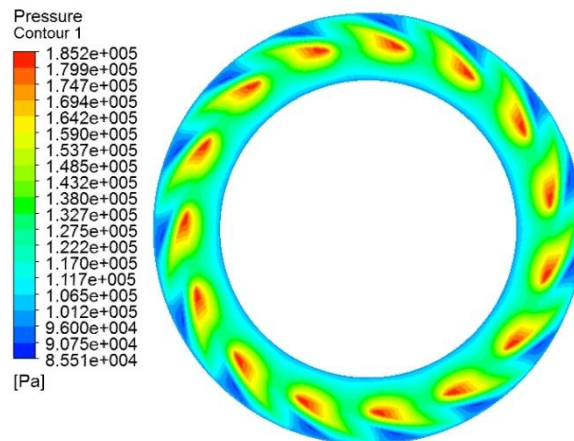


Рисунок 2.15 – Розподіл гідродинамічного тиску для повної моделі торцевої поверхні кільця

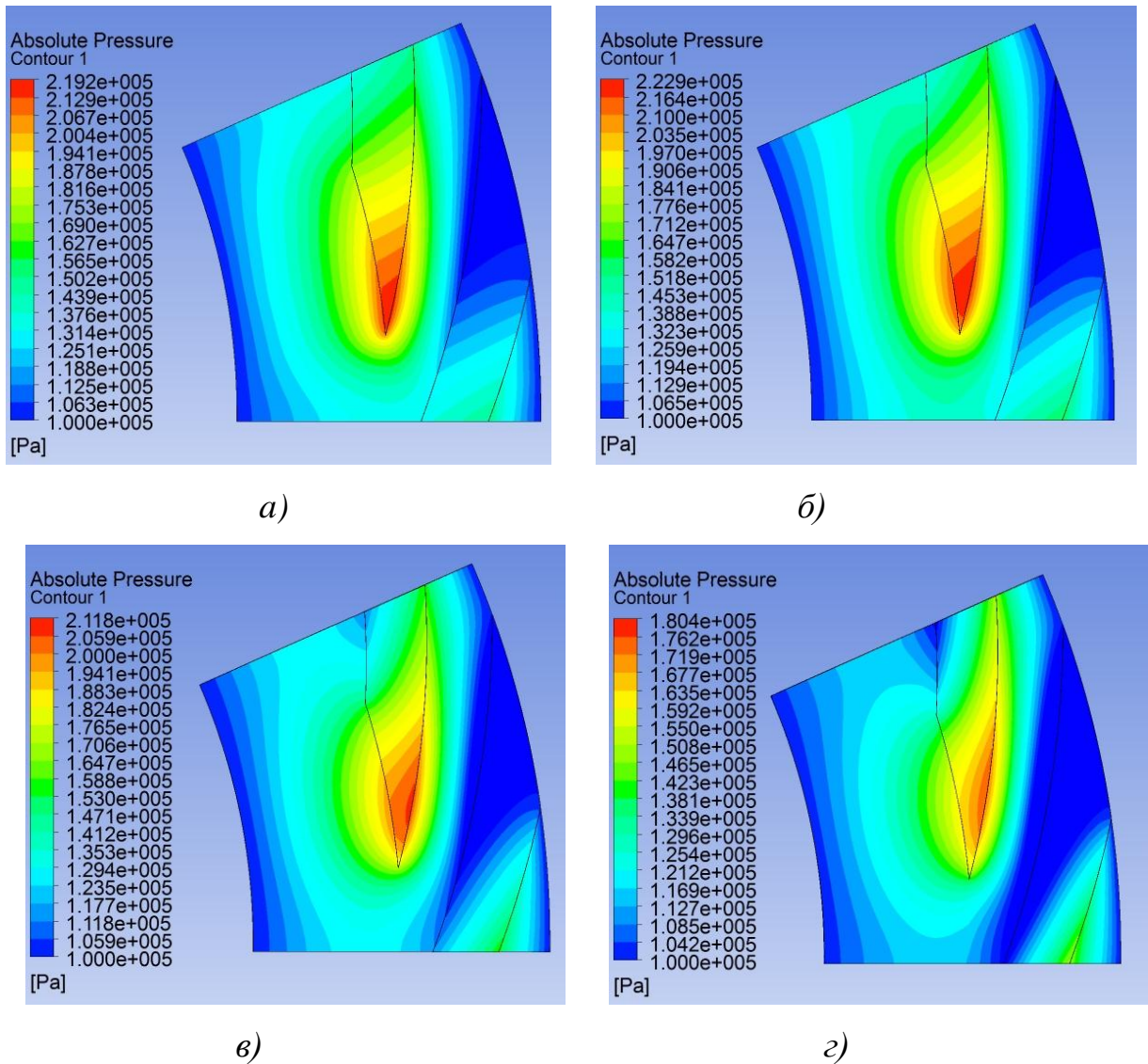


Рисунок 2.16 – Розподілення гідродинамічного тиску на торцевій поверхні

Приклад поля тиску для повної моделі торцевої поверхні кільця наведений на рис. 2.15. На рис. 2.16 наведені результати розподілення гідродинамічного тиску на торцевій поверхні при: зазорі $h=18$ мкм, підйомній силі $F=35.5$ N, частоті обертання $n = 40$ об/хв., коефіцієнті тертя $f = 0.0317$ (а); зазорі $h=28$ мкм, підйомній силі $F=39,2$ N, частоті обертання $n = 100$ об/хв., коефіцієнті тертя $f = 0.0474$ (б); зазорі $h=55$ мкм, підйомній силі $F=30.15$ N, частоті обертання $n = 600$ об/хв., коефіцієнті тертя $f = 0.196$ (в); зазорі $h=68$ мкм, підйомній силі $F=18,29$ N, частоті обертання $n = 1000$ об/хв., коефіцієнті тертя $f = 0.4429$.

За допомогою методів планування експерименту (DOE) у програмі ANSYS Workbench отримані поверхні відклику – залежності сили гідродинамічного розвантаження P_h і коефіцієнта тертя f від глибини спіральної канавки H , величини зазору h та частоти обертання n (рис. 2.17).

Аналіз результатів розрахунку показує, що сила гідродинамічного розвантаження значно збільшується зі зменшенням зазору та мало змінюється при збільшенні глибини канавки і частоти обертання. Коефіцієнт тертя збільшується зі збільшенням зазору та глибини канавки.

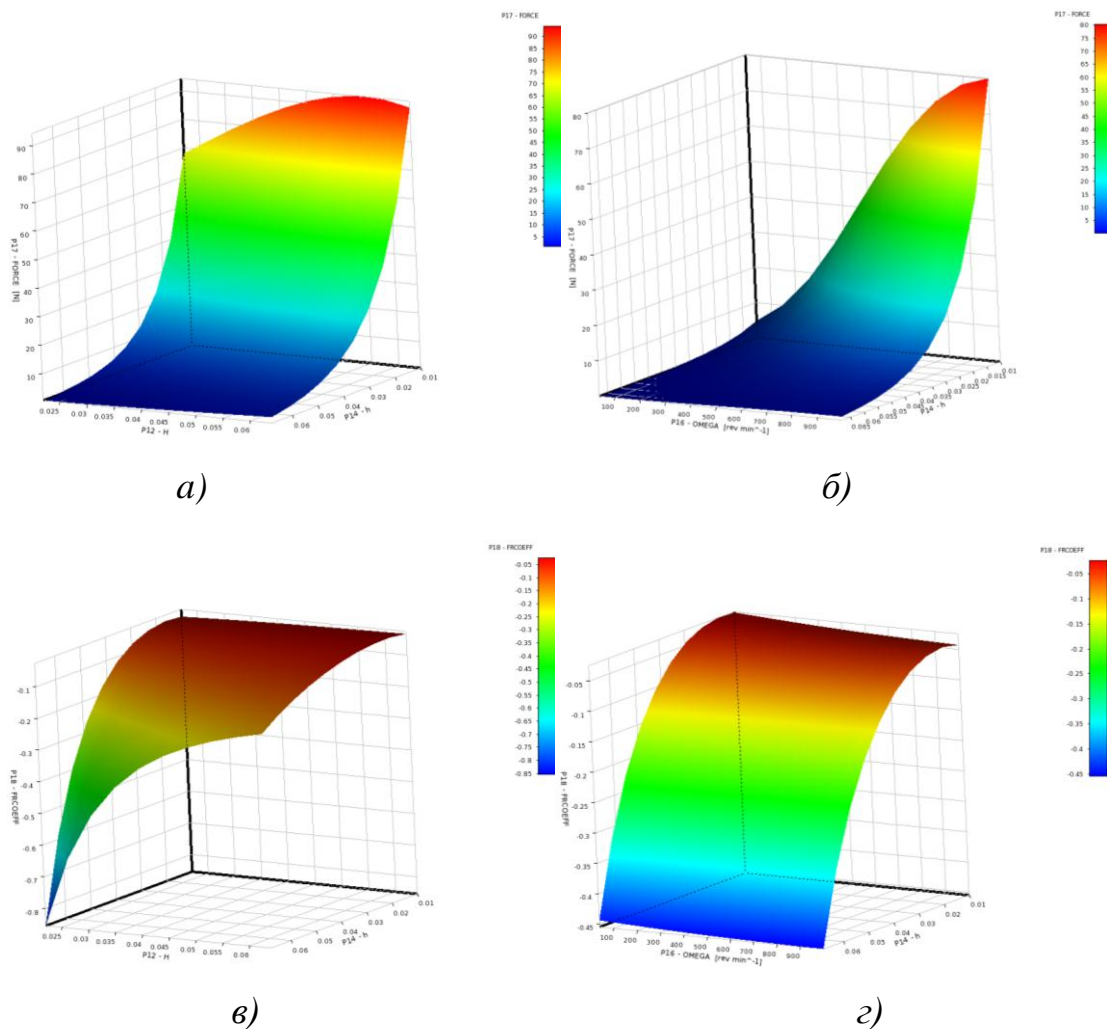


Рисунок 2.17 – Залежності сили гідродинамічного розвантаження P_h (а,б) та коефіцієнта тертя f (в,г) від глибини спіральної канавки H , величини зазору h та частоти обертання n

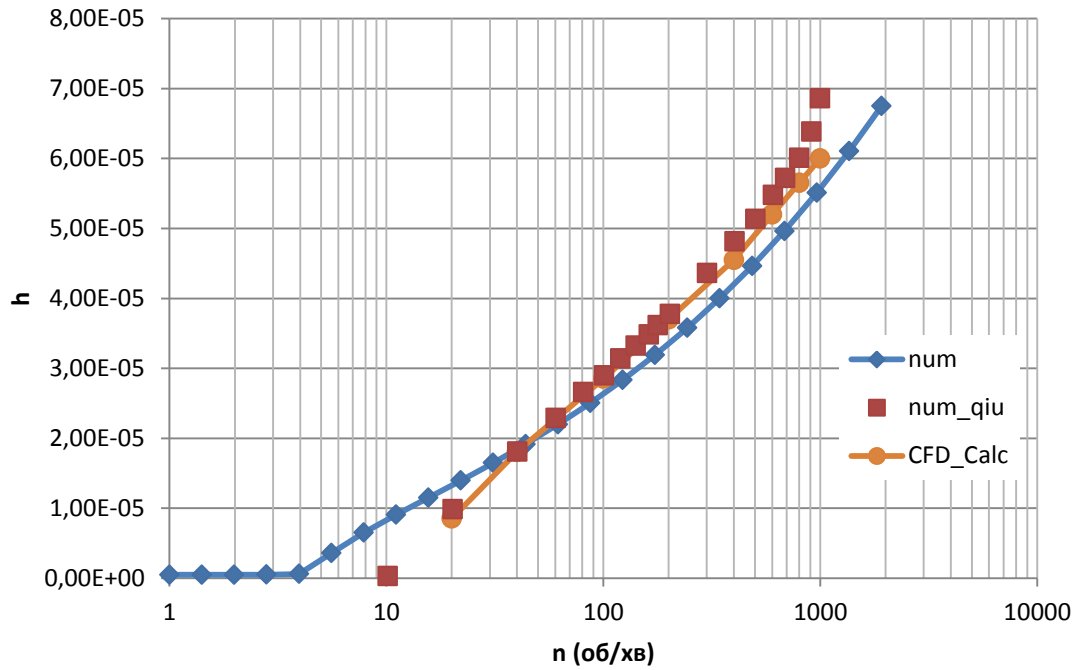


Рисунок 2.18 – Залежність зазору від частоти обертання

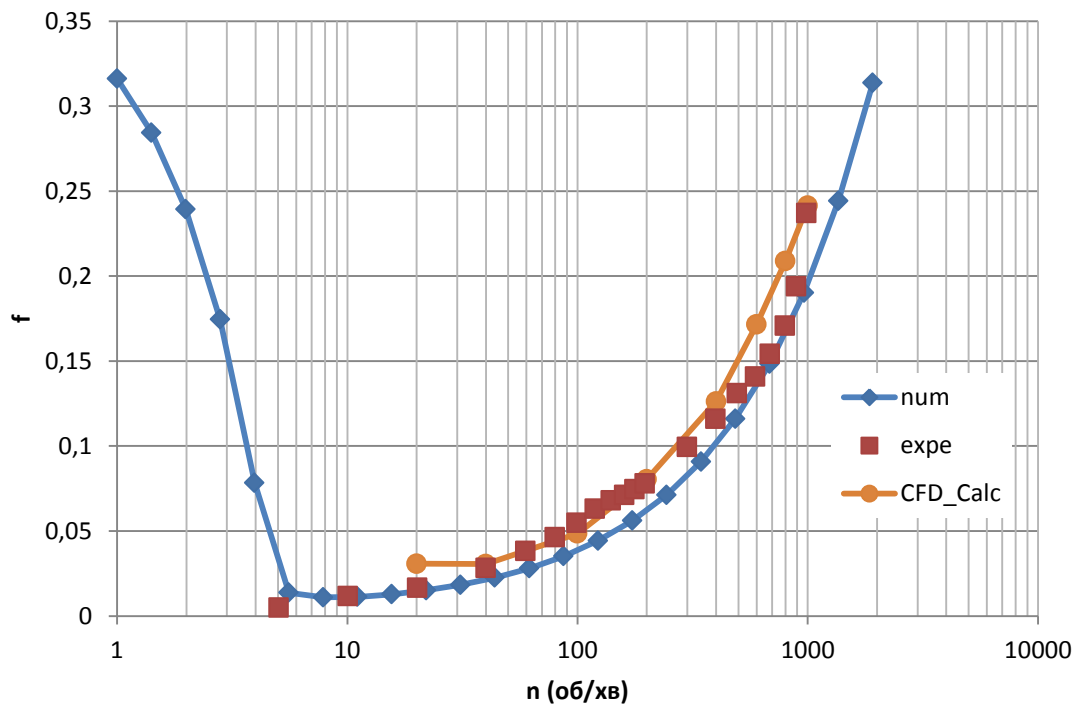


Рисунок 2.19 – Залежність коефіцієнту тертя від частоти обертання

На рисунках 2.18, 2.19 приведені порівняння результатів числового розв'язання рівнянь Рейнольдса, Навьє-Стокса та експерименту. Із рисунку 1.9 (крива Герси-Штрибека) видно, що результати CFD розрахунку достатньо добре співпадають з результатами експерименту.

2.10.4 Висновки

За результатами комп'ютерного моделювання можна зробити наступні висновки:

1. Проведено комп'ютерне моделювання торцевої пари зі спіральними канавками в програмі ANSYS CFX. Порівняння результатів розрахунку, які отримані за допомогою числового розв'язання рівняння Рейнольдса для змазки, числового розв'язання рівняння Навьє-Стокса та результатів експерименту дало задовільне співпадіння.

2. Аналіз результатів розрахунку показує, що сила гідродинамічного розвантаження значно збільшується зі зменшенням зазору та мало змінюється при збільшенні глибини канавки і частоти обертання. Коефіцієнт тертя збільшується зі збільшенням зазору та глибини канавки.

3. При більшому куті спіральної канавки розділення поверхонь відбувається при більшій частоті обертання.

4. Підтверджено можливість використання методів числового розв'язання рівняння Навьє-Стокса (CFD розрахунок в програмі ANSYS CFX) для розрахунку робочих характеристик торцевих пар зі спіральними канавками.

2.11 Розв'язання нестационарної задачі течії газу у запірному торцевому імпульсному ущільненні

2.11.1 Обґрунтування досліджень

При створенні турбомашин різного призначення одна з головних проблем полягає в розробці надійних і герметичними ущільнень [22]. Складність цієї проблеми різко зростає із збільшенням робочого тиску і швидкості обертання ротора. Найбільш поширеними ущільненнями, які використовуються в турбомашинах вважаються механічні ущільнення на газовому змащенні, які у цей час майже повністю замінили ущільнення на рідинному змащенні. Як правило, для таких цілей використовуються пари газодинамічних ущільнень зі спіральними канавками.

Особлива увага повинна приділятися конструкції запірному ущільненню Честертон (4400 Туре) [23], яка використовує разом з газостатичним газодинамічний принцип розвантаження контактної пари. У цьому ущільненні на обертовому кільці пари тертя виконані спіральні канавки, які постійно з'єднані з джерелом буферного середовища через кільцеву канавку, яка виконана на аксиально-рухомому кільці, що не обертається. Для підтримки постійного перепаду тиску між ущільнювальним і буферним середовищем в цю конструкцію ущільнення вбудований регулятор перепаду тиску.

Однак у порівнянні з газодинамічними ущільненнями зі спіральними канавками, торцеві імпульсні ущільнення мають значні переваги: вони простіші у виготовленні і більш економічні [24]. Робота торцевого імпульсного ущільнення супроводжується складними нестационарними гідродинамічними процесами, точне математичне описання яких дуже складне. Тому застосування сучасних універсальних програмних комплексів обчислювальної гідродинаміки, таких як ANSYS CFX, є раціональним для вивчення газодинамічних характеристик запірних імпульсних ущільнень. Тим більше, що існує можливість розв'язання

задачі в нестационарному формулюванні для визначення фактичного поля тиску в зазорі запірною імпульсного ущільнення з урахуванням не тільки радіальних, але і окружний потоків, а також для визначення тиску в камерах і на кільцевому пояску між ними у будь-який момент часу. Такий метод забезпечує точне визначення розподілу тиску і теплові деформації ущільнювальних кілець, а також оптимальні геометричні та енергетичні характеристики, які необхідні для створення надійних ущільнень обертових машин.

2.11.2 Конструкція і принцип роботи запірною торцевого імпульсного ущільнення

Конструкція запірною імпульсного ущільнення з подачею запірною рідини чи газу показана на рисунку 2.20, 2.21. На опорному кільці 1 ущільнення виконані замкнуті камери 4,9 і кільцева запірною канавка 8, яка подає запірною середовище через зовнішні живильники з тиском p_e . На обертовому кільці 2, виконані декілька (2-4) замкнутих радіальних 7 і окружних 6 каналів. Попереднє стискання кільця ущільнення забезпечується сільфоном 3. За короткий проміжок часу, коли радіальний чи окружний живильник зв'язаний з камерою, тиск у камері різко підвищується до величини p_{2max} . Імпульс тиску призводить до сжимання запірною середовища у камері. Протягом періоду часу, коли камера 9,4 повністю ізольована від кільцевої канавки 8 чи зовнішнього живильника 5 від тиску запірною середовища, стиснуте в камері середовище повільно витікає через невеликий (1...5 мкм) торцевий зазор h , і тиск у камері знижується до мінімальної величини p_{2min} , яка менше, ніж будь-яке торцевий зазор. Як результат, осереднений за цей період тиск у камерах 4,9 та відповідно сила тиску, яка розкриває зазор тим менше ніж більше зазор.

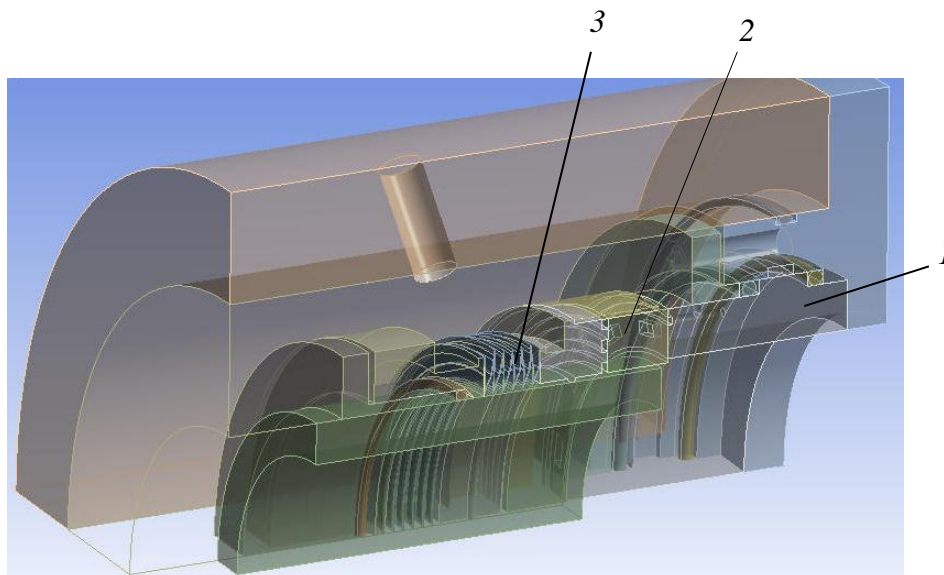


Рисунок 2.20 – Конструкція запірною торцевого імпульсного іщільнення

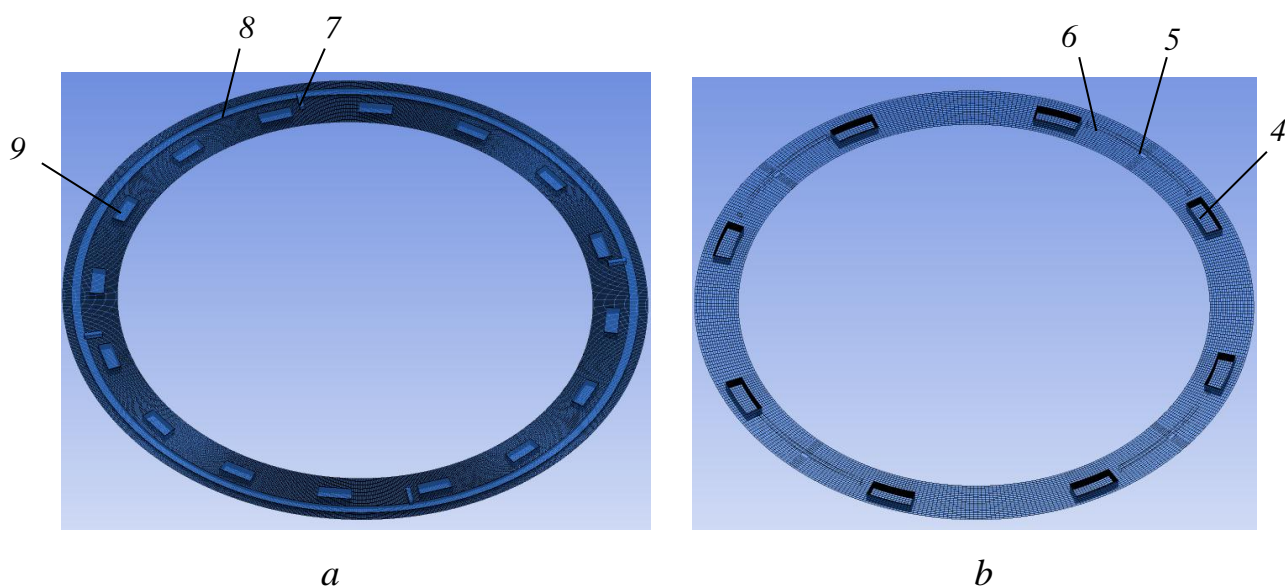


Рисунок 2.21 – Геометрія і гекса сітка розрахункових областей запірних імпульсних ущільнень з безперервним підводом (*a*) і з внутрішніми живильниками (*b*)

Спрощені діаграми тиску на торцевих поверхнях кілець запірною імпульсного ущільнення показані на рисунку 2.22 *a, б*. Аналіз основних теоретичних залежностей приведених в роботах [25,26] показує, що двоступінчате імпульсне ущільнення з дросельним живильником є системою автоматичного регулювання зазору та фактично виконує функції регулятора перепаду тиску. Так

аналіз рівняння рівноваги $F_e + F_k = F_s$ показує, що для підтримки постійного перепаду тисків Δp між ущільнювальним p_1 і усередненим тиском на розвантажувальному пояску камер \bar{p}_2 ($\Delta p = p_1 - \bar{p}_2$) необхідно, щоб зовнішня сила тиску ущільнювального середовища F_e урівноважувалася тією частиною сили тиску в проміжку F_s , яка відповідає площі епюри 1, а сила попереднього стиснення пружин F_k повинна урівноважуватися силою тиску відповідної площі епюри 2 (рис. 2.22 а,б). Величина коефіцієнта навантаження k і зусилля від пружин F_k в цьому випадку визначаються наступними співвідношеннями:

$$k = \frac{A_1 + A_2 + 0.5A_3}{A_c}, \quad F_k = \Delta p(0.5A_1 + A_2 + 0.5A_3),$$

де $A_c = A_1 + A_2 + A_3$ - площа контактної поверхні кільця ущільнення.

Сила стиснення пружин являється по суті зовнішнім настроюванням регулятора перепаду тиску. Робота ущільнення як регулятора перепаду тиску здійснюється таким чином (рис. 2.22 б): так при постійному тиску середовища затвора $p_e > \bar{p}_2$ підвищення тиску ущільнювального середовища p_1 викличе деяке зменшення проміжку h і приведе до збільшення сили, що розкриває торцевий стик F_s за рахунок збільшення тиску $p'_e < p_e$ на виході з дроселя, що підводить, при цьому мінімальний тиск в камері $p_{2\min}$ також підвищиться і відновиться рівновага сил, що діють на аксіальне рухоме кільце, забезпечуючи задане значення перепаду тиску Δp . Підвищення тиску запірною середовища p_e при не змінному ущільнювальному тиску p_1 приведе до збільшення сили тиску в зазорі F_s і викличе незначне підвищення тиску на виході з дроселя p'_e за рахунок збільшення величини зазору h при збереженні постійного значення усередненого тиску на розвантажувальному пояску камер \bar{p}_2 . Таким чином, перепад тиску Δp визначається зовнішнім навантаженням і забезпечується залежністю тиску на виході з дроселя, що підводить p'_e і мінімального тиску в камері $p_{2\min}$ від величини зазору h .

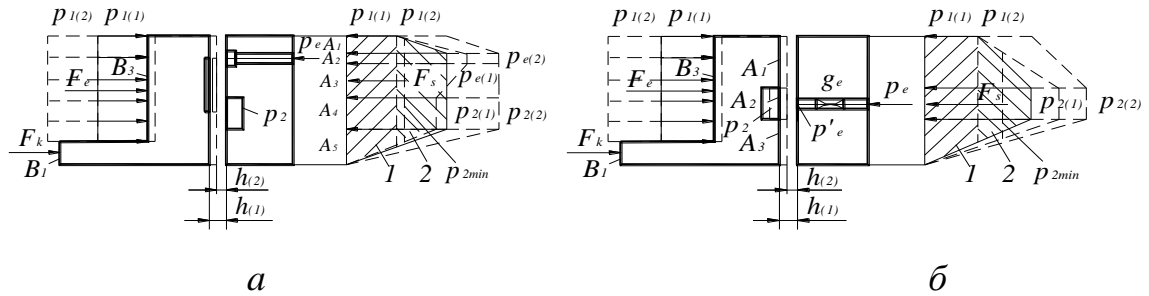


Рисунок 2.22 – Діаграми тиску на торцевих поверхнях кільця запірною імпульсного ущільнення

2.11.3 Результати числового моделювання і обчислювального експерименту

Виконано моделювання нестационарного потоку газу в зазорі торцевих запірних імпульсних ущільнень з безперервним підводом і з внутрішніми живильниками. Використовується нестационарний ротор-статор інтерфейс у програмі Ansys CFX. На рисунку 2.21 *a, b* представлені повні трьохвимірні області ротора та статора. Розрахункова гекса сітка дорівнювала 1.5 млн. комірок. Для числового моделювання вибрані кільця ущільнень з наступними геометричними розмірами: зовнішній радіус - $r_1 = 64$ мм, внутрішній радіус - $r_3 = 52, 54$ мм, ущільнювальний зазор $h = 3,10$ мкм, глибина камери $a = 2,0.3$ мм, глибина живильника $b = 1,0.05$ мм.

Моделювання було виконано для одного повного обороту кільця. Модель робочого середовища – повітря як ідеальний газ. Розглядалась стискальність і тепловий стан потоку газу. Частота обертання - $n = 1500, 15200$ об/хв. Граничні умови: величина запірною тиску $p_e = 0.19, 0.32, 0.37, 2.6$ МПа, величина тиску на виході $p_3 = 0$ МПа, величина ущільнювального тиску визначалась із залежності:

$$p_1 = (F_s - F_k)/A_c.$$

Сила гідростатичного тиску в зазорі F_s визначалась при числовому моделюванні на кожній рівноважній ітерації.

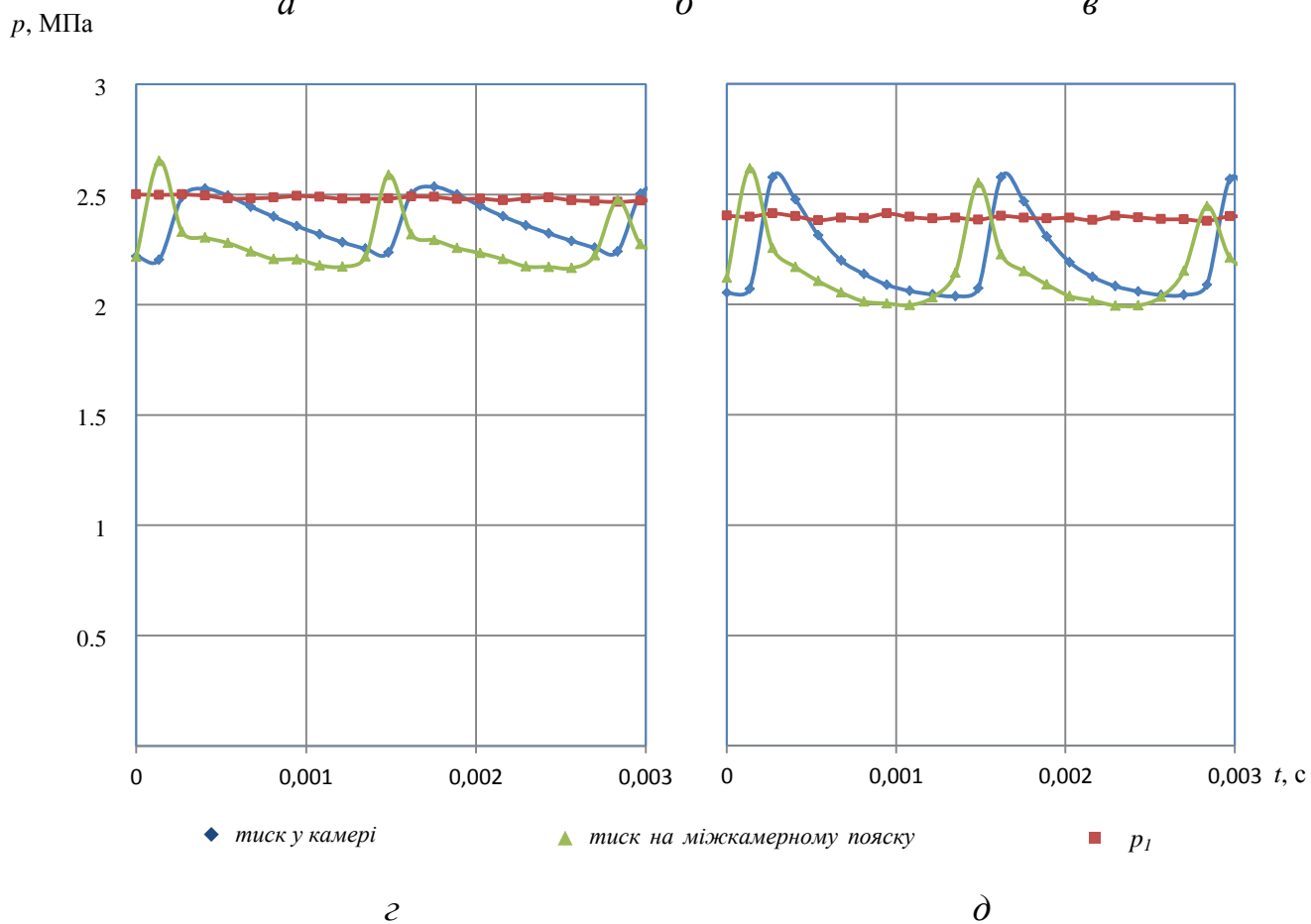
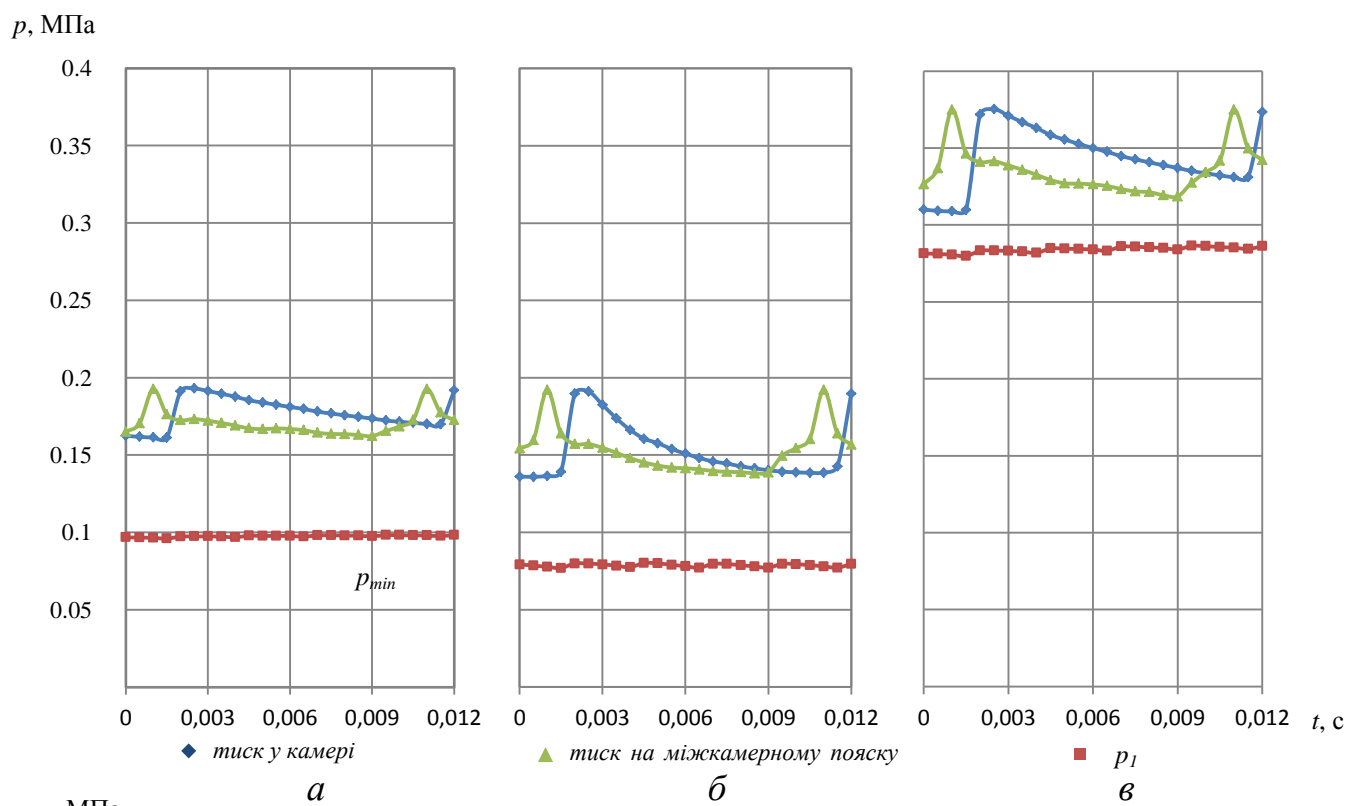


Рисунок 2.23 – Осцилограми тиску в торцевій парі запірного імпульсного ущільнення з безперервним підводом

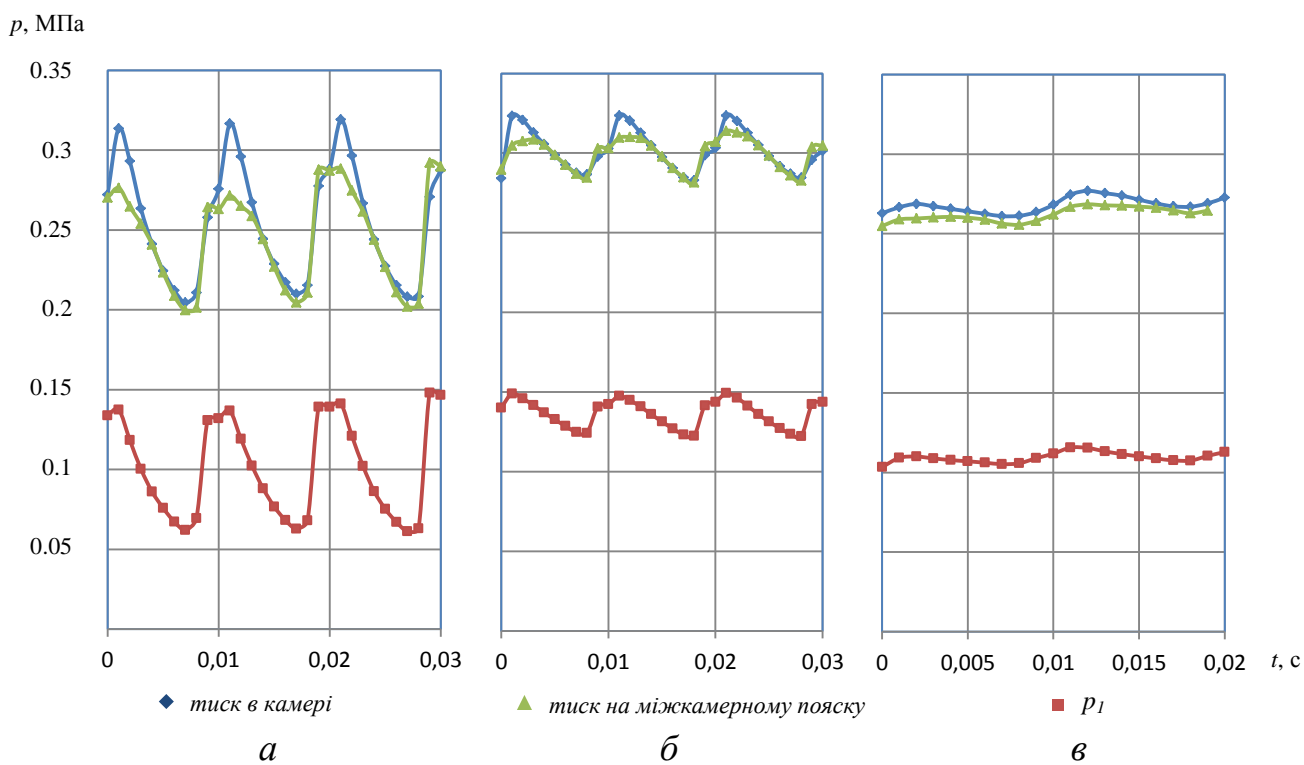


Рисунок 2.24 – Осцилограми тиску в торцевій парі запірною торцевого імпульсного ущільнення с внутрішніми живильниками

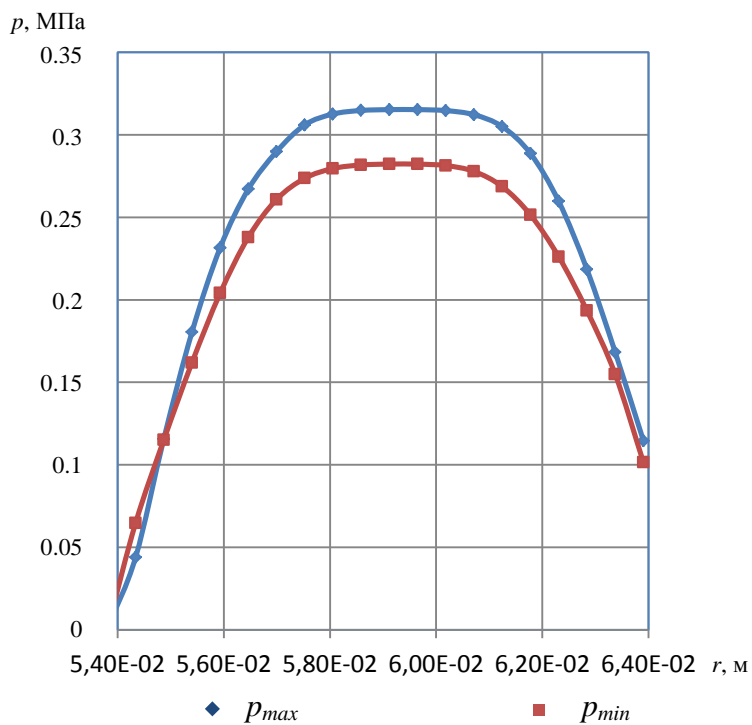


Рисунок 2.25 – Розподіл тиску по радіусу торцевої пари запірною імпульсного ущільнення з внутрішніми живильниками

На рисунках 2.23 *а-д* представлені пульсації тиску в камерах і на міжкамерному пояску для запірного торцевого імпульсного ущільнення з безперервним підводом. Порівняння рисунків 2.23 *а* і 2.23 *б* показує, що незначне підвищення в різниці між запірним і ущільнювальним тиском Δp з 0.09 до 0.11 МПа призводить к суттєвому підвищенню зазору h від 3 до 10 мкм та амплітуди пульсацій тиску в камерах від 0.029 до 0.051 МПа. Різниця тиску $\Delta p = 0.09$ МПа, отримана при постійному зазорі $h = 3$ мкм, зберігається зі збільшенням запірного тиску p_e до 0.37 МПа, але при цьому амплітуда пульсацій тиску в камерах збільшується майже удвічі (рис. 2.23 *в*). Аналіз рисунків 2.23 *г, д* показав, що амплітуда пульсацій тиску збільшується до 0.6 МПа при збільшенні величині запірного тиску і з зменшенням глибини камери від 2 до 0.3 мм (рис. 2.23 *д*), а також дещо зменшується зі збільшенням обертової швидкості до 11200 об/хв.

На рисунку 2.24 *а-в* представлені осцилограми тиску у торцевій парі запірного торцевого імпульсного ущільнення з внутрішніми живильниками. Амплітуда пульсацій тиску знижується зі збільшенням торцевого зазору від 10 мкм (рис. 2.24 *а*) до 3 мкм (рис. 2.24 *б*) і глибини живильника від 1 мм (рис. 2.24 *а, б*) до 0,05 мм (рис. 2.24 *в*).

За рахунок дроселювання тиску у живильнику знижується тиск, який подається в камеру. Розподіл тиску по радіусу пари тертя в різні моменти часу показано на рисунку 2.25.

У цій конструкції ущільнення за рахунок відсутності кільцевої буферної канавки при значному збільшенні буферного тиску може відбутися прорив ущільнювального середовища в атмосферу.

На рисунку 2.26 *а-г* показане поле гідростатичного тиску на торцевих поверхнях кілець запірного імпульсного ущільнення з безперервним підводом і з внутрішніми живильниками у моменти часу, коли живильник з'єднаний з камерою та знаходиться між камерами. Можна замітити, що амплітуда пульсацій тиску в камері збільшується від 0,032 до 0,12 МПа при збільшенні зазору від 3 до 10 мкм в

ущільненні з внутрішніми живильниками (рис. 2.24 *а,б*). Сила гідростатичного тиску є пульсуючою, що пов'язано зі зміною поля тиску в залежності від положення підвідного каналу у випадку, коли неоднакова кількість підвідних і живильних каналів (рис. 2.26 *в, г*). В конструкції запірною імпульсного ущільнення з внутрішніми живильниками можливо підвищити різницю тиску між запірним і ущільнюючим середовищем. У цьому ущільненні буферне середовище «розмазується» по торцевій поверхні живильними каналами, які обертаються. Величина зовнішніх витоків запірною середовища в атмосферу при зазорі 3 мкм становить 2,6 л/хв.

Приклад силових деформацій аксіально-рухомого кільця під дією гідростатичного поля тиску, отриманих в газодинамічному розрахунку, приведений на рисунку 2.27. Цей розрахунок був виконаний за допомогою МСЕ в програмі ANSYS Mechanical. Матеріал кільця - сіліцирваний графіт.

2.11.4 Описання термопружногазодинамічної задачі для торцевого імпульсного газового ущільнення

Гарантований зазор в безконтактних торцевих ущільненнях забезпечується рівновагою осьових сил, які діють на аксіально-рухому втулку. Теплота, що виділяється в торцевому зазорі в результаті в'язкого тертя шарів газу, викликає нерівномірний нагрів ущільнюючих кілець, внаслідок чого в них виникають температурні напруження. Силіві і температурні навантаження викликають деформації ущільнюючих кілець і порушують площинність контактних поверхонь. При мікронних зазорах незначна зміна площинності щілини, у свою чергу, веде до зміни параметрів течії, зокрема, до перерозподілу тиску в зазорі, що, у свою чергу, приводить до зміни величини торцевого зазору. Таким чином, можна виділити чотири основні фізичні явища, які визначають роботу імпульсного торцевого ущільнення: процес газодинамічної течії в торцевій щілині; силове урівноваження аксіально-рухомого кільця; термопружні

деформації ущільнювачих кілець; процес відведення фрикційного тепла, який викликає температурні напруження елементів торцевої пари.

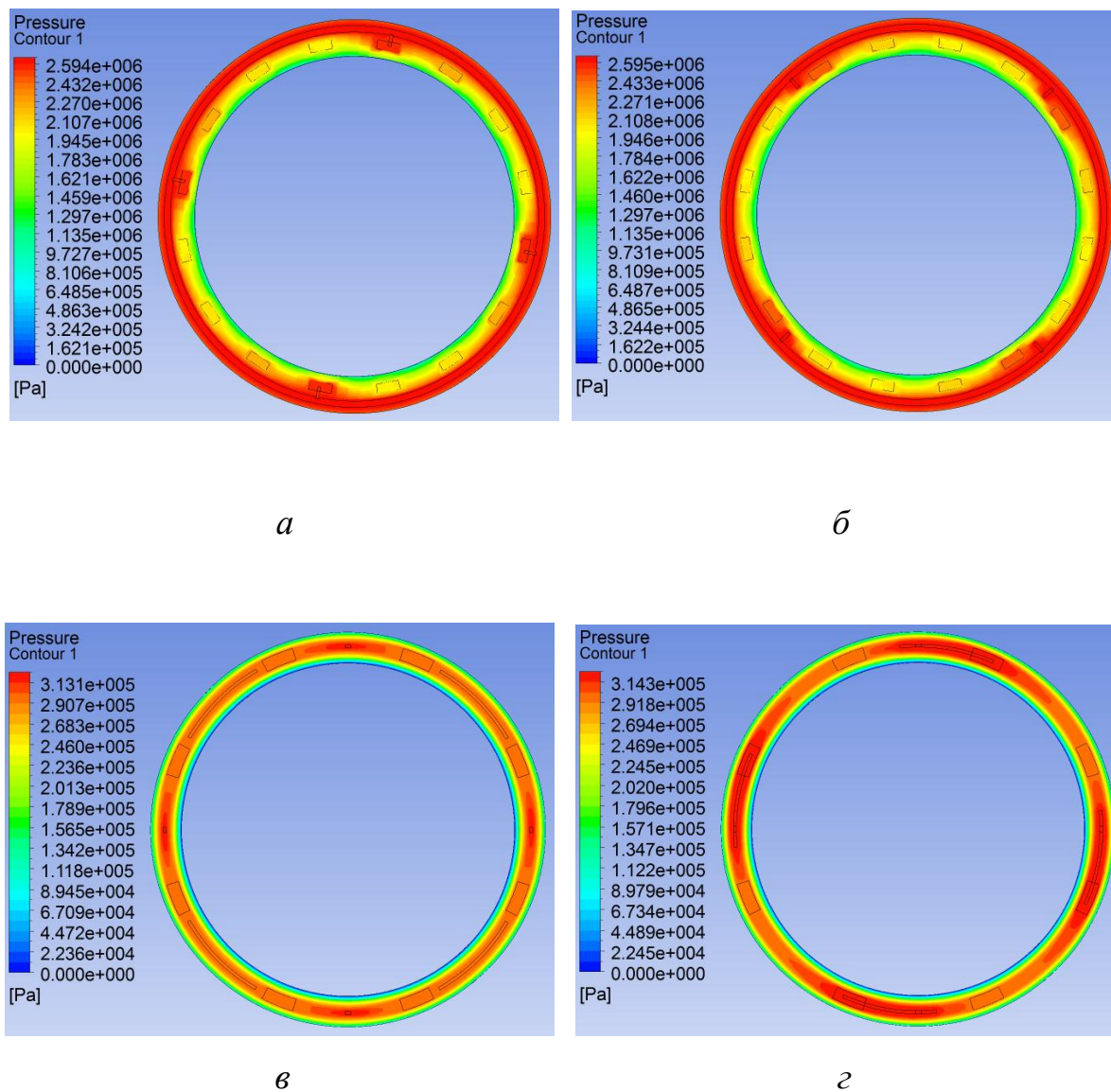


Рисунок 2.26 – Поле гідростатичного тиску на торцевій поверхні запірною імпульсного ущільнення:
з безперервним підводом (*a, б*) і з внутрішніми живильниками (*в, г*)

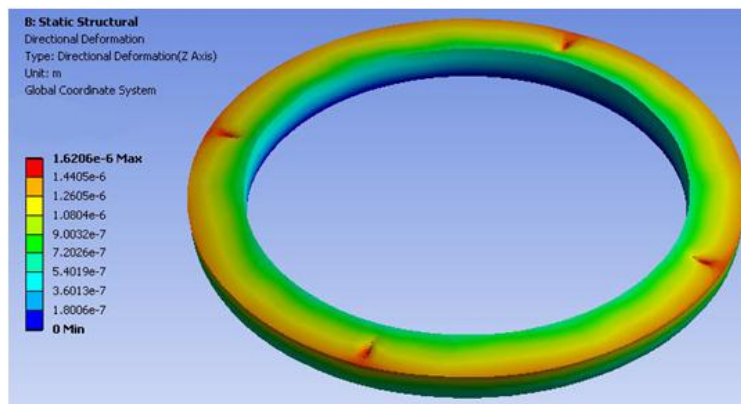
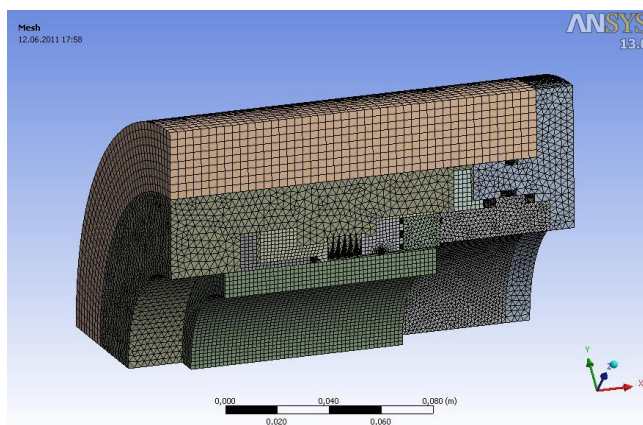
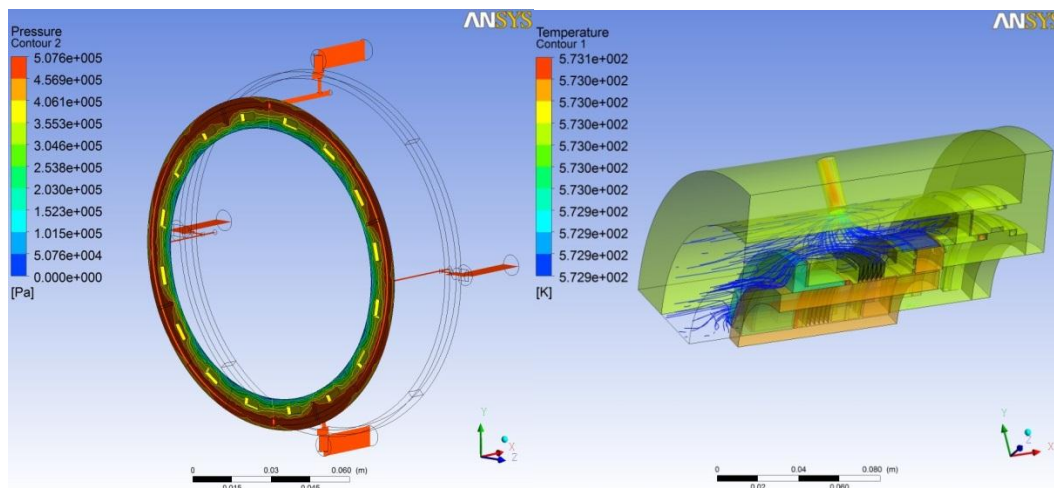


Рисунок 2.27 – Силві деформації аксиально-рухомого кільця запірного імпульсного ущільнення з безперервним підводом



a)



б)

в)

Рисунок 2.28 – Розрахункова тетра сітка a)

і результати розв'язання нестационарної б) і теплової в) задач

Сумісний математичний опис розглянутих процесів складає термопружньогазодинамічну задачу. Така задача розв'язувалась чисельно за допомогою програмного комплексу ANSYS. На початку розв'язувалась нестационарна задача течії газу у зазорі запірною імпульсного ущільнення, потім теплова задача з урахуванням течії охолоджуючого середовища. Розрахункова сітка та результати розрахунку конструкції запірною імпульсного ущільнення приведені на рис. 2.11.

2.11.5 Висновки

1. Виконано комп'ютерне моделювання торцевої пари зі спіральними канавками в програмі ANSYS CFX. Порівняння результатів розрахунку, які отримані за допомогою числового розв'язання рівняння Рельйнольдса для змащення, числового розв'язання рівняння Навьє-Стокса та результатів експерименту дало задовільне співпадіння.

2. Виконано комп'ютерне моделювання нових конструкцій запірних імпульсних ущільнень: розв'язання нестационарної течії газу та визначення силових деформацій кілець ущільнень.

3. Запірне імпульсне ущільнення є системою автоматичного регулювання зазору і виконує функції регулятора перепаду тиску.

4. Торцеві імпульсні ущільнення мають значні переваги у порівнянні з газодинамічними ущільненнями зі спіральними канавками - вони простіші у виготовленні і більш економічні.

5. Підтверджено можливість використання методів числового розв'язання рівняння Навьє-Стокса (CFD розрахунок в програмі ANSYS CFX) для розрахунку робочих характеристик торцевих безконтактних ущільнень.

3 РАДІАЛЬНО-ОСЬОВІ КОЛИВАННЯ РОТОРА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА З СИСТЕМОЮ АВТОРОЗВАНТАЖУВАННЯ

3.1 Вступ

Проблеми динаміки роторів високонапірних відцентрових насосів пов'язані з аналізом взаємозв'язку осьових і радіальних коливань ротора.

Осьові сили, що діють на ротори багатоступеневих високооборотних насосів, вимірюються десятками тонн, а їх врівноваження найчастіше здійснюється за допомогою автоматичних пристроїв. Їх називають також автоматами розвантаження, системами авторозвантажування, гідроп'ятами. На них дроселюється майже повний напір насоса, тому вони здатні виконувати функції важко навантажених радіально-упорних гідростатичних підшипників [27-30]. Останнім часом ця здатність врівноважуючих пристроїв все частіше використовується в конструкціях насосів без виносних опор [31,32]. Для таких конструкцій прогнозування вібраційного стану стає особливо актуальним.

Основними елементами автоматів розвантаження (рис. 3.1) є циліндричний *I* і торцевий *II* дроселі, які розділені камерою *III*. Тиск p_2 в камері діє на розвантажувальний диск *3* і створює врівноважуючу силу F_z . Тиск в камері залежить від гідравлічних провідностей циліндричного і торцевого дроселів (розглядається конструкція без зовнішнього циліндричного дроселя). У свою чергу провідність циліндрового дроселя з постійним середнім радіальним зазором H_1 залежить від ексцентриситету r , тобто від радіальних зміщень ротора відносно співвісного положення, від його радіальних коливань. Провідність торцевого дроселя за відсутності кутових коливань диска визначається величиною торцевого зазору z , тобто осьовими коливаннями ротора.

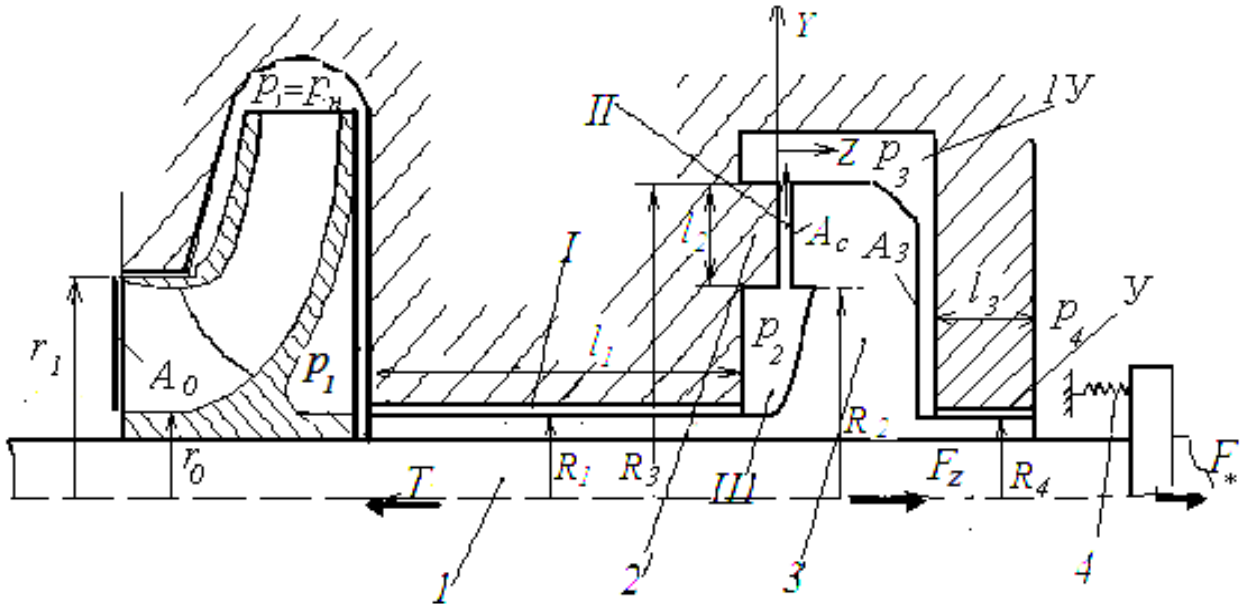


Рисунок 3.1 - Расчетная схема уравновешивающего устройства

У циліндровому дроселі виникають гідродинамічні радіальні сили [29,34], які визначають характер радіальних коливань ротора. Одна з цих сил - сила гідростатичної жорсткості, пропорційна дроселюючому перепаду тиску $\Delta p_1 = p_1 - p_2$, тобто прямо залежить від тиску p_2 в камері, а значить і від осьових коливань. Таким чином, радіальні і осьові коливання виявляються взаємозв'язаними, що підтверджується результатами вимірювань [35,36,37].

Експерименти проводилися на насосі шахтного водовідливу з номінальною (по технічному паспорту) подачею $Q_n = 490 \text{ м}^3/\text{год}$ і номінальним тиском нагнітання $p_n = 2,8 \text{ МПа}$. Насос має чотири ступені, частота обертання ротора $n = 1480 \text{ об/мин}$. Дослідження велися в умовах експлуатації на одній з кам'яновугільних шахт Силезького вугільного басейну (Польща). Вузол врівноважуючого пристрою має особливість: опорний диск 2 (рис. 3.2) кріпиться в корпусі через пружну еластомірну підкладку 1. Завдяки цьому пристрій надійно працює на менших ($\sim 0,05 \text{ мм}$), ніж звичайно прийнято ($0,1-0,15 \text{ мм}$), торцевих зазорах. На валу 5 закріплений розвантажувальний диск 3. На режимах пуску-зупинки і на сталому перевантажувальному режимі ($Q = 1,25 Q_n$, $p_1 = 2,15 \text{ МПа}$)

тензометричними датчиками записувався тиск нагнітання і тиск в камері III гідроп'яти. Для відбору тиску з камери використовувалася імпульсна трубка 4. Токовихрові датчики 6 реєстрували радіальні коливання валу, а датчик 7 - осьові коливання.

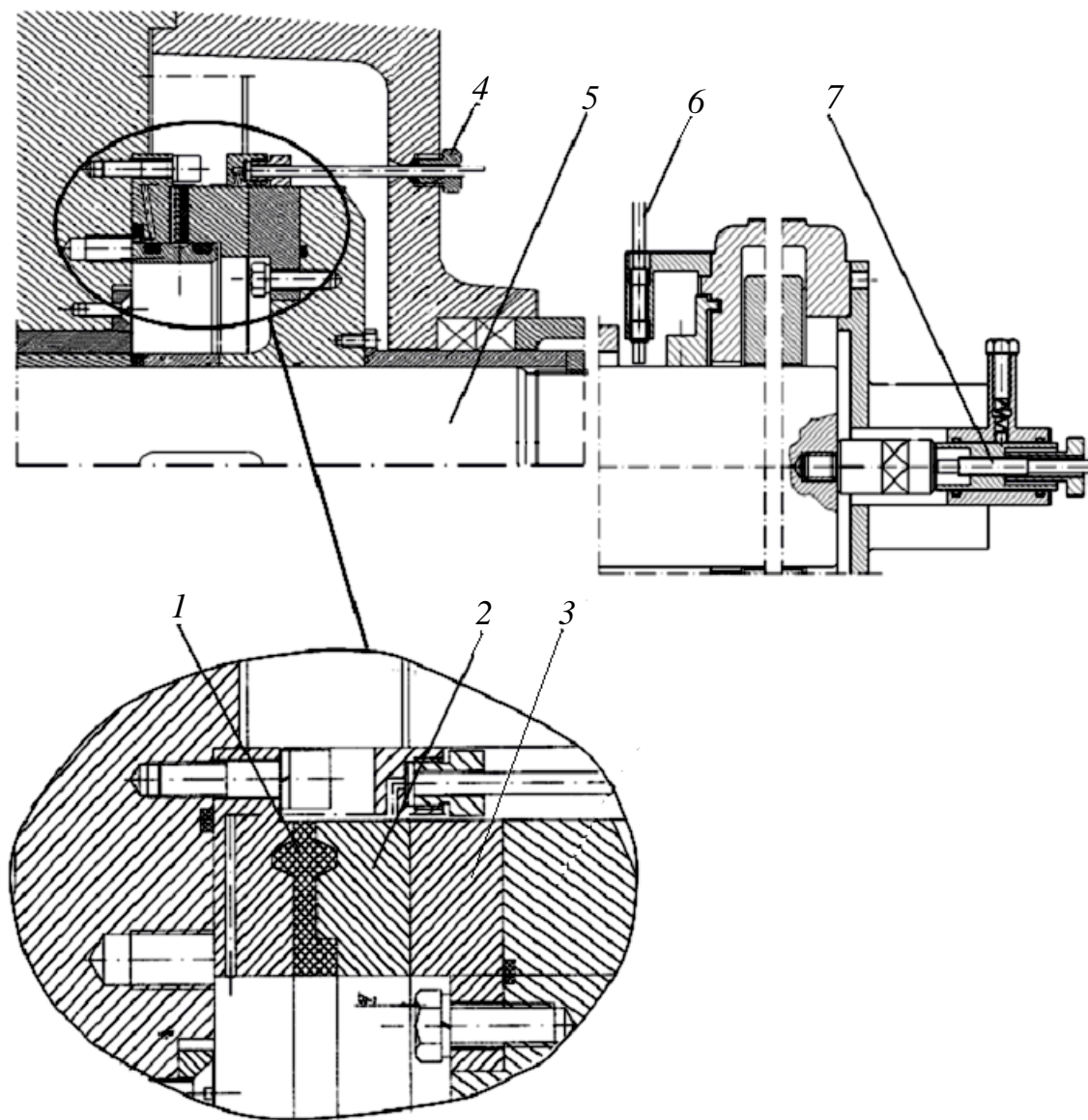


Рисунок 3.2 - Вузол авторозвантажування досліджуваного насоса

Характерні результати вимірювань показані на рис. 3.3. З осцилограм видно, що частота основної гармоніки всіх коливань дорівнює частоті обертання ротора.

Фази коливань тиску в камері III і радіальних коливань валу співпадають, а осьові коливання декілька відстають по фазі, що виразніше видно на рис. 3.4. Амплітуда радіальних коливань складає приблизно $0,02$ мм, осьових - $0,01$ мм, а тиск в камері - $0,015$ МПа.

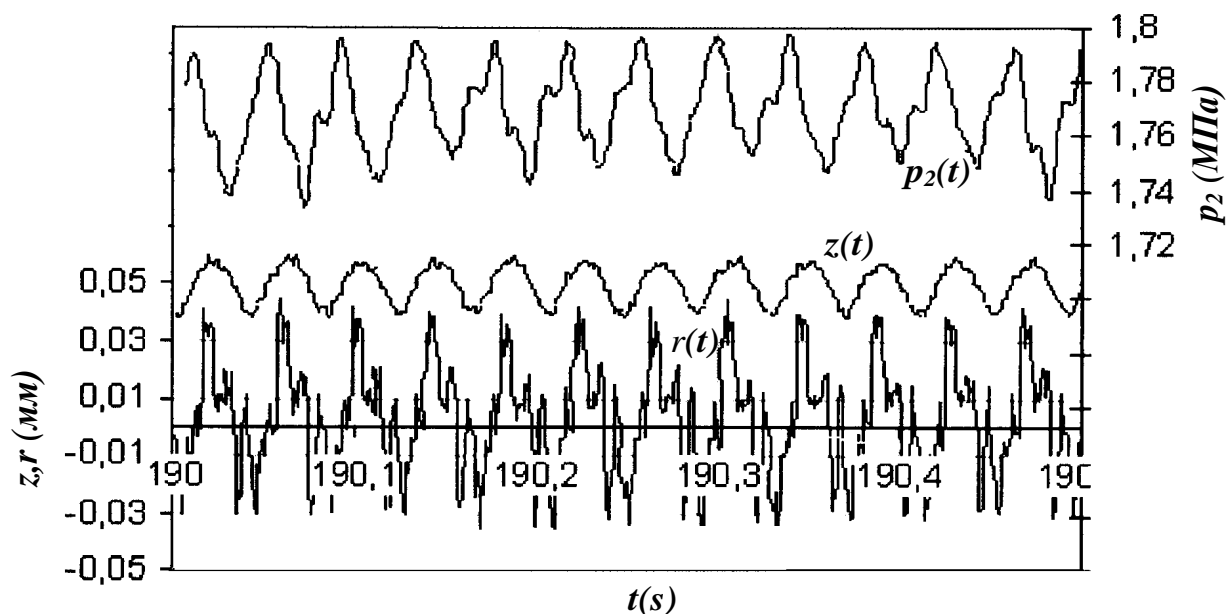


Рисунок 3.3 - Осцилограми радіальних і осьових коливань, а також тиску в камері на сталому режимі роботи насоса

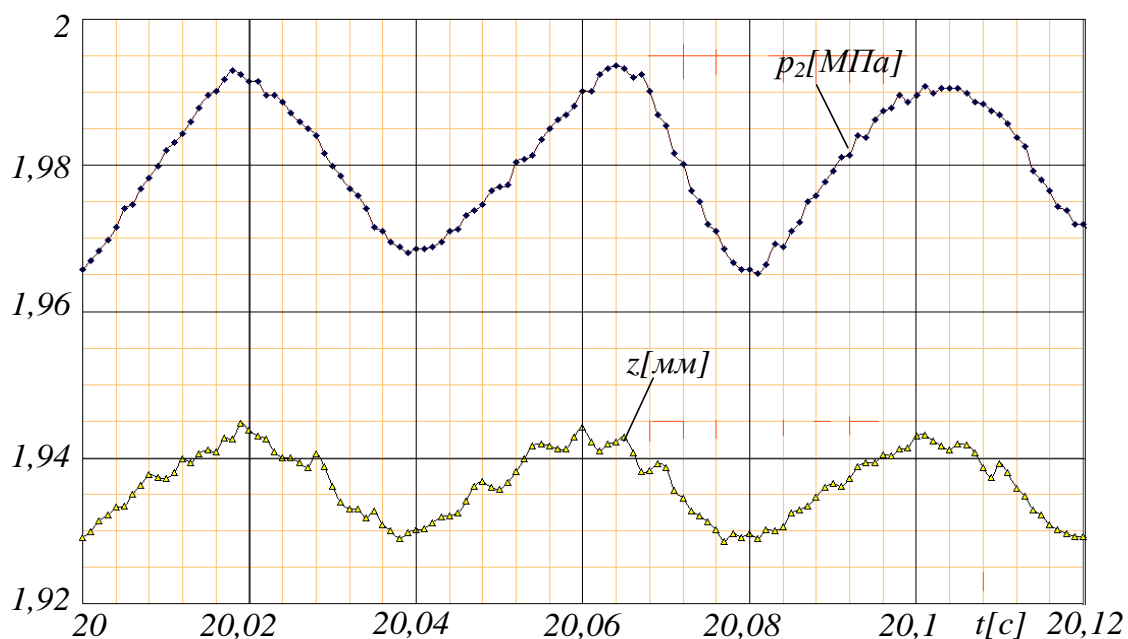


Рисунок 3.4 - Осцилограми осьових коливань ротора і коливань тиску в камері гідроп'яти

Потрібно відзначити, що в даному насосі, який перекачує забруднену воду, радіальний зазор H_1 в кільцевому дроселі складає $0,45$ мм. Через це амплітуда відносного ексцентриситету r_a/H_1 , що викликається радіальними коливаннями валу з амплітудою $r_a < 0,04$ мм, не перевищувала значення $0,1$. Такий малий ексцентриситет не міг викликати досить великих коливань тиску в камері і, відповідно, великих осьових коливань. Проте, вимірювання підтвердили, що радіальні і осьові коливання зв'язані через тиск в камері III гідроп'яти.

Оскільки вузол авторозвантажування високо навантажений, забезпечення його надійності вимагає ретельного аналізу на стадії проектування процесів, особливо динамічних, що супроводжують його роботу. У даному розділі розглянуті сумісні радіально-осьові коливання моделі ротора відцентрового насоса з системою авторозвантажування.

3.2 Постановка задачі

У роботі [36] розглянуті осьові коливання ротора, обумовлені його радіальними коливаннями, що представляють наперед задані зовнішні кінематичні дії. Тут же виводяться лінеаризовані рівняння сумісних радіально-осьових коливань простої одномасової моделі жорсткого ротора з автоматичним врівноважуючим пристроєм (рис. 3.5). Диск має статичну неврівноваженість: його центр мас зміщений щодо геометричного центру на величину a . Досліджуються вимушені коливання системи під дією відцентрової сили неврівноваженої маси $F = ma\omega^2 e^{i\omega t}$ і врівноваженої осьової сили T , яка діє на ротор насоса і залежить від тиску нагнітання p_1 . В процесі роботи насоса пульсації тиску нагнітання відбуваються з частотою кратною частоті обертання ротора, і викликають відповідні пульсації осьової сили, тому $T = T_0 + T_a e^{ik_f \omega t}$, де k_f - коефіцієнт кратності. Надалі розглядатимемо тільки основну гармоніку: $k_f = 1$. Кутові коливання диска не враховуються через їх порівняну малість. Наприклад, довжина

валу багатоступеневого відцентрового насоса $L \sim 2m$, а можливе прогинання обмежується радіальними зазорами в шпаринних ущільненнях, величина яких $H_1 \sim 3 \cdot 10^{-4} m$. При цьому кут повороту перетину валу на опорі має порядок $\vartheta \sim 2H_1/L \sim 3 \cdot 10^{-4} \text{ рад} \sim 1'$. Такі кути повороту не виходять за межі точності виготовлення і збірки машини.

Гармонічні зовнішні сили F, T викликають відповідні гармонічні коливання ексцентриситету: $r = e_0 + r_a e^{i\omega t}$ і провідності кільцевого дрoселя (e_0 - початкове, статичне відхилення осі валу від осі втулки, r_a - амплітуда коливань осі валу відносно початкового ексцентриситету e_0).

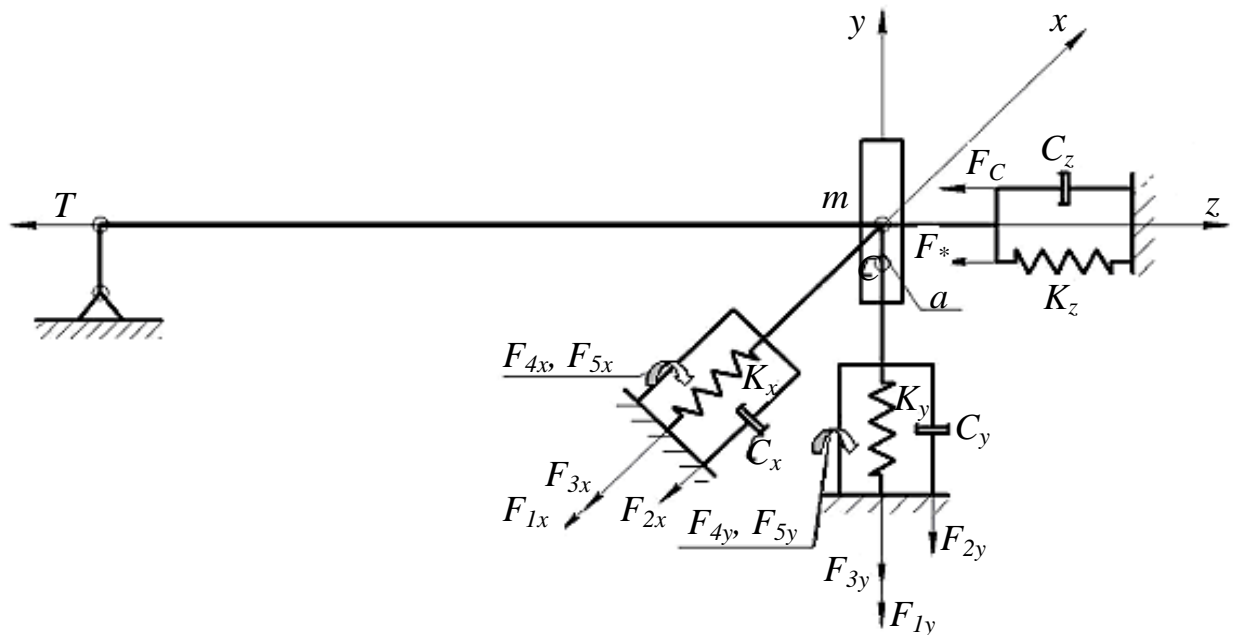


Рисунок 3.5 – Одномасова модель жорсткого ротора з автоматичним врівноважуючим пристроєм

Залежність провідності кільцевого дрoселя від ексцентриситету, тобто від радіальних коливань валу більш всього виявляється на ламінарних режимах течії рідини: при максимальному ексцентриситеті $e_0 = H_1$ провідність збільшується в 2,5 рази в порівнянні з провідністю концентричного дрoселя

($e_0 = 0$). На турбулентних режимах це збільшення не перевищує 20% [29]. Висконапірні багатоступеневі відцентрові насоси розвивають тиск нагнітання до 30МПа і вище. Майже весь цей тиск дроселюється, як правило, на циліндричному і торцевому каналах системи автоматичного врівноваження осьових сил, які діють на ротор насоса. При такому тиску навіть у вузьких ($0,3 - 0,1\text{ мм}$) каналах числа Рейнольдса набагато перевищують критичне значення, і режим течії відповідає автотурбулентній області. Лише на порівняно низьконапірних насосах режим течії в каналах системи авторозвантажувача може зберігатися ламінарним. Проте, нижче аналіз динаміки системи ротор-авторозвантажувача проводиться як для ламінарного режиму, що порівняно рідко зустрічається, на якому особливо виявляється зв'язок радіальних і осьових коливань, так і для більш поширеної автотурбулентної течії.

Система врівноваження розглядається як система автоматичного регулювання, для якої торцевий зазор z і витрата - регульовані величини, осьова сила тиску на врівноважуючий диск F_z - регулююча дія. Зовнішніми діями є: 1 - тиск нагнітання $p_1 = p_n$, який може змінюватися по гармонічному закону; 2 - врівноважувальна осьова сила T , яка діє на ротор насоса; 3 - відцентрова сила неврівноваженої маси $F = ma\omega^2 e^{i\omega t}$, що обумовлена статичною неврівноваженістю - зміщенням центру мас диска відносно його геометричного центру на величину a . Тиск на виході - задана постійна величина: $p_3 = \text{const}$.

Осьова сила, яка діє на ротор, як правило, пропорційна тиску нагнітання $T = C_p p_n$. Тиск при постійній частоті обертання ротора може цілеспрямовано змінюватися за рахунок зміни характеристики мережі, на яку працює насос, тобто дросельним регулюванням. Менш витратним, як правило, є регулювання тиску нагнітання зміною частоти обертання, яке вимагає регульованого приводу. Це може бути гідромуфта, гідравлічна, парова або газова турбіна, двигун внутрішнього згорання, асинхронний двигун, що живиться через регульований

перетворювач частоти. При частотному регулюванні осьова сила пропорційна квадрату частоти обертання $T = C_\omega \omega^2$.

У деяких насосних агрегатах на загальному валу розташовуються ступені насоса і приводної газової турбіни. Складова осьової сили, яка діє на ступені турбіни, не залежить від тиску нагнітання насоса. В цьому випадку сумарна врівноважувана осьова сила не пов'язана з тиском нагнітання простою залежністю $T = C_p p_n$, і її, як і тиск нагнітання, можна вважати незалежною зовнішньою дією.

Таким чином, можливі три основні варіанти:

I - незалежна осьова сила T_I ;

II - сила, пропорційна тиску нагнітання при постійній або квазіпостійній частоті обертання (дросьельне регулювання тиску) $T_{II} = C_p p_n$;

III - сила і тиск нагнітання, пропорційні квадрату частоти обертання ротора $T_{III} = C_\omega \omega^2$, $p_n = nB\omega^2$.

У останньому варіанті узагальненою зовнішньою дією, окрім неврівноваженої гармонійної відцентрової сили Φ_u , виступає частота обертання, яка змінюється плавно, квазістатично і не є гармонійним збудженням. Тому надалі розглядатимемо, в основному, перші два варіанти. Залежність осьової сили від частоти обертання враховується тільки в статичному розрахунку.

Осьова сила віджимного пристрою 4 (рис. 3.1) $F_* = k(\Delta - z)$, направлена у бік збільшення торцевого зазору; k - жорсткість пружних елементів, Δ - їх попередня деформація. Силу попереднього стиснення пружних елементів $k\Delta$ можна розглядати як задавальну дію; вважатимемо $k\Delta = const$.

В результаті, в осьовому напрямі (рис. 3.1) на ротор діють врівноважувальна сила $T = T_0 + T_a e^{i\omega t}$, сила жорсткості віджимного пристрою F_* і врівноважуюча сила тиску F_z , яка діє на врівноважувальний диск 3. Зовнішня сила в'язкого опору осьовим коливанням приймається лінійною, тобто пропорційної осьової

віброшвидкості: $F_c = -cz$. У запропонованому аналізі не враховується інерційний (реактивний) опір рідини в рівняннях балансу витрат.

У кільцевому ексцентричному зазорі з малою конусністю \mathcal{G} між нерухомою втулкою і внутрішнім циліндром, що обертається, при радіальних коливаннях внутрішнього циліндра і при дроселюванні осьового перепаду тиску $\Delta p_1 = p_1 - p_2$ виникають радіальні сили різної природи. Завдяки цьому вузол авторозвантажувача виконує функції радіально-упорного гідростатичного підшипника. Напірна течія породжує силу гідростатичної жорсткості або консервативну силу F_3 , пропорційну радіальному зміщенню валу. Потоку витиснення, що обумовлений радіальними коливаннями валу, відповідають сила в'язкого опору або демпфіруюча сила F_2 , пропорційна радіальній швидкості центру валу, і неконсервативна позиційна або циркуляційна сила F_5 , що залежить від частоти обертання ротора. Інерція нестационарного спірального потоку в кільцевому каналі викликає появу сили інерції F_1 приєднаної маси рідини, її відцентрову і гіроскопічну складові. З них важливе значення має гіроскопічна складова F_4 [39].

Природно, пропонована модель далека від реальної конструкції багатоопорного ротора з розподіленими параметрами. Проте, результати її аналізу дають достатньо адекватну якісну картину динамічних процесів, які супроводжують роботу ротора насоса з системою авторозвантажувача, що підтверджується приведеними вище експериментальними дослідженнями.

3.3 Статичний розрахунок

Статичний розрахунок зводиться до побудови статичних характеристик, тобто сталих залежностей торцевого зазору і витрати від осьової сили і ексцентриситету. Ці характеристики можна знайти з рівняння осьової рівноваги ротора і рівняння балансу витрат.

Для турбулентних режимів течії рідини в дроселюючих каналах статичний розрахунок не відрізняється від розрахунку системи врівноваження без додаткового дроселя: $g_3 = \infty$, $p_3 = const$, $p_4 = 0$. Лише в кінцевих формулах статичних і витратних характеристик відображається залежність провідності турбулентного циліндрового дроселя від відносного ексцентриситету. На ламінарних режимах течії у зв'язку з лінійною залежністю витрати від перепаду тиску декілька зміняться рівняння балансу витрат, тому розрахунок для ламінарних течій виконується більш детально.

Рівняння осьової рівноваги ротора $T = F_z + F_*$. Осьову силу визначатимемо для трьох вказаних вище варіантів умов роботи насоса. Для лінійної зміни тиску по радіусу торцевого зазору стале значення регулюючої дії визначається виразом:

$$F_z = A_2 p_2 + 0,5 A_c (p_2 + p_3) = A_e (p_2 - p_3), \quad A_e = A_2 + 0,5 A_c. \quad (3.1)$$

Приведемо сили (окрім F) і тиск до безрозмірного вигляду. У якості A_0 , як і раніше, будемо, приймати площу вхідної воронки робочого колеса: $A_n = A_0$ (рис. 3.1); у якості p_n - номінальне значення тиску нагнітання насоса: $p_n = p_{in}$.

$$\tau_I = \frac{T}{A_0 p_n}, \quad \tau_{II} = c_p \psi_1, \quad c_p = \frac{C_p}{A_0}, \quad \tau_{III} = c_\omega \omega^2, \quad c_\omega = \frac{C_\omega}{A_0 p_n}, \quad (3.2)$$

$$\varphi = \frac{F_z}{A_0 p_n} = \sigma (\psi_2 - \psi_3), \quad \chi = \frac{F_*}{A_0 p_n} \approx \frac{k \Delta}{A_0 p_n}, \quad (z \ll \Delta), \quad \sigma = \frac{A_e}{A_0}, \quad (3.3)$$

$$\psi_1 = \frac{p_1}{p_n}, \quad \psi_2 = \frac{p_2}{p_n}, \quad \psi_3 = \frac{p_3}{p_n}.$$

Коефіцієнти C_ω , C_p визначаються за формулами (8.10) і (8.11) [40].

На підставі (8.9) [40] для третього варіанту умов роботи насоса, як і (9.22)

$$p_1 = p_n = nB\omega^2, \quad p_n = nB\omega_n^2, \quad \psi_1 = \omega^2 / \omega_n^2.$$

Рівняння осьової рівноваги в безрозмірному вигляді

$$\varphi = \tau - \chi.$$

Вираз осьової сили тиску F_z містить невідомий поки тиск p_2 в камері III гідроп'яти. Він знаходиться з рівняння балансу витрат, яке в положенні рівноваги зводиться до рівності витрат через послідовно сполучені кільцевий (Q_1) і торцевий (Q_2) дроселі. У динаміці рівняння балансу витрат включає додаткові витрати витіснення і стиснення, тому тиск ψ_2 в динаміці відрізняється від тиску в статиці. Відповідно відрізняються сили φ - регулюючі дії. У статиці кожної сталої комбінації значень зовнішніх дій і дій, що задаються ψ_1, τ, F, χ відповідає своє стає значення регульованої величини – торцевого зазору u_z , а також витрати Q .

Рівняння балансу витрат на ламінарних режимах відрізняються від (9.2) [40] залежністю витрати від дроселюючого перепаду тиску (величини, що відносяться до турбулентної течії, відмічаються додатковим нижнім індексом «*m*»):

$$Q_1 = g_1(p_1 - p_2) = Q_2 = g_2(p_2 - p_3) = Q = g_e(p_1 - p_3), \quad (3.4)$$

$$Q_{1m} = g_{1m}\sqrt{p_1 - p_2} = Q_{2m} = g_{2m}\sqrt{p_2 - p_3} = Q_m = g_{em}\sqrt{p_1 - p_3},$$

де провідності ламінарного і турбулентного кільцевого і торцевого дроселів без урахування місцевих опорів визначаються формулами [29]:

$$g_{1n} = \frac{\pi R_1 H_1^3}{6 \mu l_1}, \quad g_{2n} = \frac{\pi R_2 H_2^3}{6 \mu l_2}; \quad g_{1mn} = 4 \frac{\pi R_1 H_1^{1,5}}{\sqrt{\rho l_1 \lambda_1}}, \quad g_{2mn} = 4 \frac{\pi R_2 H_2^{1,5}}{\sqrt{\rho l_2 \lambda_2}}; \quad (3.5)$$

$$g_1 = g_{1n}(1 + 1,5\varepsilon_0^2), \quad g_2 = g_{2n}u_z^3, \quad g_s = g_1 + g_2, \quad (3.6)$$

$$g_e = \frac{g_1 g_2}{g_1 + g_2}, \quad g_{en} = \frac{g_{1n} g_{2n}}{g_{1n} + g_{2n}};$$

$$g_{1m} = g_{1mn}(1 + 0,19\varepsilon_0^2), \quad g_{2m} = g_{2mn}u_z^{1,5}, \quad g_s^2 = g_1^2 + g_2^2, \quad (3.7)$$

$$g_{em}^2 = \frac{g_{1m}^2 g_{2m}^2}{g_{1m}^2 + g_{2m}^2}, \quad g_{emn}^2 = \frac{g_{1m}^2 g_{2mn}^2}{g_{1m}^2 + g_{2mn}^2};$$

$$|\bar{r}_0| = e_0, \quad \varepsilon = \frac{|\bar{r}|}{H_1}, \quad \varepsilon_0 = \frac{e_0}{H_1}; \quad (3.8)$$

g_e, g_{em} - еквівалентні провідності двох послідовно сполучених ламінарних і турбулентних дроселів, H_1 - середній радіальний зазор циліндрового дроселя I ; H_2, z - відповідно базове (оптимальне) і поточне значення торцевого зазору;

e_0 - початковий ексцентриситет осі валу відносно осі втулки; l_1 - довжина кільцевого зазору, $l_2 = R_3 - R_2$ - радіальна протяжність торцевого зазору, μ - динамічна в'язкість робочої рідини. Турбулентні провідності з урахуванням місцевих опорів представлені формулами (9.5) [40].

Провідність циліндрового дроселя визначається модулем ексцентриситету \bar{r} , а не його напрямом, тому матимемо на увазі, що у виразах провідності g_1, g_{1m} відносний ексцентриситет є скалярною величиною.

З перших рівностей (3.4) знаходимо

$$\Delta p_1 = \frac{g_2}{g_1} \Delta p_2 = \frac{g_2}{g_1 + g_2} \Delta p; \quad \psi_2 = \frac{g_1 \psi_1 + g_2 \psi_3}{g_1 + g_2}, \quad (3.9)$$

де

$$\Delta p_1 = p_1 - p_2, \quad \Delta p_2 = p_2 - p_3, \quad \Delta p = p_1 - p_3,$$

а після підстановки в (10.3) знайдемо безрозмірну регулюючу дію

$$\varphi = \sigma(\psi_2 - \psi_3) = \frac{(1 + 1,5\varepsilon_0^2)\sigma\Delta\psi}{(1 + 1,5\varepsilon_0^2) + \alpha_{21}u_z^3}, \quad \Delta\psi = \psi_1 - \psi_3. \quad (3.10)$$

Безрозмірна статична жорсткість регулятора

$$\begin{aligned} \kappa_s &= \frac{\partial\varphi}{\partial u_z} = -3 \frac{\sigma\Delta\psi}{u_z} \cdot \frac{g_1 g_2}{(g_1 + g_2)^2} = \\ &= -3 \frac{\sigma\Delta\psi}{u_z} \cdot \frac{(1 + 1,5\varepsilon_0^2)u_z^3}{[(1 + 1,5\varepsilon_0^2) + \alpha_{21}u_z^3]^2}. \end{aligned} \quad (3.11)$$

На відміну від турбулентних течій, де безрозмірні провідності $\alpha_{ijn} = g_{inn}^2 / g_{jnn}^2$ (9.8) [40], на ламінарних течіях

$$\alpha_{ij} = g_{in} / g_{jn}, \quad \alpha_{21} = g_{2n} / g_{1n},$$

тобто рівні відношенню перших ступенів відповідних базових провідностей. Негативне значення жорсткості (криві $\varphi(u_z)$, що монотонно убивають) є ознакою статичної стійкості системи урівноваження. На рис. 3.5 показаний вплив початкового відносного ексцентриситету на графіки функції (3.10) - залежність

регулюючої дії від величини торцевого зазору для ламінарного режиму течії в каналах ($\sigma = 3$, $\Delta\psi = 1$, $\alpha_{21} = 1$).

Скориставшись рівнянням рівноваги з урахуванням (3.10), знайдемо вираз сталого безрозмірного торцевого зазору u_z як функцію статично змінюючихся врівноважуваної осьової сили τ , перепаду тиску $\Delta\psi$, що дроселюється, зусилля віджимного пристрою χ і ексцентриситету ε_0 . Для незалежної осьової сили (перший варіант):

$$u_z = \left[\alpha_{12} \left(\sigma \frac{\Delta\psi}{\tau - \chi} - 1 \right) (1 + 1,5\varepsilon_0^2) \right]^{1/3}. \quad (3.12)$$

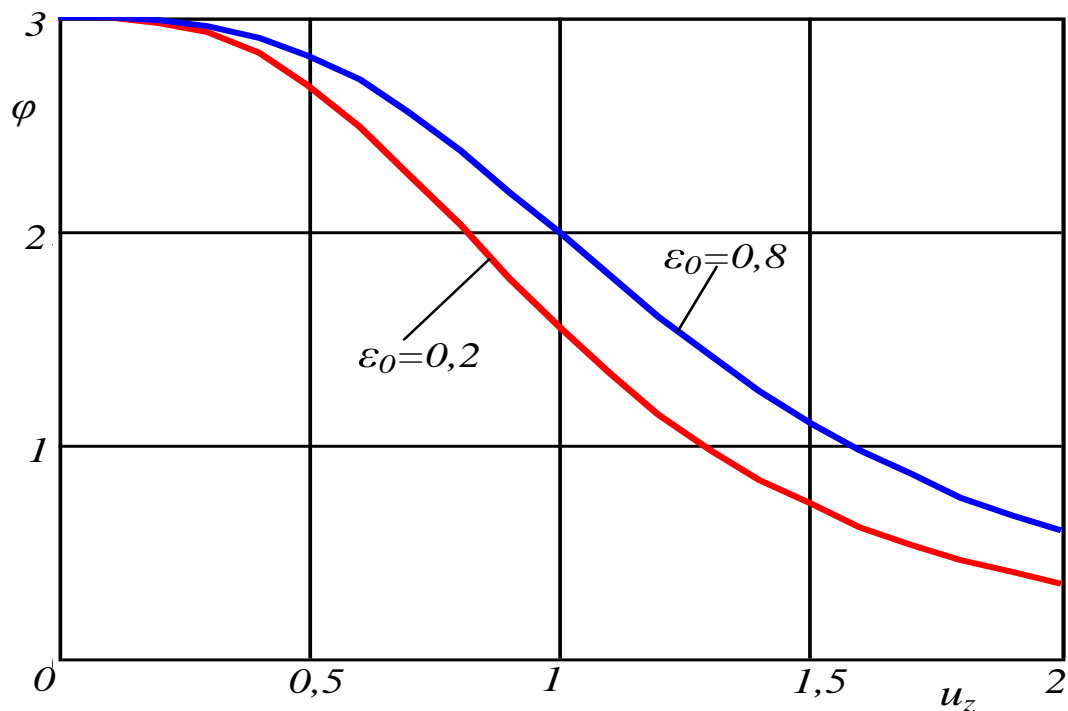


Рисунок 3.6 - Графіки зміни регулюючої дії

Безрозмірне зусилля χ віджимного пристрою слугує задаючою дією, за допомогою якої здійснюється настройка системи врівноваження. Формула (3.12) дозволяє побудувати статичні характеристики по будь-якій із зовнішніх дій.

Позитивні значення торцевого зазору можливі при умові $\tau < \chi + \sigma \Delta \psi$. На номінальному режимі зазор приймає оптимальне значення $z = z_n$, $u_z = 1$, якщо

$$\alpha_{12}^* = 1 / \left(\sigma \frac{\Delta \psi_n}{\tau_n - \chi_n} - 1 \right) (1 + 1,5 \varepsilon_0^2). \quad (3.13)$$

Для другого варіанту, коли осьова сила пропорційна незалежному від частоти обертання тиску нагнітання p_1 , у формулі (10.12) потрібно зробити заміну $\tau = c_p \psi_1$ (10.2):

$$u_z = \left[\alpha_{12} \left(\sigma \frac{\Delta \psi}{c_p \psi_1 - \chi} - 1 \right) (1 + 1,5 \varepsilon_0^2) \right]^{1/3}, \quad (3.14)$$

$$u_z > 0, \text{ якщо } \psi_1 > \frac{\sigma \psi_3 - \chi}{\sigma - c_p}.$$

Витрата через врівноважуючий пристрій на сталому режимі при номінальних зовнішніх діях визначається по одній з рівностей (3.4) з урахуванням (3.6):

$$Q = g_e (p_1 - p_3); \quad g_e = g_{2n} \frac{(1 + 1,5 \varepsilon_0^2) u_z^3}{(1 + 1,5 \varepsilon_0^2) + \alpha_{21} u_z^3}; \quad u_z = u_z(\tau_n, \Delta \psi_n).$$

По аналогії з (9.21) [40] приведемо вираз витрати до безрозмірного вигляду, використовуючи у якості масштабу витрату Q_* :

$$\bar{Q}(u_z) = \frac{Q}{Q_*} = \frac{g_e}{g_{en}} \Delta\psi = \frac{g_{2n}}{g_{en}} \Delta\psi \frac{(1 + 1,5\varepsilon_0^2) u_z^3}{(1 + 1,5\varepsilon_0^2) + \alpha_{21} u_z^3}; \quad Q_* = g_{en} P_n. \quad (3.15)$$

Виразивши торцевий зазор формулами (3.12) і (3.14) одержимо відповідні залежності витрати від зовнішніх дій:

$$\bar{Q} = \alpha_{1e} \left(\Delta\psi - \frac{\tau - \chi}{\sigma} \right) (1 + 1,5\varepsilon_0^2); \quad \alpha_{1e} = \frac{g_{1n}}{g_{en}}, \quad (3.16)$$

$$\bar{Q} = \alpha_{1e} \left(\Delta\psi - \frac{c_p \psi_1 - \chi}{\sigma} \right) (1 + 1,5\varepsilon_0^2).$$

Статична характеристика для турбулентних режимів відрізняється від (9.17) [40] наявністю додаткового множника, що враховує ексцентриситет валу відносно втулки. Для обох розглянутих випадків статичні характеристики мають вигляд

$$u_{zm} = \left[\alpha_{12m} \left(\sigma \frac{\Delta\psi}{\tau - \chi} - 1 \right) (1 + 0,19\varepsilon_0^2)^2 \right]^{1/3}, \quad (3.17)$$

$$u_{zm} = \left[\alpha_{12m} \left(\sigma \frac{\Delta\psi}{c_p \psi_1 - \chi} - 1 \right) (1 + 0,19\varepsilon_0^2)^2 \right]^{1/3}.$$

Формули (3.16) відносної витрати для турбулентної течії замінюються формулами:

$$\bar{Q}_m = \frac{Q_0}{Q_*} = \left[\alpha_{1em} \left(\Delta\psi - \frac{\tau - \chi}{\sigma} \right) (1 + 0,19\varepsilon_0^2)^2 \right]^{0,5},$$

(3.18)

$$\bar{Q}_m = \left[\alpha_{1em} \left(\Delta\psi - \frac{c_p \psi_1 - \chi}{\sigma} \right) (1 + 0,19 \varepsilon_0^2)^2 \right]^{0,5}.$$

За величиною витрати можна оцінити число Рейнольдса для течій в дроселях. Наприклад, позначивши середню швидкість радіальної течії в торцевому дроселі w_{2*} , для умовної витрати одержимо

$$w_{2*} = \frac{Q_*}{2\pi R_2 H_2}, \quad Re_{2*} = \frac{2\rho w_{2*} H_2}{\mu} = \frac{\rho g_{en} P_n}{\pi R_2 \mu}. \quad (3.19)$$

Подібним чином визначимо число Рейнольдса в кільцевому дроселі

$$Re_{1*} = \frac{2\rho w_{1*} H_1}{\mu} = \frac{\rho g_{en} P_n}{\pi R_1 \mu}.$$

У сталому стані

$$Re_{20} = \frac{\rho g_{e0} P_{10}}{\pi R_2 \mu}, \quad Re_{10} = \frac{\rho g_{e0} P_{10}}{\pi R_1 \mu}.$$

На рис. 3.6 і 3.7 приведені статичні і витратні характеристики для ламінарних і турбулентних режимів течії, побудовані по формулі (3.12) і по перших формулах (3.16) і (3.17). Для простоти прийнято: $\sigma = 3$, $\Delta\psi = 1$, $\alpha_{12} = 1$, $\alpha_{1e} = 2$; $\varepsilon_0 = 0.2; 0.8$.

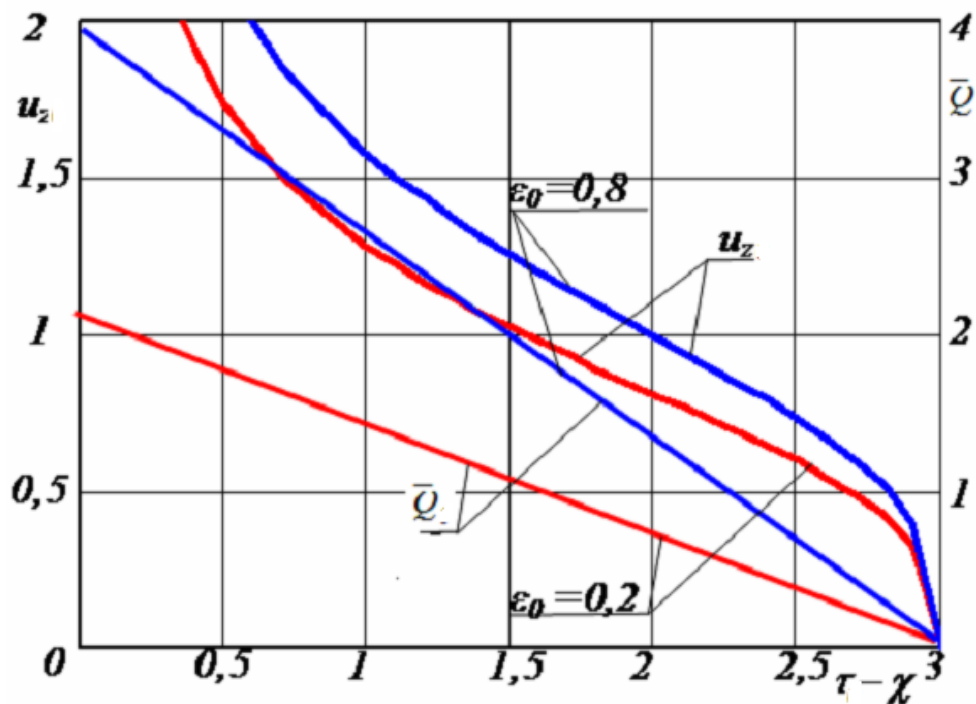


Рисунок 3.7 - Статичні характеристики для ламінарного режиму течії

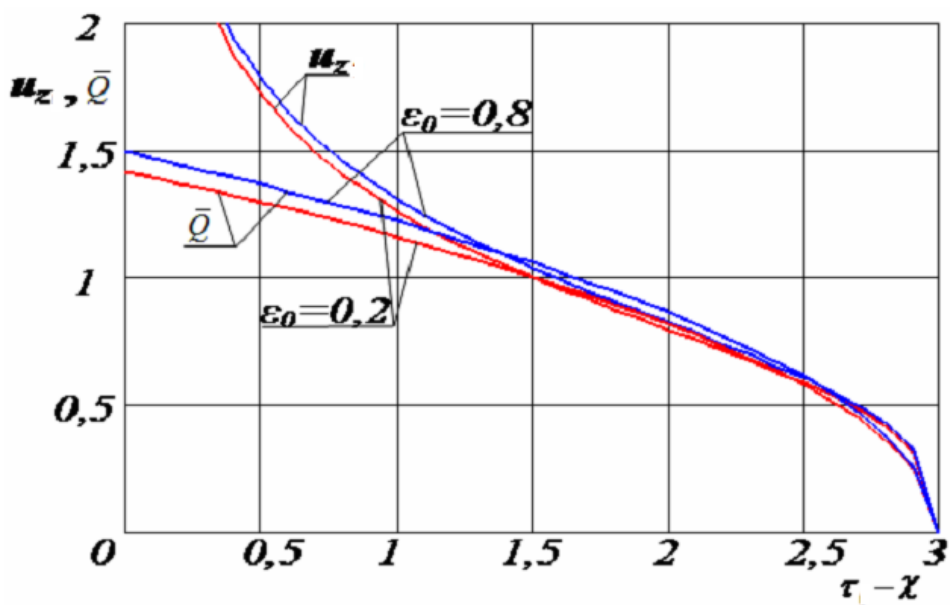


Рисунок 3.8 - Статичні характеристики для турбулентного режиму течії

Графіки показують, наскільки більше вплив ексцентриситету виявляється на ламінарних режимах течії.

Для останнього варіанту, коли сила і тиск пропорційні квадрату частоти обертання, ввівши заміну (3.2) $\psi_1 = \omega^2/\omega_n^2$, $\tau = c_\omega \omega^2$ у формулу (3.12) і в перші формули (3.16) -(3.18), одержимо

$$u_z = \left[\alpha_{12} \left(\sigma \frac{\omega^2/\omega_n^2 - \psi_3}{c_\omega \omega^2 - \chi} - 1 \right) (1 + 1,5\varepsilon_0^2) \right]^{1/3}, \quad (3.20)$$

$$\bar{Q} = \left[\alpha_{1e} \left(\frac{\omega^2}{\omega_n^2} - \psi_3 - \frac{c_\omega \omega^2 - \chi}{\sigma} \right) (1 + 1,5\varepsilon_0^2) \right]^{1/2},$$

$$u_{zm} = \left[\alpha_{12m} \left(\sigma \frac{\omega^2/\omega_n^2 - \psi_3}{c_\omega \omega^2 - \chi} - 1 \right) (1 + 0,19\varepsilon_0^2)^2 \right]^{1/3}, \quad (3.21)$$

$$\bar{Q}_m = \left[\alpha_{1em} \left(\frac{\omega^2}{\omega_n^2} - \psi_3 - \frac{c_\omega \omega^2 - \chi}{\sigma} \right) (1 + 0,19\varepsilon_0^2)^2 \right]^{1/2}.$$

3.4 Рівняння осьових коливань ротора

Рівняння руху ротора уздовж осі Oz має вигляд

$$m\ddot{z} = -c\dot{z} + k(\Delta - z) + F_z - T. \quad (3.22)$$

Щоб знайти силу тиску (3.1), що розкриває торцевий зазор (регулююча дія), обчислимо тиск p_2 в камері з рівняння балансу витрат в динаміці:

$$Q_1 = Q_2 + Q_v + Q_p. \quad (3.23)$$

Це рівняння включає додатково витрату витіснення і витрату стиснення, обумовлені осьовими коливаннями ротора:

$$Q_v = A_e z, \quad Q_p = V \dot{p}_2 / E,$$

E - об'ємний адіабатичний модуль пружності рідини, V - об'єм камери III. Витрати Q_1, Q_2 через кільцевий і торцевий дроселі на ламінарній і турбулентній течіях

$$Q_1 = g_{1n} (1 + 1,5\varepsilon^2) (p_1 - p_2), \quad Q_2 = g_{2n} u_z^3 (p_2 - p_3),$$

$$Q_{1m} = g_{1nm} (1 + 0,19\varepsilon^2) \sqrt{(p_1 - p_2)}, \quad Q_{2m} = g_{2nm} u_z^{1,5} \sqrt{p_2 - p_3}.$$

Оскільки витрати - нелінійні функції, то рівняння балансу витрат потрібно лінеаризувати, тобто перейти до рівнянь у варіаціях. У постановці задачі прийнято $p_{1n} = p_n$; $p_3 = const$, тому $\delta p_3 = 0$, а варіація сили (3.2) - $\delta F_z = A_e \delta p_2$ або в безрозмірному вигляді

$$\delta \varphi = \sigma \delta \psi_2. \quad (3.24)$$

Таким чином, варіація регулюючої дії відрізняється від варіації тиску в камері лише постійним множником.

Обчислимо попередньо варіації нелінійних витрат:

$$\delta Q_1 = \Delta p_{10} \delta g_1 + g_{10} (\delta p_1 - \delta p_2) = \frac{3\varepsilon_0}{1+1,5\varepsilon_0^2} g_{10} \Delta p_{10} \delta \varepsilon + g_{10} (\delta p_1 - \delta p_2),$$

$$\delta Q_2 = \Delta p_{20} \delta g_2 + g_{20} \delta p_2 = \frac{3}{u_{z0}} g_{20} \Delta p_{20} \delta u_z + g_{20} \delta p_2;$$

$$\delta Q_{1m} = \frac{0,38\varepsilon_0}{1+0,19\varepsilon_0^2} g_{10m} \sqrt{\Delta p_{10}} \delta \varepsilon + \frac{g_{10m} \sqrt{\Delta p_{10}}}{2\Delta p_{10}} (\delta p_1 - \delta p_2),$$

$$\delta Q_{2m} = \frac{1,5}{u_{z0}} g_{20m} \sqrt{\Delta p_{20}} \delta u_z + \frac{g_{20m} \sqrt{\Delta p_{20}}}{2\Delta p_{20}} \delta p_2.$$

Варіації витрат витіснення і стиснення для обох режимів течії однакові:

$$\delta Q_v = A_e H_2 \delta u_z, \quad \delta Q_p = \frac{V}{E} \delta p_2.$$

Підставимо одержані вирази варіацій в рівняння (3.23)

$$\frac{V}{E} \delta p_2 + (g_{10} + g_{20}) \delta p_2 = g_{10} \delta p_1 - A_e H_2 \delta u_z - \frac{3g_{20}}{u_{z0}} \Delta p_{20} \delta u_z + \varepsilon_* g_{10} \Delta p_{10} \delta \varepsilon;$$

$$\begin{aligned} \frac{V}{E} \delta p_{2m} + \frac{1}{2} \left(\frac{g_{10m} \sqrt{\Delta p_{10}}}{\Delta p_{10}} + \frac{g_{20m} \sqrt{\Delta p_{20}}}{\Delta p_{20}} \right) \delta p_{2m} &= \frac{g_{10m} \sqrt{\Delta p_{10}}}{2\Delta p_{10}} \delta p_1 - A_e H_2 \delta u_z - \\ &- \frac{3g_{20m} \sqrt{\Delta p_{20}}}{2u_{z0}} \delta u_z + \varepsilon_{*m} g_{10m} \sqrt{\Delta p_{10}} \delta \varepsilon. \end{aligned}$$

З формул (3.6) і (3.7) для провідностей в стані, що встановився одержимо

$$g_{10} = g_1 = g_{1n}(1 + 1,5\varepsilon_0^2), \quad g_{20} = g_{2n}u_{z0}^3,$$

$$g_{10m} = g_{1m} = g_{1nm}(1 + 0,19\varepsilon_0^2), \quad g_{20m} = g_{2nm}u_{z0}^{1,5}.$$

Візьмемо також до уваги вирази витрат в стані, що встановився:

$$Q_{10} = g_{10}\Delta p_{10} = Q_{20} = g_{20}\Delta p_{20} = g_e \Delta p_0 = Q_0,$$
(3.25)

$$Q_{10m} = g_{10m}\sqrt{\Delta p_{10}} = Q_{20m} = g_{20m}\sqrt{\Delta p_{20}} = g_{em}\sqrt{\Delta p_0} = Q_{0m},$$

$$\Delta p_{10} = p_{10} - p_{20}, \quad \Delta p_{20} = p_{20} - p_{30}, \quad \Delta p_0 = p_{10} - p_{30}.$$

Використаємо ці співвідношення і перейдемо до безрозмірного тиску (знаки варіацій для стислості опускаємо, зберігаючи їх в пам'яті). В результаті дійдемо до рівнянь

$$\frac{V}{E}\psi_2 + (g_{10} + g_{20})\psi_2 = g_{10}\psi_1 - \frac{A_e H_2}{p_n} \dot{u}_z - \frac{3Q_0}{p_n u_{z0}} u_z + \frac{\varepsilon_* Q_0}{p_n} \varepsilon,$$
(3.26)

$$\frac{V}{E}\psi_{2m} + \frac{I}{2Q_{0m}}(g_{10m}^2 + g_{20m}^2)\psi_{2m} = \frac{Q_{0m}}{2\Delta p_{10}}\psi_1 - \frac{A_e H_2}{p_n} \dot{u}_z - \frac{3Q_{0m}}{2p_n u_{z0}} u_z + \frac{\varepsilon_{*m} Q_{0m}}{p_n} \varepsilon,$$

де

$$\varepsilon_* = \frac{3\varepsilon_0}{1 + 1,5\varepsilon_0^2}, \quad \varepsilon_{*m} = \frac{0,38\varepsilon_0}{1 + 0,19\varepsilon_0^2};$$
(3.27)

Значення змінних величин, що встановилися, відносно яких здійснюється лінеаризація, визначаються статичним розрахунком і позначені додатковими нульовими індексами. Складові $\frac{\varepsilon_* Q_0}{P_n} \varepsilon$, $\frac{\varepsilon_{*m} Q_{0m}}{P_n} \varepsilon$ варіацій витрат Q_l через кільцевий дросель визначаються модулем ексцентриситету і не залежать від його напрямку. Тому ще раз нагадаємо, що буквою ε позначений модуль відносного ексцентриситету, тобто $\varepsilon = |\vec{r}|/H_l$ - скалярна величина.

Помножимо рівняння (3.26) на σ і з урахуванням (3.24) приведемо їх до нормалізованої операторної форми ($p = d/dt$):

$$(T_2 p + 1)\varphi = \kappa_s (\tau_2 p + 1)u_z + k_1 \psi_1 + k_2 \varepsilon; \quad (3.28)$$

$$(T_{2m} p + 1)\varphi_m = \kappa_{sm} (\tau_{2m} p + 1)u_z + k_{1m} \psi_1 + k_{2m} \varepsilon;$$

$$T_2 = \frac{V}{E g_{s0}}, \quad \tau_2 = \frac{A_e H_2 u_{z0}}{3Q_0},$$

$$\kappa_s = -\frac{3Q_0 \sigma}{g_{s0} P_n u_{z0}}, \quad k_1 = \frac{g_{10}}{g_{s0}} \sigma, \quad k_2 = \frac{Q_0 \varepsilon_* \sigma}{g_{s0} P_n}, \quad g_{s0} = g_{10} + g_{20};$$

$$(3.29)$$

$$T_{2m} = \frac{2VQ_{0m}}{E g_{sm}^2}, \quad \tau_{2m} = \frac{2A_e H_2 u_{z0}}{3Q_{0m}},$$

$$\kappa_{sm} = -\frac{3Q_{0m}^2 \sigma}{g_{sm}^2 P_n u_{z0}}, \quad k_{1m} = \frac{g_{10m}^2}{g_{sm}^2} \sigma, \quad k_{2m} = \frac{2\varepsilon_{*m} Q_{0m}^2 \sigma}{g_{sm}^2 P_n}, \quad g_{sm}^2 = g_{10m}^2 + g_{20m}^2.$$

Користуючись рівняннями (3.28) виразимо безрозмірну врівноважуючу силу для ламінарних і турбулентних течій:

$$\varphi = \kappa_s \frac{\tau_2 p + 1}{T_2 p + 1} u_z + \frac{k_1}{T_2 p + 1} \psi_1 + \frac{k_2}{T_2 p + 1} \varepsilon, \quad (10.30)$$

$$\varphi_m = \kappa_{sm} \frac{\tau_{2m} p + 1}{T_{2m} p + 1} u_z + \frac{k_{1m}}{T_{2m} p + 1} \psi_1 + \frac{k_{2m}}{T_{2m} p + 1} \varepsilon.$$

З останніх виразів можна одержати передаточні функції регулятора за зовнішніми діями. Зокрема, передаточна функція помилково (динамічна жорсткість регулятора):

$$W_u(p) = \frac{\varphi_u}{u_z} = \kappa_s \frac{\tau_2 p + 1}{T_2 p + 1}.$$

Одержана формула при концентричному положенні валу ($\varepsilon = \varepsilon_0 = 0$) для турбулентної течії співпадає з (9.60) [40], якщо не враховувати інерцію рідини і розглядати систему врівноваження без додаткового кільцевого дроселя, тобто використовувати коефіцієнти (9.79) [40] при $\sigma_2 = \sigma_3$. Таке порівняння є додатковим самоконтролем по відношенню до перетворень, що проводяться.

Якщо у виразі динамічної жорсткості ввести заміну $p = i\omega$ і виділити дійсну і уявну частини

$$W_u(i\omega) = \kappa_s [U_u(\omega) + i\omega V_u(\omega)],$$

то по дійсній частині подібно (9.72) [40] можна оцінити діапазон зміни власної частоти ω_{u^*} осьових коливань:

$$\omega_{u^*} = \frac{1}{T_1} \sqrt{\chi_n + \kappa_s U_u(\omega)}.$$

Рівняння (3.22) осьових коливань при переході до варіацій і до безрозмірної осьової координати $u_z = z/H_2$ в нормалізованій операторній формі має однаковий вигляд як для ламінарної, так і для турбулентної течій. Змінюється тільки регулююча дія, яка входить в праву частину:

$$(T_1^2 p^2 + 2\zeta T_1 p + 1)u_z = K(\varphi - \tau), \quad (3.31)$$

$$(T_1^2 p^2 + 2\zeta T_1 p + 1)u_z = K(\varphi_m - \tau);$$

$$T_1^2 = m/k, \quad 2\zeta = c/\sqrt{km}, \quad K = A_0 p_n / H_2 k; \quad \tau = \tau_a e^{i\omega t}, \quad (3.32)$$

T_1 і ζ - відповідно період і показник загасання вільних осьових коливань ротора без гідроп'яти; $\tau = \tau_a e^{i\omega t}$ - варіація безрозмірної осьової сили; K - пружна характеристика віджимного пристрою. На відміну від (9.28) [40] рівняння осьових коливань (3.31) приведені до стандартної нормалізованої форми.

Якщо немає віджимного пристрою ($k=0$) і якщо можна нехтувати зовнішнім демпфіруванням ($c=\zeta=0$), то після ділення рівняння (3.20) на mH_2 , одержимо

$$\frac{H_2 m}{A_0 p_n} \ddot{u}_z = \varphi - \tau, \quad \frac{H_2 m}{A_0 p_n} \ddot{u}_{zm} = \varphi_m - \tau.$$

Дріб $H_2 m / A_0 p_n$ представляє квадрат періоду вільних осьових коливань ротора без віджимного пристрою і без урахування демпфірування. Підставивши регулюючу дію (3.30) в рівняння (3.31), дійдемо до рівнянь осьового руху системи ротор-врівноважуючий пристрій:

$$\begin{aligned} [(T_1^2 p^2 + 2\zeta T_1 p + 1)(T_2 p + 1) - K\kappa_s(\tau_2 p + 1)]u_z = \\ = K[k_1 \psi_1 + k_2 \varepsilon - (T_2 p + 1)\tau] \end{aligned} \quad (3.33)$$

$$\begin{aligned} [(T_1^2 p^2 + 2\zeta T_1 p + 1)(T_{2m} p + 1) - K\kappa_{sm}(\tau_{2m} p + 1)]u_z = \\ = K[k_{1m} \psi_1 + k_{2m} \varepsilon - (T_{2m} p + 1)\tau]. \end{aligned}$$

Осьовий зсув $u_z = z/H_2$ віднесено до базового торцевого зазору H_2 , тому і модуль радіального зсуву, віднесений раніше до радіального зазору H_1 , потрібно віднести до зазору H_2 :

$$\varepsilon = \frac{|\bar{r}|}{H_1} = \frac{|\bar{r}|}{H_2} \frac{H_2}{H_1} = |\bar{u}_r| H, \quad \bar{u}_r = \frac{\bar{r}}{H_2}, \quad H = \frac{H_2}{H_1}. \quad (3.34)$$

Зберемо зліва скалярні змінні $u_z, |\bar{u}_r|$ і представимо рівняння осьових коливань у вигляді

$$D_z(p)u_z - Kk_2 H |\bar{u}_r| = K[k_1 \psi_{1a} - (T_2 p + 1)\tau_a] e^{i\alpha t}, \quad (3.35)$$

$$D_{zm}(p)u_z - Kk_{2m} H |\bar{u}_r| = K[k_{1m} \psi_{1a} - (T_{2m} p + 1)\tau_a] e^{i\alpha t},$$

де власні оператори системи, яка скоює тільки осьові коливання для ламінарних і турбулентних течій

$$D_z(p) = c_0 p^3 + c_1 p^2 + c_2 p + c_3, \quad (3.36)$$

$$D_{zm}(p) = c_{0m} p^3 + c_{1m} p^2 + c_{2m} p + c_{3m},$$

і їх коефіцієнти

$$c_0 = T_1^2 T_2, \quad c_1 = T_1^2 + 2\zeta T_1 T_2, \quad c_2 = 2\zeta T_1 + T_2 - K\kappa_s \tau_2, \quad c_3 = -K\kappa_s + 1, \quad (3.37)$$

$$c_{0m} = T_1^2 T_{2m}, \quad c_{1m} = T_1^2 + 2\zeta T_1 T_{2m}, \quad c_{2m} = 2\zeta T_1 + T_{2m} - K\kappa_{sm} \tau_{2m}, \quad c_{3m} = -K\kappa_{sm} + 1.$$

Таким чином, система, не пов'язана з радіальними коливаннями, описується диференціальним рівнянням третього порядку.

Якщо радіальні зміщення розглядати як незалежні задані коливання з частотою, рівній частоті обертання ротора $u_r = u_{ra} e^{i\omega t}$, то в рівняннях (3.35) вони виступатимуть у якості зовнішніх кінематичних збуджень поряд з осьовою силою $\tau = \tau_a e^{i\omega t}$ і тиском нагнітання $\psi_1 = \psi_{1a} e^{i\omega t}$. Розв'язання такої більш простої задачі приведене в роботі [36].

Незалежні вільні осьові коливання описуються рівняннями (3.33) без правих частин: $D_z(p)u_z = 0$, $D_{zm}(p)u_z = 0$. Розв'язання таких однорідних рівнянь має вигляд $u_z = u_{za} e^{\lambda t}$, а $\dot{u}_z = p u_z = \lambda u_z$, $p = \lambda$. Вводячи цю заміну, з виразів (3.36) одержимо відповідні характеристичні рівняння

$$D_z(\lambda) = c_0 \lambda^3 + c_1 \lambda^2 + c_2 \lambda + c_3 = 0, \quad (3.38)$$

$$D_{zm}(\lambda) = c_{0m} \lambda^3 + c_{1m} \lambda^2 + c_{2m} \lambda + c_{3m} = 0.$$

Уявні частини коренів $\lambda_i = -n_i + is_i$ представляють власні частоти парціальної системи, яка скоює незалежні осьові коливання.

За коефіцієнтами рівнянь (3.38), користуючись алгебраїчним критерієм стійкості Гурвіца, можна оцінити стійкість осьових коливань. Для систем третього порядку умови стійкості

$$c_1 c_2 > c_0 c_3, \quad c_{1m} c_{2m} > c_{0m} c_{3m}.$$

Використовуючи вирази коефіцієнтів (3.37) і нехтуючи зовнішнім демпфіруванням ($\zeta = 0$), отримаємо нерівності $\tau_2 > T_2, \tau_{2m} > T_{2m}$.

Після підстановки значень постійних часу (3.29), ці нерівності приводяться до вигляду

$$\left(\frac{V}{A_e H_2} \right) < \frac{E g_{s0} u_{z0}}{3Q_0}, \quad \left(\frac{V}{A_e H_2} \right) < \frac{E g_{sm}^2 u_{z0}}{3Q_{0m}^2}, \quad (3.39)$$

відповідно для ламінарних і турбулентних режимів. Вони обмежують об'єм камери гідроп'яти, при якому зберігається стійкість незалежних осьових коливань ротора. Умова $\tau_{2m} > T_{2m}$ приводиться до вигляду $V_u > 0$, якщо для обчислення коефіцієнтів V_u користуватися спрощеними формулами (9.79) [40].

3.5 Виведення рівняння сумісних радіально-осьових коливань

У рівняння (3.35) входить модуль радіального зміщення u_r , який залежить від радіальних сил в кільцевому зазорі, які, у свою чергу, залежать від тиску p_2 в камері гідроп'яти, а отже і від осьових коливань ротора. Для встановлення цієї залежності, розглянемо рівняння радіальних коливань.

Рівняння вимушених радіальних коливань статично неврівноваженого жорсткого ротора в проекціях на осі нерухомої системи координат мають вигляд [29]

$$m\ddot{x} = F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} + F_{5x} + ma\omega^2 \cos \omega t, \quad (3.40)$$

$$m\ddot{y} = F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y} + F_{5y} + ma\omega^2 \sin \omega t.$$

Проекції радіальних гідродинамічних сил виражаються формулами (3.29)-(3.31) [40], в яких кутову координату потрібно покласти рівною нулю - $\mathcal{G}_x = \mathcal{G}_y = 0$, а відлік узагальнених радіальних координат x, y вести від осі нерухомої втулки [29,39]:

$$\begin{aligned} F_{1x} &= -k_g \ddot{x}, & F_{1y} &= -k_g \ddot{y} \\ F_{2x} &= -(k_d + k_g K_i \theta) \dot{x}, & F_{2y} &= -(k_d + k_g K_i \theta) \dot{y}, \\ F_{3x} &= -k_p (\theta + N\chi_s) x, & F_{3y} &= -k_p (\theta + N\chi_s) y, \end{aligned} \quad (3.41)$$

$$F_{4x} = -0,5k_g \kappa \omega y, \quad F_{4y} = 0,5k_g \kappa \omega x,$$

$$F_{5x} = -0,5k_d \kappa \omega y, \quad F_{5y} = 0,5k_d \kappa \omega x.$$

Узагальнені координати x, y є проекціями вектора радіального зміщення диска $\vec{r}(x, y)$.

Формули для силових коефіцієнтів мають вигляд

$$k_g = \rho \frac{\pi R_1 l_1^3}{12 H_1}, [\kappa \varepsilon], \quad k_d = \mu \frac{\pi R_1 l_1^3}{H_1^3} \Lambda_0, \left[\frac{\kappa \varepsilon}{c} \right], \quad k_p = \Delta p_1 \frac{\pi R_1 l_1}{2 H_1}, \left[\frac{H}{M} \right], \quad (3.42)$$

а інші параметри

$$\Lambda_0 = \frac{c}{8} Re_0^{1-n}, \quad N = 2 \frac{1+n}{2-n}, \quad \theta = \frac{\mathcal{G}_1}{2 H_1}, \quad Re_0 = \frac{2 \rho q_0}{\mu}, \quad (3.43)$$

$$K_i = \frac{12 q_0}{H_1 l_1 (2-n)}, [c^{-1}].$$

Для ламінарного ($n=1, c=96, N=4$) і автомодельної області турбулентної ($n=0, c=0,04, N=1$) течії

$$\Lambda_0 = 12, \quad k_d = \mu \pi R_1 \frac{l_1^3}{H_1^3}, \quad K_i = \frac{12 q_0}{H_1 l_1}, \quad q_0 = \frac{Q}{2 \pi R_1}, \quad (3.44)$$

$$\Lambda_{0m} = 5 \cdot 10^{-3} Re_0, \quad k_{dm} = 10^{-2} \rho \frac{\pi R_1 l_1^3}{12 H_1^3} q_{0m}, \quad K_{im} = \frac{6 q_0}{H_1 l_1}, \quad q_{0m} = \frac{Q_m}{2 \pi R_1}.$$

У наведених формулах q_0, q_{0m} - витрати через елемент одиничної ширини концентричного кільцевого каналу, Q, Q_m повні сталі витрати (3.16) і (3.18); $\mathcal{G} > 0$ - кут конфузорності, $\mathcal{G} < 0$ - кут дифузорності; $\kappa \approx 0,3$ - коефіцієнт початкової закрутки потоку на вході в кільцевий канал; $\chi_s = \chi_1 + \chi_2$, $\chi_1 = \zeta_{11}/\zeta$, $\chi_2 = \zeta_{12}/\zeta$, - коефіцієнти відносних місцевих втрат на вході в канал і на виході з нього, $\zeta = \zeta_{11} - \zeta_{12} + \zeta_2$, $\zeta_2 = \lambda l_1 / 2 H_1$. Коефіцієнт опору тертя кільцевого каналу на ламінарному режимі течії $\lambda = 96/Re$, на автомодельному

турбулентному $\lambda_m \approx 0,04$; μ - коефіцієнт динамічної в'язкості перекачувальної рідини, ρ - її питома густина.

Коефіцієнт k_p радіальної жорсткості шпаринного ущільнення пропорційний перепаду тиску Δp_1 , який дроселюється на ньому. Як видно з формули (3.9) цей перепад тим більше, чим більше відношення провідностей торцевого і кільцевого дроселів α_{21} .

Рівняння (3.40) розділимо почленно на mH_2 і додамо їм вигляд

$$\begin{aligned} a_1 \ddot{u}_x + a_2 \dot{u}_x + a_3 u_x + a_4 \dot{u}_y + a_5 u_y &= \frac{a}{H_2} \omega^2 \cos \omega t, \\ a_1 \ddot{u}_y + a_2 \dot{u}_y + a_3 u_y - a_4 \dot{u}_x - a_5 u_x &= \frac{a}{H_2} \omega^2 \sin \omega t; \end{aligned} \quad (3.45)$$

$$u_x = \frac{x}{H_2}, \quad u_y = \frac{y}{H_2}.$$

Розмірність всіх складових цих рівнянь c^{-2} , а коефіцієнти мають наступні значення:

$$a_1 = 1 + \frac{k_g}{m}, [1], \quad a_2 = \frac{1}{m} (k_d + k_g K_i \theta) = \frac{k_d}{m} \left(1 + \frac{\rho}{\mu} q_0 \frac{H_1}{l_1} \theta \right), [c^{-1}], \quad (3.46)$$

$$a_3 = \frac{1}{m} k_p (\theta + 4\chi_s), [c^{-2}], \quad a_4 = a'_4 \omega, \quad a'_4 = \frac{k_g \kappa}{2m}, [1], \quad a_5 = a'_5 \omega, \quad a'_5 = \frac{k_d \kappa}{2m}, [c^{-1}].$$

Для турбулентних течій змінюються тільки коефіцієнти демпфірування і гідростатичної жорсткості:

$$a_{2m} = \frac{1}{m} (k_{dm} + k_g K_{im} \theta) = \frac{k_{dm}}{m} \left(1 + 600 \frac{H_1}{l_1} \theta \right), \quad a_{3m} = \frac{1}{m} k_p (\theta + \chi_{sm}). \quad (3.47)$$

Помножимо друге рівняння (3.45) на уявну одиницю, складемо обидва рівняння почленно і введемо комплексну змінну $u_r = u_x + iu_y$. В результаті замість системи четвертого порядку одержимо спресовану систему другого порядку з комплексними коефіцієнтами

$$a_1 \ddot{u}_r + a_2 \dot{u}_r + a_3 u_r - i\omega(a'_4 \dot{u}_r + a'_5 u_r) = \frac{a}{H_2} \omega^2 e^{i\omega t}$$

або в операторній формі

$$D_r(p)u_r = \omega^2 \frac{a}{H_2} e^{i\omega t}, \quad D_m(p)u_r = \omega^2 \frac{a}{H_2} e^{i\omega t}, \quad (3.48)$$

де власні оператори радіальних коливань

$$D_r(p) = a_1 p^2 + a_2 p + a_3 - i\omega(a'_4 p + a'_5), \quad (3.49)$$

$$D_m(p) = a_1 p^2 + a_{2m} p + a_{3m} - i\omega(a'_4 p + a'_5).$$

Матимемо на увазі, що коефіцієнти гіроскопічної і циркуляційної сили залежать від частоти обертання і для нерухомого ротора

$$a_4(0) = 0, \quad a_5(0) = 0. \quad (3.50)$$

Коефіцієнти a_2, a_3 власних операторів (3.49) залежать від тиску p_2 в камері гідроп'яти, який, у свою чергу, залежить від торцевого зазору. В цьому випадку рівняння радіальних коливань (3.48) стають нелінійними, і їх потрібно лінеаризувати. Лінеаризуємо нелінійні сили в'язкого опору і гідростатичної жорсткості біля положення статичної рівноваги, переходячи до їх варіацій:

$$\delta(a_2 \dot{u}_r) = a_{20} \delta \dot{u}_r + \dot{u}_{r0} \delta a_2 = a_{20} \delta \dot{u}_r, \quad (\dot{u}_{r0} = 0), \quad a_{20} = a_2(\Delta p_1 = \Delta p_{10}),$$

$$\delta(a_3 u_r) = a_{30} \delta u_r + u_{r0} \delta a_3, \quad a_{30} = a_3 (\Delta p_1 = \Delta p_{10}); \quad \delta a_3 = \frac{a_{30}}{\Delta p_{10}} (\delta p_1 - \delta p_2)$$

$$\delta(a_{2m} \dot{u}_r) = a_{2m0} \delta \dot{u}_r + \dot{u}_{r0} \delta a_{2m} = a_{2m0} \delta \dot{u}_r, \quad (\dot{u}_{r0} = 0), \quad a_{2m0} = a_{2m} (\Delta p_1 = \Delta p_{10}),$$

$$\delta(a_{3m} u_r) = a_{3m0} \delta u_r + u_{r0} \delta a_{3m}, \quad a_{3m0} = a_{3m} (\Delta p_1 = \Delta p_{10}); \quad \delta a_{3m} = \frac{a_{3m0}}{\Delta p_{10}} (\delta p_1 - \delta p_2);$$

u_{r0} - задане початкове безрозмірне радіальне відхилення диска

$$u_{r0} = \frac{\bar{r}_0}{H_2}, \quad \varepsilon_0 = \frac{|\bar{r}_0|}{H_1} = H |u_{r0}|; \quad H = \frac{H_2}{H_1}. \quad (3.51)$$

Варіації коефіцієнтів жорсткості з урахуванням (3.24)

$$\delta a_3 = \delta \left[\frac{p_1 - p_2}{m} \frac{\pi R_1 l_1}{2H_1} (\theta + 4\chi_s) \right] = \frac{a_{30}}{p_{10} - p_{20}} (\delta p_1 - \delta p_2) = \frac{a_{30}}{\sigma \Delta \psi_{10}} (\sigma \delta \psi_1 - \delta \varphi),$$

$$\delta a_{3m} = \delta \left[\frac{p_1 - p_{2m}}{m} \cdot \frac{\pi R_1 l_1}{2H_1} (\theta + \chi_{sm}) \right] = \frac{a_{3m0}}{\sigma \Delta \psi_{10}} (\sigma \delta \psi_1 - \delta \varphi_m),$$

тобто варіації коефіцієнтів радіальної жорсткості залежать від регулюючої дії, яка, у свою чергу, залежить від осевого положення ротора.

Тепер рівняння (3.48) у варіаціях (знаки варіацій опущені) приймають вигляд

$$a_1 \ddot{u}_r + a_{20} \dot{u}_r + a_{30} u_r - i\omega (a'_4 \dot{u}_r + a'_5 u_r) + \frac{a_{30} u_{r0}}{\sigma \Delta \psi_{10}} (\sigma \psi_1 - \varphi) = \omega^2 \frac{a}{H_2} e^{i\omega t}, \quad (3.52)$$

$$a_1 \ddot{u}_r + a_{2m0} \dot{u}_r + a_{3m0} u_r - i\omega (a'_4 \dot{u}_r + a'_5 u_r) - \frac{a_{3m0} u_{rm0}}{\sigma \Delta \psi_{10}} (\sigma \psi_1 - \varphi_m) = \omega^2 \frac{a}{H_2} e^{i\omega t}.$$

Нагадаємо, що $a_{30}/a_1 \approx \omega_{r*}^2$, тобто представляє квадрат парціальної власної частоти незгасаючих радіальних коливань.

Запишемо рівняння (3.52) в операторній формі і використаємо вираз (3.30), що зв'язує радіальні і осьові коливання. В результаті одержимо

$$\begin{aligned} & [D_{r_0}(p)(T_2 p + 1) - k_2 H \beta_0 u_{r_0}] u_r - \beta_0 u_{r_0} \kappa_s (\tau_2 p + 1) u_z = \\ & = \beta_0 u_{r_0} [k_1 - \sigma(T_2 p + 1)] \psi_{1a} e^{i\omega t} + (T_2 p + 1) \omega^2 \frac{a}{H_2} e^{i\omega t}; \end{aligned} \quad (3.53)$$

$$\begin{aligned} & [D_{r_{0m}}(p)(T_{2m} p + 1) - k_{2m} H \beta_{0m} u_{r_0}] u_r - \beta_{0m} u_{r_0} \kappa_{sm} (\tau_{2m} p + 1) u_z = \\ & = \beta_{0m} u_{r_0} [k_{1m} - \sigma(T_{2m} p + 1)] \psi_{1a} e^{i\omega t} + (T_{2m} p + 1) \omega^2 \frac{a}{H_2} e^{i\omega t} \end{aligned}$$

Ці рівняння разом з (3.35) утворюють дві системи неоднорідних диференціальних рівнянь відносно узагальнених координат u_z і

$$u_r = u_x + i u_y = |u_r| e^{i\alpha}; \quad |u_r| = \sqrt{u_x^2 + u_y^2}, \quad \alpha = \arctg(u_y / u_x):$$

$$D_z(p) u_z - H K k_2 |u_r| = K [k_1 \psi_{1a} - (T_2 p + 1) \tau_a] e^{i\omega t}, \quad (3.54)$$

$$\begin{aligned} & -\beta_0 u_{r_0} \kappa_s (\tau_2 p + 1) u_z + [D_{r_0}(p)(T_2 p + 1) - k_2 H \beta_0 u_{r_0}] u_r = \\ & = \beta_0 u_{r_0} [k_1 - \sigma(T_2 p + 1)] \psi_{1a} e^{i\omega t} + (T_2 p + 1) \omega^2 \frac{a}{H_2} e^{i\omega t}; \end{aligned}$$

$$D_{2m}(p) u_z - H K k_{2m} |u_r| = K [k_{1m} \psi_{1a} - (T_{2m} p + 1) \tau_a] e^{i\omega t}, \quad (3.55)$$

$$\begin{aligned} & -\beta_{0m} u_{r_0} \kappa_{sm} (\tau_{2m} p + 1) u_z + [D_{r_{0m}}(p)(T_{2m} p + 1) - k_{2m} H \beta_{0m} u_{r_0}] u_r = \\ & = \beta_{0m} u_{r_0} [k_{1m} - \sigma(T_{2m} p + 1)] \psi_{1a} e^{i\omega t} + (T_{2m} p + 1) \omega^2 \frac{a}{H_2} e^{i\omega t}. \end{aligned}$$

На відміну від (3.49) лінеаризованні оператори містять сталі значення коефіцієнтів демпфірування і жорсткості a_{20}, a_{30} кільцевого дреселя:

$$\begin{aligned}
D_{r_0}(p) &= a_1 p^2 + a_{20} p + a_{30} - i\omega(a'_4 p + a'_5), \\
D_{r_{0m}}(p) &= a_1 p^2 + a_{2m0} p + a_{3m0} - i\omega(a'_4 p + a'_5); \\
a_{30} &\sim \Delta\psi_{10},
\end{aligned}
\tag{3.56}$$

На підставі формул (3.46) і (3.42) $a_{30} \sim \Delta\psi_{10}$, тому коефіцієнти β, β_m не залежать від тиску нагнітання.

Системи рівнянь (3.54) і (3.55) містять одну дійсну - u_z і одну комплексну - $u_r = u_x + iu_y = |u_r|e^{i\alpha}$ невідомі. Щоб дещо спростити розв'язання, не змінивши при цьому фізичну суть процесів, скористаємося тим, що дана модель ротора осесиметрична, для неї всі радіальні напрями рівноцінні. Тому аргумент α вектора радіального зміщення u_r (кут нахилу щодо осі Ox в площині xOy нерухомої системи координат) не представляє інтересу. Практичне значення має лише модуль радіального зміщення $|u_r|$. На цій підставі приймемо $\alpha = 0, u_r = |u_r|$. Подібним чином поступимо і з вектором початкового зміщення $u_{r0} = |u_{r0}|e^{i\alpha_0} : \alpha_0 = 0, u_{r0} = |u_{r0}|$. Після таких спрощень рівняння (3.54) і (3.55) приймуть вигляд

$$D_{zz}(p)u_z + d_{zr}|u_r| = \Phi_z,
\tag{3.57}$$

$$D_{rz}(p)u_z + D_{rr}(p)|u_r| = \Phi_r,$$

де

$$D_{zz}(p) = D_z(p), \quad d_{zr} = -HKk_2, \quad \Phi_z = K[k_1\psi_{1a} - (T_2p + I)\tau_a]e^{i\alpha};$$

$$D_{rz}(p) = -\kappa_s \beta (\tau_2 p + 1), \quad D_{rr}(p) = D_{r0}(p)(T_2 p + 1) - k_2 H \beta, \quad (3.58)$$

$$\Phi_r = \beta [k_1 - \sigma(T_2 p + 1)] \psi_{1a} e^{i\omega t} + (T_2 p + 1) \omega^2 \frac{a}{H_2} e^{i\omega t}.$$

Подібний вигляд мають рівняння і їх оператори для турбулентного режиму течії в дрослюючих каналах. Оператори d_{zr} , D_{rz} обумовлюють зв'язаність осьових і радіальних коливань.

Розв'язуючи системи рівнянь (3.57) для ламінарної і турбулентної течій, знайдемо

$$u_z = \frac{1}{D} (D_{rr} \Phi_z - d_{zr} \Phi_r), \quad |u_r| = \frac{1}{D} (D_{zz} \Phi_r - D_{rz} \Phi_z); \quad (3.59)$$

$$u_{zm} = \frac{1}{D_m} (D_{rrm} \Phi_{zm} - d_{zrm} \Phi_{rm}), \quad |u_{rm}| = \frac{1}{D_m} (D_{zzm} \Phi_{rm} - D_{rz m} \Phi_{zm}). \quad (3.60)$$

Власні оператори системи ротор-врівноважуючий пристрій, що враховують зв'язаність осьових і радіальних коливань,

$$\begin{aligned} D(p) &= D_{zz} D_{rr} - d_{zr} D_{rz} = \\ &= D_z(p) [D_{r0}(p)(T_2 p + 1) - k_2 H \beta] - K \kappa_s k_2 H \beta (\tau_2 p + 1) = U_D - i \omega V_D; \end{aligned} \quad (3.61)$$

$$\begin{aligned} D_m(p) &= D_{zzm} D_{rrm} - d_{zrm} D_{rz m} = \\ &= D_{zm}(p) [D_{r0m}(p)(T_{2m} p + 1) - k_{2m} H \beta_m] - K \kappa_{sm} k_{2m} H \beta_m (\tau_{2m} p + 1) = U_{Dm} - i \omega V_{Dm} \end{aligned}$$

Оператори $d_{zr}, d_{zrm}, D_{rz}, D_{rzm}$ характеризують зв'язаність осьових і радіальних коливань системи. При рівності нулю цих операторів система (3.57) розпадається на два незалежні рівняння

$$D_{zz}(p)u_z = \Phi_z, \quad D_{rr}(p)|u_r| = \Phi_r.$$

По рівняннях вільних коливань

$$D_{zz}(p)u_z = 0, \quad D_{rr}(p)|u_r| = 0$$

можна вичислити власні частоти і оцінити стійкість відповідних парціальних систем, а по стійкості парціальних систем можна судити про стійкість зв'язаної системи. Так у монографії В.Н.Дроздовича доведене, що при асимптотичній стійкості парціальних систем і при умові

$$|d_{zr}D_{rz}(is)| \ll |D_{zz}(is)D_{rr}(is)|, \quad (p = is)$$

яка повинна виконуватися для всіх $s \in (-\infty, \infty)$, зв'язана система теж асимптотично стійка. Таким чином, при слабкій зв'язаності стійкість системи можна оцінювати за результатами аналізу більш простих парціальних систем.

Згрупуємо зовнішні дії, що входять в праві частини (3.59) і (3.60):

$$D(p)u_r = \left(M_{r\psi} \psi_{1a} + M_{r\tau} \tau_a + M_{ra} \frac{a}{H_2} \right) e^{i\omega t},$$

$$D(p)u_z = \left(M_{z\psi} \psi_{1a} + M_{z\tau} \tau_a + M_{za} \frac{a}{H_2} \right) e^{i\omega t}; \quad (3.62)$$

$$D_m(p)u_r = \left(M_{r\psi m} \psi_{1a} + M_{r\tau m} \tau_a + M_{ram} \frac{a}{H_2} \right) e^{i\omega t}, \quad (3.63)$$

$$D_m(p)u_z = \left(M_{z\psi m} \psi_{1a} + M_{z\tau m} \tau_a + M_{zam} \frac{a}{H_2} \right) e^{i\omega t},$$

де з урахуванням (3.58) оператори зовнішніх дій

$$M_{r\psi} = k_1 \beta \left\{ \left[1 - \frac{\sigma}{k_1} (T_2 p + 1) \right] D_z + K \kappa_s (\tau_2 p + 1) \right\}, \quad (3.64)$$

$$M_{r\tau} = -K \kappa_s \beta (\tau_2 p + 1) (T_2 p + 1), \quad M_{ra} = \omega^2 (T_2 p + 1) D_z;$$

$$M_{z\psi} = K k_1 (T_2 p + 1) \left(D_{r0} - \frac{\sigma}{k_1} k_2 H \beta \right), \quad (3.65)$$

$$M_{z\tau} = -K (T_2 p + 1) [(T_2 p + 1) D_{r0} - H k_2 \beta], \quad M_{za} = H K k_2 \omega^2 (T_2 p + 1).$$

Для турбулентних течій структура цих виразів залишається незмінною, необхідно тільки додати нижній індекс m операторам D_z , D_{r0} , постійним часу T_2 , τ_2 і коефіцієнтам k_1 , k_2 , κ_s , β . Виконавши операції множення, приведемо дійсні і уявні частини власних операторів (3.61) до вигляду:

$$U_D = m_0 p^6 + m_1 p^5 + m_2 p^4 + m_3 p^3 + m_4 p^2 + m_5 p + m_6, \quad (3.66)$$

$$V_D = n_0 p^5 + n_1 p^4 + n_2 p^3 + n_3 p^2 + n_4 p + n_5;$$

$$m_0 = a_1 c_0 T_2, \quad m_1 = a_1 c_0 + (a_1 c_1 + a_{20} c_0) T_2,$$

$$m_2 = a_1 c_1 + a_{20} c_0 + (a_1 c_2 + a_{20} c_1 + a_{30} c_0) T_2,$$

$$m_3 = a_1 c_2 + a_{20} c_1 + (a_{30} - H k_2 \beta) c_0 + (a_1 c_3 + a_{20} c_2 + a_{30} c_1) T_2,$$

$$(3.67)$$

$$\begin{aligned}
m_4 &= a_1 c_3 + a_{20} c_2 + (a_{30} - Hk_2 \beta) c_1 + (a_{20} c_3 + a_{30} c_2) T_2, \\
m_5 &= a_{20} c_3 + (a_{30} - Hk_2 \beta) c_2 + a_{30} c_3 T_2 - K \kappa_s Hk_2 \beta \tau_2, \\
m_6 &= (a_{30} - k_2 H \beta) c_3 - K \kappa_s Hk_2 \beta; \\
n_0 &= a'_4 c_0 T_2, \quad n_1 = a'_4 c_0 + (a'_4 c_1 + a'_5 c_0) T_2, \\
n_2 &= a'_4 c_1 + a'_5 c_0 + (a'_4 c_2 + a'_5 c_1) T_2, \quad n_3 = a'_4 c_2 + a'_5 c_1 + (a'_4 c_3 + a'_5 c_2) T_2, \\
n_4 &= a'_4 c_3 + a'_5 c_2 + a'_5 c_3 T_2, \quad n_5 = a'_5 c_3.
\end{aligned} \tag{3.68}$$

Подібний вигляд мають формули для турбулентної течії:

$$U_{Dm} = m_{0m} p^6 + m_{1m} p^5 + m_{2m} p^4 + m_{3m} p^3 + m_{4m} p^2 + m_{5m} p + m_{6m}, \tag{3.69}$$

$$V_{Dm} = n_{0m} p^5 + n_{1m} p^4 + n_{2m} p^3 + n_{3m} p^2 + n_{4m} p + n_{5m};$$

$$m_{0m} = a_1 c_{0m} T_{2m}, \quad m_{1m} = a_1 c_{0m} + (a_1 c_{1m} + a_{20m} c_{0m}) T_{2m},$$

$$m_{2m} = a_1 c_{1m} + a_{20m} c_{0m} + (a_1 c_{2m} + a_{20m} c_{1m} + a_{30m} c_{0m}) T_{2m},$$

$$m_{3m} = a_1 c_{2m} + a_{20m} c_{1m} + (a_{30m} - k_{2m} H \beta_m) c_{0m} + (a_1 c_{3m} + a_{20m} c_{2m} + a_{30m} c_{1m}) T_{2m}, \tag{3.70}$$

$$m_{4m} = a_1 c_{3m} + a_{20m} c_{2m} + (a_{30m} - k_{2m} H \beta_m) c_{1m} + (a_{20m} c_{3m} + a_{30m} c_{2m}) T_{2m},$$

$$m_{5m} = a_{20m} c_{3m} + (a_{30m} - k_{2m} H \beta_m) c_{2m} + a_{30m} c_{3m} T_{2m} - K \kappa_{sm} k_{2m} H \beta_m \tau_m,$$

$$m_{6m} = (a_{30m} - k_{2m} H \beta_m) c_{3m} - K \kappa_{sm} k_{2m} H \beta_m;$$

$$\begin{aligned}
n_{0m} &= a'_4 c_{0m} T_{2m}, \quad n_{1m} = a'_4 c_{0m} + (a'_4 c_{1m} + a'_5 c_{0m}) T_{2m}, \\
n_{2m} &= a'_4 c_{1m} + a'_5 c_{0m} + (a'_4 c_{2m} + a'_5 c_{1m}) T_{2m}, \\
n_{3m} &= a'_4 c_{2m} + a'_5 c_{m1} + (a'_4 c_{3m} + a'_5 c_{2m}) T_{2m}, \\
n_{4m} &= a'_4 c_{3m} + a'_5 c_{2m} + a'_5 c_{3m} T_{2m}, \quad n_{5m} = a'_5 c_{3m}.
\end{aligned}
\tag{3.71}$$

Якщо в рівняннях (3.62) і (3.63) покласти рівними нулю праві частини, то дійдемо до рівнянь вільних коливань. Для ламінарної течії (для турбулентного виразу аналогічні) з урахуванням (3.61)

$$[U_D(p) - i\omega V_D(p)]u_r = 0, \quad [U_D(p) - i\omega V_D(p)]u_z = 0.$$

Загальне розв'язання таких однорідних рівнянь має вигляд

$$|u_r| = u_{raca} e^{\lambda t}, \quad u_z = u_{zaca} e^{\lambda t}.$$

Підставивши розв'язання в рівняння, прийдемо до характеристичного рівняння

$$D(\lambda) = U_D(\lambda) - i\omega V_D(\lambda) = 0,$$

яке розпадається на два рівняння $U_D(\lambda) = 0$, $V_D(\lambda) = 0$. Уявні частини коренів цих рівнянь є власними частотами системи, дійсні частини характеризують зміну в часі амплітуд вільних коливань. Коливання затухають, система стійка, якщо дійсні частини всіх коренів негативні. Тут вільні коливання не розглядаються, аналіз динаміки системи обмежується її вимушеними коливаннями.

Праві частини (зовнішня дія) рівнянь (3.62), (3.63) змінюються по гармонічному закону з частотою обертання ротора ω , тому реакції даної лінійної системи теж гармонічні функції з тією ж частотою:

$$u_z = u_{za} e^{i(\omega t + \gamma_z)}, \quad u_r = u_{ra} e^{i(\omega t + \gamma_r)} \quad (3.72)$$

де u_{za} , u_{ra} - амплітуди реакції, γ_z , γ_r - зсув фаз реакцій відносно фази ωt зовнішньої дії. Для вимушених гармонічних коливань з частотою обертання ω оператор диференціювання за часом $p = i\omega$. Зробивши таку заміну, одержимо нові вирази дійсних і уявних частин власних операторів (3.61):

$$D(i\omega) = U(\omega) + i\omega V(\omega), \quad D_m(i\omega) = U_m(\omega) + i\omega V_m(\omega), \quad (3.73)$$

$$U(\omega) = -(m_0 - n_0)\omega^6 + (m_2 - n_2)\omega^4 - (m_4 - n_4)\omega^2 + m_6, \quad (3.74)$$

$$V(\omega) = (m_1 - n_1)\omega^4 - (m_3 - n_3)\omega^2 + m_5 - n_5;$$

$$U_m(\omega) = -(m_{0m} - n_{0m})\omega^6 + (m_{2m} - n_{2m})\omega^4 - (m_{4m} - n_{4m})\omega^2 + m_{6m}, \quad (3.75)$$

$$V_m(\omega) = (m_{1m} - n_{1m})\omega^4 - (m_{3m} - n_{3m})\omega^2 + m_{5m} - n_{5m};$$

Користуючись коефіцієнтами (3.74), (3.75) за допомогою модифікованого критерію Рауса-Гурвіца для поліномів з комплексними коефіцієнтами можна досліджувати стійкість. Частоти обертання, при яких власні оператори (3.73) звертаються в нуль, є власними частотами системи.

3.6 Амплітудні і фазові частотні характеристики

Частотні передаточні функції дорівнюють відношенням реакцій до гармонічних дій. Для їх побудови в операторах дій рівнянь (3.62), (3.63) замінимо $p = i\omega$ і представимо оператори (3.64) і (3.65) у вигляді комплексних чисел. В результаті одержимо

$$\begin{aligned} M_{r\psi} &= k_1\beta(U_{r\psi} + i\omega V_{r\psi}), & M_{z\psi} &= Kk_1(U_{z\psi} + i\omega V_{z\psi}), \\ M_{r\tau} &= -K\kappa_s\beta(U_{r\tau} + i\omega V_{r\tau}), & M_{z\tau} &= -K(U_{z\tau} + i\omega V_{z\tau}), \\ M_{ra} &= \omega^2(U_{ra} + i\omega V_{ra}), & M_{za} &= HKk_2\omega^2(U_{za} + i\omega V_{za}). \end{aligned} \quad (3.76)$$

Дійсні і уявні частини операторів дії на радіальні (з індексами rj) і осьові (з індексами zj , $j = \psi, \tau, a$) коливання ротора мають вигляд

$$\begin{aligned} U_{r\psi} &= -c_0 \frac{\sigma}{k_1} T_2 \omega^4 - \left[c_1 - (c_1 + c_2 T_2) \frac{\sigma}{k_1} \right] \omega^2 - c_3 \frac{\sigma}{k_1} + 1, \\ V_{r\psi} &= - \left[c_0 - (c_0 + c_1 T_2) \frac{\sigma}{k_1} \right] \omega^2 + c_2 - (c_2 + c_3 T_2) \frac{\sigma}{k_1} + K\kappa_s \tau_2; \end{aligned} \quad (3.77)$$

$$\begin{aligned} U_{r\tau} &= -T_2 \tau_2 \omega^2 + 1, & V_{r\tau} &= T_2 + \tau_2; \\ U_{ra} &= c_0 T_2 \omega^4 - (c_1 + c_2 T_2) \omega^2 + c_3, & V_{ra} &= -(c_0 + c_1 T_2) \omega^2 + c_2 + c_3 T_2; \end{aligned}$$

$$U_{z\psi} = -[a_1 - a'_4 + (a_{20} - a'_5)T_2] \omega^2 + a_{30} - \frac{\sigma}{k_1} k_2 H \beta,$$

$$V_{z\psi} = T_2 (-a_1 + a'_4) \omega^2 + T_2 \left(a_{30} - \frac{\sigma}{k_1} k_2 H \beta \right) + a_{20} - a'_5;$$

(3.78)

$$U_{z\tau} = (a_1 - a'_4) T_2^2 \omega^4 - [a_1 - a'_4 + 2(a_{20} - a'_5)T_2 + a_{30} T_2^2] \omega^2 + a_{30} - Hk_2 \beta,$$

$$V_{z\tau} = -[2(a_1 - a'_4) + (a_{20} - a'_5)T_2] T_2 \omega^2 + a_{20} + 2a_{30} T_2 - a'_5 - T_2 Hk_2 \beta;$$

$$U_{za} = 1, \quad V_{za} = T_2.$$

Для турбулентних течій структура цих виразів знову залишається незмінною, необхідно тільки додати нижній індекс m постійним часу T_2, τ_2 і коефіцієнтам $k_1, k_2, \kappa_s, \beta, a_{20}, a_{30}, c_0, \dots, c_3$. Це зауваження відноситься і до всіх подальших формул.

З першого рівняння (3.62), використовуючи вирази (3.72), (3.73) і (3.76), виразимо радіальну реакцію $|u_{r1}|$ на гармонічну зміну тиску нагнітання ψ_1 :

$$(U + i\omega V)u_{ra\psi} e^{i(\omega x + \gamma_{r\psi})} = (U_{r\psi} + i\omega V_{r\psi})k_1\beta\psi_{1a} e^{i\omega x}$$

звідки відповідна частотна передаточна функція

$$W_{r\psi}(i\omega) = \frac{u_{ra\psi}}{\psi_{1a}} e^{i\gamma_{r\psi}} = A_{r\psi}(\omega) e^{i\gamma_{r\psi}(\omega)} = k_1\beta \frac{U_{r\psi} + i\omega V_{r\psi}}{U + i\omega V}; \quad (3.79)$$

$A_{r\psi}(\omega), \gamma_{r\psi}(\omega)$ - амплітудна і фазова частотні характеристики.

Для їх обчислення виділимо дійсну і уявну частини дробі (3.79). Помноживши чисельник і знаменник на сполучене знаменнику комплексне число, одержимо

$$W_{r\psi} = k_1\beta \left(\frac{UU_{r\psi} + \omega^2 VV_{r\psi}}{U^2 + \omega^2 V^2} + i\omega \frac{UV_{r\psi} - VU_{r\psi}}{U^2 + \omega^2 V^2} \right).$$

Амплітуда і фаза цього комплексного числа

$$A_{r\psi}(\omega) = \frac{u_{ra\psi}}{\psi_{1a}} = k_1\beta \sqrt{\frac{U_{r\psi}^2 + \omega^2 V_{r\psi}^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad (3.80)$$

$$\gamma_{r\psi}(\omega) = \arctg \omega \frac{UV_{r\psi} - VU_{r\psi}}{UU_{r\psi} + \omega^2 VV_{r\psi}}.$$

Подібним чином обчислюються частотні характеристики по інших зовнішніх діях:

$$A_{r\tau}(\omega) = \frac{u_{r\tau}}{\tau_a} = Kk_s \beta_s \sqrt{\frac{U_{r\tau}^2 + \omega^2 V_{r\tau}^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \gamma_{r\tau}(\omega) = \arctg \omega \frac{UV_{r\tau} - VU_{r\tau}}{UU_{r\tau} + \omega^2 VV_{r\tau}}, \quad (3.81)$$

$$A_{ra}(\omega) = \frac{r_{aa}}{a} = \omega^2 \sqrt{\frac{U_{ra}^2 + \omega^2 V_{ra}^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \gamma_{ra}(\omega) = \arctg \omega \frac{UV_{ra} - VU_{ra}}{UU_{ra} + \omega^2 VV_{ra}};$$

$$A_{z\psi}(\omega) = \frac{u_{z\psi}}{\psi_{1a}} = Kk_1 \sqrt{\frac{U_{z\psi}^2 + \omega^2 V_{z\psi}^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \gamma_{z\psi}(\omega) = \arctg \omega \frac{UV_{z\psi} - VU_{z\psi}}{UU_{z\psi} + \omega^2 VV_{z\psi}};$$

$$A_{z\tau}(\omega) = \frac{u_{z\tau}}{\tau_a} = K \sqrt{\frac{U_{z\tau}^2 + \omega^2 V_{z\tau}^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \gamma_{z\tau}(\omega) = -\arctg \omega \frac{UV_{z\tau} - VU_{z\tau}}{UU_{z\tau} + \omega^2 VV_{z\tau}}; \quad (3.82)$$

$$A_{za}(\omega) = \frac{z_{aa}}{a} = HKk_2 \omega^2 \sqrt{\frac{U_{za}^2 + \omega^2 V_{za}^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \gamma_{za}(\omega) = \arctg \omega \frac{UV_{za} - VU_{za}}{UU_{za} + \omega^2 VV_{za}}$$

Маючи на увазі, що у якості безрозмірних зміщень прийнято $u_{ra} = r_a/H_2$, $u_{za} = z_a/H_2$, для абсолютних значень амплітуд одержимо формули:

$$r_{a\psi} = H_2 \psi_{1a} A_{r\psi}, \quad r_{a\tau} = H_2 \tau_a A_{r\tau}, \quad r_{aa} = a A_{ra}, \quad (3.83)$$

$$z_{a\psi} = H_2 \psi_{1a} A_{z\psi}, \quad z_{a\tau} = H_2 \tau_a A_{z\tau}, \quad z_{aa} = a A_{za}.$$

Коефіцієнти диференціальних операторів, по яких будуються амплітудні і фазові частотні характеристики, обчислюються для сталих значень радіального e_0 і осьового z_0 зміщень центру диска. Початковий ексцентриситет e_0 обумовлений, в основному, погрішностями виготовлення і збірки, а осьове зміщення визначається статичною характеристикою. Остання будується як залежність

безрозмірного торцевого зазору u_{z0} від зовнішніх впливів τ , χ при заданих постійних значеннях безрозмірного тиску нагнітання ψ_1 (рис. 3.6).

Якщо осьова сила пропорційна тиску нагнітання $\tau = c_p \psi_1$ (другий варіант), то перше рівняння (3.62) після заміни $p = i\omega$ з урахуванням (3.76) приводиться до вигляду

$$D(i\omega)u_r = \left[(M_{r\psi} + c_p M_{r\tau}) \psi_1 + M_{ra} \frac{a}{H_2} \right] e^{i\alpha}.$$

Частотна передавальна функція по тиску, подібно (3.79)

$$W_{rc}(i\omega) = \frac{u_{rac}}{\psi_{1a}} = \frac{M_{r\psi} + c_p M_{r\tau}}{D(i\omega)}.$$

Підставивши вирази операторів (3.73) і (3.76) і позначивши

$$U_{rc} = k_I U_{r\psi} - K \kappa_s U_{r\tau}, \quad V_{rc} = k_I V_{r\psi} - K \kappa_s V_{r\tau}, \quad (3.84)$$

одержимо

$$W_{rc}(i\omega) = \frac{u_{rac}}{\psi_{1a}} = \beta \frac{U_{rc} + i\omega V_{rc}}{U + i\omega V}.$$

По аналогії з (3.80) амплітудна і фазова частотні характеристики для даного випадку

$$A_{rc}(\omega) = \frac{u_{rac}}{\psi_{1a}} = \beta \sqrt{\frac{U_{rc}^2 + \omega^2 V_{rc}^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \gamma_{rc}(\omega) = \arctg \omega \frac{UV_{rc} - VU_{rc}}{UU_{rc} + \omega^2 VV_{rc}}. \quad (3.85)$$

Подібним чином знаходяться характеристики осьових коливань:

$$A_{zc}(\omega) = \frac{u_{zac}}{\psi_{1a}} = K \sqrt{\frac{U_{zc}^2 + \omega^2 V_{zc}^2}{U^2 + \omega^2 V^2}}, \quad \gamma_{zc}(\omega) = \arctg \omega \frac{UV_{zc} - VU_{zc}}{UU_{zc} + \omega^2 VV_{zc}}, \quad (3.86)$$

де

$$U_{zc} = k_1 U_{z\psi} - U_{z\tau}, \quad V_{zc} = k_1 V_{z\psi} - V_{z\tau}. \quad (3.87)$$

3.7 Числовий приклад

У якості прикладу виконаємо перевірочний розрахунок радіально-осьових коливань ротора насоса, близького за параметрами і геометрією вузла авторозвантажування до насоса шахтного водовідливу, який розглянуто в п. 3.1. Такий вибір обумовлений наявністю деяких експериментальних даних по динаміці ротора цього насоса. Щоб режим течії в циліндровому і торцевому дроселях наблизити до ламінарного, зазори в цих дроселях прийняті гранично малими, при яких ще можна розраховувати на безконтактну роботу системи авторозвантажування. Динаміка лінеаризованої системи розглядається відносно її рівноважного положення, відповідного номінальним (базовим) значенням зовнішніх дій $\psi_{1n}, \tau_n, \chi_n$. Розрахунок проводиться для трьох значень тиску нагнітання p_1 і трьох значень параметра конусності θ , що дозволяє оцінити вплив цих важливих параметрів на вимушені коливання ротора.

1. Вихідні дані. Номінальні (по технічному паспорту) параметри насоса: $p_{1n} = p_n = 2,8 \text{ МПа}$, $p_3 = 0$, $Q_n = 490 \text{ м}^3/\text{ч}$, $\omega_n = 155 \text{ с}^{-1}$, $m = 120 \text{ кг}$, число ступенів - 4, перекачувана рідина - вода, $\rho = 10^3 \text{ кг/м}^3$, $\mu = 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с/м}^2$, $E = 2 \cdot 10^9 \text{ Па}$. Геометрія ступеня: $r_0 = r_3 = 0,07 \text{ м}$, $r_1 = 0,142 \text{ м}$, $r_2 = 0,242 \text{ м}$. Параметри врівноважуючого пристрою (рис. 3.1): $R_2 = 0,127 \text{ м}$, $R_3 = 0,17 \text{ м}$, $l_1 = 0,15 \text{ м}$, $l_2 = 0,043 \text{ м}$. Зазори кільцевого і торцевого

дроселів приймемо $H_1 = 1,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, $H_2 = 0,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}$. Початковий відносний ексцентриситет $\varepsilon_0 = 0,5$. Параметр конусності кільцевого каналу $\theta = -0,3; 0; 0,3$. Приведена жорсткість віджимного пристрою $k = 3 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, попередня деформація $\Delta_n = 0,022 \text{ м}$. Показник затухання осьових коливань ротора без гідроп'яти приймемо $\zeta = 0,05$.

2. Обчислення осьової сили. Площі покривного і основного дисків робочого колеса і площа вхідної воронки: $A_A = \pi(r_2^2 - r_1^2) = 0,121 \text{ м}^2$, $A_B = \pi(r_2^2 - r_3^2) = 0,169 \text{ м}^2$, $A_0 = A_B - A_A = 0,0476 \text{ м}^2$. Враховуючи порівняно низький напір ступеня ($2,8/4 = 0,7 \text{ МПа}$) і, відповідно, слабку радіальну течію в пазухах, приймемо коефіцієнти закрутки потоку - $\kappa_1 = 0,55$, $\kappa_2 = 0,45$. По формулі (8.4) [40] осьові сили для трьох значень тиску нагнітання $p_1 = (2,4; 2,8; 3,2) \text{ МПа}$: $T_{1-3} = (99,3; 118; 138) \text{ кН}$. Надалі нижні індекси 1, 2, 3 указують на те, що осьова сила визначена для тиску нагнітання $p_1 = (2,4; 2,8; 3,2) \text{ МПа}$ відповідно.

3. Ефективна площа розвантажувального диска і об'єм камери. $A_2 = \pi(R_2^2 - R_1^2) = 0,035 \text{ м}^2$, $A_c = \pi(R_3^2 - R_2^2) = 0,04 \text{ м}^2$. За формулами (3.1), (3.2) $A_e = A_2 + 0,5A_c = 0,055 \text{ м}^2$, $\sigma = A_e/A_0 = 1,15$. Приведену глибину камери III (рис. 3.1) приймемо $H = 0,015 \text{ м}$. Об'єм камери $V = A_2 H = 5,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$.

4. Базові і безрозмірні значення сил і тиску. У якості базового значення торцевого зазору і тиску приймемо $z_n = H_2 = 0,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}$, $p_n = p_{1n} = 2,8 \text{ МПа}$. Безрозмірні базові сили і тиск (3.2): $\tau_n = T_2/A_0 p_n = 0,883$, $\chi_n = k\Delta_n/A_0 p_n = 0,005$, $\varphi_n = \tau_n - \chi_n = 0,878$, $\psi_{1n} = p_{1n}/p_n = 1$, $\Delta\psi_n = \psi_{1n} - \psi_{3n} = 1$, ($\psi_3 = 0$); розрахункові значення зведені в таблицю:

| $p_{l(l-3)}$ | $\psi_{l(l-3)}$ | τ_{l-3} | φ_{l-3} |
|------------------|-----------------|--------------|-----------------|
| $2,4 \cdot 10^6$ | 0,857 | 0,74 | 0,735 |
| $2,8 \cdot 10^6$ | 1,0 | 0,883 | 0,848 |
| $3,2 \cdot 10^6$ | 1,14 | 1,025 | 1,02 |

5. Провідності і число Рейнольдса. За формулами (3.5) і (3.6) знаходимо $g_{ln} = 14,2 \cdot 10^{-10}$, $g_{2n} = 3,34 \cdot 10^{-10}$, $g_{en} = 2,71 \cdot 10^{-10}$, $\alpha_{12} = 4,27$. Число Рейнольдса (3.19), обчислене в торцевому зазорі для витрати $Q_* = g_{en} p_n = 7,58 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ (3.15), складає $Re_2 = 1900$ тобто близьке до критичного значення.

6. Сталі значення основних параметрів на номінальному режимі. Безрозмірний торцевий зазор визначається за статичними характеристиками (рис. 3.9), побудованими за формулою (3.12) для даних трьох значень тиску нагнітання і відповідної осьової сили $\tau_{l-3} : u_{z0(l-3)}^3 = 1,98; 1,82; 1,68$, $u_{z0(l-3)} = 1,25; 1,22; 1,19$.

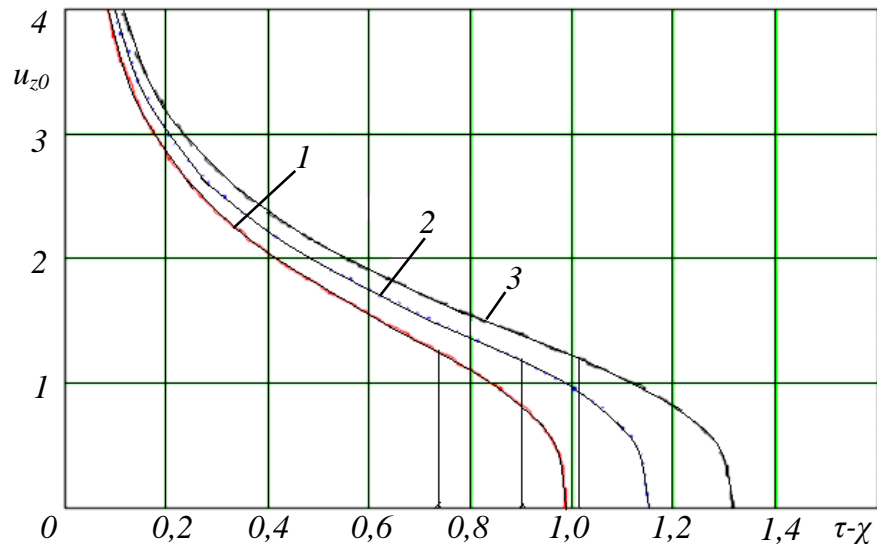


Рисунок 3.9 - Статичні характеристики

При сталих зазорах провідності (3.5) і (3.6) змінюються: $g_{l0} = g_l = 1,96 \cdot 10^{-9}$,
 $g_{20(l-3)} = (6,62; 6,04; 5,61) \cdot 10^{-10}$, $g_{e0(l-3)} = (4,95; 4,61; 4,36) \cdot 10^{-10}$,

$g_{s0(l-3)} = (2,62; 2,56; 2,52) \cdot 10^{-9}$. Тиск в камері гідропр'яти (3.9), перепад тиску на циліндровому дроселі $\Delta p_{l(l-3)} = p_{1(l-3)} - p_{2(l-3)}$ і коефіцієнт жорсткості ущільнення (3.42) приведені в таблиці

| p_1 | ψ_1 | $p_{2(l-3)}$ | $\psi_{2(l-3)}$ | $\Delta p_{l(l-3)}$ | $\Delta \psi_{l(l-3)}$ | $k_{p(l-3)}$ |
|---------|----------|-------------------|-----------------|---------------------|------------------------|-------------------|
| 2,4 106 | 0,857 | $1,79 \cdot 10^6$ | 0,639 | 0,606 106 | 0,216 | $5,55 \cdot 10^7$ |
| 2,8 106 | 1,0 | 2,14 106 | 0,764 | 0,659 106 | 0,235 | $6,04 \cdot 10^7$ |
| 3,2 106 | 1,14 | $2,49 \cdot 10^6$ | 0,889 | $0,712 \cdot 10^6$ | 0,254 | $6,53 \cdot 10^7$ |

Коефіцієнт осьової гідростатичної жорсткості системи (3.11): $\kappa_{s(l-3)} = -(0,48; 0,51; 0,54)$, а витрата (3.16), $\bar{Q}_{l-3} = 1,6; 1,73; 1,87$, $Q_{0(l-3)} = (1,21; 1,31; 1,42) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$; витрата через кільцевий канал одиничної ширини $q_{l-3} = Q_{0(l-3)}/2\pi R_l = (2,75; 2,98; 3,23) \cdot 10^{-3} \text{ м}^2/\text{с}$. Із зростанням тиску нагнітання осьова жорсткість (по модулю) і витрата збільшуються.

7. Постійні часу і коефіцієнти передачі для осьових коливань. Користуючись формулами (3.27), (3.29) і (3.32), знайдемо: $\varepsilon_* = 1,09$, $T_l^2 = 4 \cdot 10^{-3} \text{ с}^2$, $T_l = 6,32 \cdot 10^{-2} \text{ с}$, $T_{2(l-3)} = (1,0; 1,03; 1,05) \cdot 10^{-4} \text{ с}$, $\tau_{2(l-3)} = (11,5; 10,3; 9,2) \cdot 10^{-4} \text{ с}$. Умова (3.39) стійкості регулятора $\tau_2 > T_2$ виконується для всіх трьох значень тиску нагнітання. Збільшення цього тиску дещо знижує запас стійкості. Безрозмірні коефіцієнти передачі (3.29) і K (3.32): $K = 7,46 \cdot 10^4$; $k_{l(l-3)} = 0,86; 0,88; 0,9$; $k_{2(l-3)} = 0,2; 0,23; 0,25$.

8. Коефіцієнти власного оператора і власні частоти незалежних осьових коливань. За формулами (3.37):

| ψ_1 | C_0 | C_1 | C_2 | C_3 |
|----------|----------------------|-------------------|-------|-------------------|
| 0,857 | $4,03 \cdot 10^{-7}$ | $4 \cdot 10^{-3}$ | 41,2 | $3,58 \cdot 10^4$ |
| 1,0 | $4,13 \cdot 10^{-7}$ | $4 \cdot 10^{-3}$ | 39,3 | $3,85 \cdot 10^4$ |
| 1,14 | $4,2 \cdot 10^{-7}$ | $4 \cdot 10^{-3}$ | 37,9 | $4,08 \cdot 10^4$ |

Характеристичне рівняння (3.38) має три коріння, з яких пара комплексних зв'язаних і один дійсний:

$$\begin{aligned}\lambda_{1(1,2)} &= -4,49 \cdot 10^3 \mp i 8,58 \cdot 10^3, \quad \lambda_{13} = -948; \\ \lambda_{2(1,2)} &= -4,3 \cdot 10^3 \mp i 8,21 \cdot 10^3, \quad \lambda_{23} = -1090; \\ \lambda_{3(1,2)} &= -4,16 \cdot 10^3 \mp i 7,93 \cdot 10^3, \quad \lambda_{23} = -1210.\end{aligned}$$

Дійсні частини коренів негативні, що свідчить про стійкість системи. Позитивні уявні частини $s_{1-3} = (8,58; 8,21; 7,93)10^3$ представляють власні частоти незалежних осьових коливань. Для даного прикладу вони, як видно, знаходяться далеко за межами частот обертання роторів реальних стаціонарних відцентрових насосів.

9. Коефіцієнти гідродинамічних сил в циліндровому дроселі і парціальні частоти радіальних коливань. За формулами (3.42) і (3.43) знаходимо: $k_g = 344 \text{ кг}$, $k_d = 1,27 \cdot 10^5 \text{ кг/с}$, $k_{p(1-3)} = (5,55; 6,04; 6,53) \cdot 10^7 \text{ кг/с}^2$ (приймаємо $\zeta_{11} \approx 1$, $\zeta_{12} \approx 0$, $\chi_s \approx 0,11$); $K_{i(1-3)} = (1,22; 1,33; 1,43) \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$; . На підставі (10.51) $|u_{r0}| = \varepsilon_0 H_1 / H_2 = 1,5$. Коефіцієнти (10.46) і (10.56) рівнянь радіальних коливань: $a_1 = 3,87$, $a'_4 = 0,43$, $a'_5 = 159 \text{ с}^{-1}$;

| $a_{20} [c^{-1}]$ | | | | $a_{30} \cdot 10^{-5} [c^{-2}]$ | | |
|-------------------|-----------------|--------------|----------------|---------------------------------|--------------|----------------|
| ψ_i | $\theta = -0,3$ | $\theta = 0$ | $\theta = 0,3$ | $\theta = -0,3$ | $\theta = 0$ | $\theta = 0,3$ |
| 0,857 | 10,4 | 1060 | 2100 | 0,648 | 2,04 | 3,42 |
| 1,0 | -80,4 | 1060 | 2200 | 0,705 | 2,21 | 3,73 |
| 1,14 | -171 | 1060 | 2300 | 0,762 | 2,39 | 4,03 |

$$\beta_{1-3} = (0,389; 1,22; 2,06)10^6 [c^{-2}]$$

З таблиці видно, що дифузорність ($\theta < 0$) каналу не тільки зменшує демпфірування, але і приводить до зміни його знаку: сили в'язкого опору стають силами негативного опору. В цьому випадку стійкість руху ротора зберігається завдяки демпфіруючому ефекту локальних сил інерції рідини в зазорі.

Як наголошувалося в п. 3.5, коефіцієнтами a_1, a_{30} гідродинамічних сил визначаються власні частоти ω_{r^*} незалежних радіальних коливань консервативної системи без гідроп'яти (без урахування гіроскопічних сил, впливом яких можна нехтувати).

Надалі замість таблиць використовуватимемо компактніший запис у вигляді впорядкованої сукупності чисел, в якій рядки відповідають трьом розрахунковим значенням тиску нагнітання ψ_{i1} , стовпці - трьом значенням параметра конусності θ_j ; $i, j = 1, 2, 3$. При цьому значення власних частот радіальних коливань для всіх комбінацій тиску і конусності

$$\omega_{r^*ij} = \sqrt{\frac{a_{30(ij)}}{a_1}} = \begin{pmatrix} 129 & 230 & 297 \\ 135 & 239 & 310 \\ 140 & 249 & 323 \end{pmatrix}$$

Результати розрахунку показують, що дифузорність $\theta = -0,3$ на 56% знижує власні частоти незалежних радіальних коливань, а конфузорність $\theta = 0,3$ на 30%

їх збільшує в порівнянні з власними частотами ротора в ущільненні без конусності ($\theta = 0$).

За парціальними частотами оцінимо відношення κ_g власних частот осьових і радіальних коливань (коефіцієнт розладу), яке дає деяке уявлення про те, наскільки власні частоти зв'язаної системи відрізняються від парціальних частот. Наприклад, для $\psi_1 = 1, \theta = 0$ $\kappa_{g(22)} = s_2 / \omega_{r*22} = 34,4$; $\kappa_{g(22)}^2 = 1180$. Такий же порядок мають ці відношення для інших значень, які розглядаються в прикладі, тиску і конусності. Як виходить з діаграми Вина, при таких розладах власні частоти системи близькі до її парціальних частот.

10. Коефіцієнти (3.67) і (3.68) власних операторів системи:

$$m_{0(l-3)} = (1,57; 1,65; 1,7) \cdot 10^{-10} [c^4]; m_2 \approx 0,032 [c^2] \approx const;$$

$$m_{1(i,j)} = 10^{-6} \begin{pmatrix} 3,12 & 3,16 & 3,2 \\ 3,19 & 3,23 & 3,28 \\ 3,24 & 3,3 & 3,34 \end{pmatrix} [c^3]; m_{3(i,j)} = \begin{pmatrix} 173 & 182 & 191 \\ 167 & 176 & 185 \\ 161 & 171 & 181 \end{pmatrix} [c];$$

$$m_{4(i,j)} = 10^5 \begin{pmatrix} 1,4 & 1,87 & 2,35 \\ 1,45 & 1,95 & 2,5 \\ 1,5 & 2,04 & 2,57 \end{pmatrix}; m_{5(i,j)} = 10^7 \begin{pmatrix} 0,327 & 4,7 & 9,1 \\ -0,003 & 5,02 & 10,0 \\ -0,37 & 5,34 & 11,0 \end{pmatrix} [c^{-1}];$$

$$m_{6(i,j)} = 10^9 \begin{pmatrix} 2,3 & 7,3 & 12,2 \\ 2,7 & 8,5 & 14,3 \\ 3,1 & 9,8 & 16,4 \end{pmatrix} [c^{-2}];$$

$$n_{0(l-3)} = (1,75; 1,83; 1,9) 10^{-11} [c^4]; n_{1(l-3)} = (3,53; 3,6; 3,67) 10^{-7} [c^3];$$

$$n_{2(l-3)} = (3,63; 3,6; 3,56) 10^{-3} [c^2]; n_{3(l-3)} = (20,5; 19,9; 19,4) [c];$$

$$n_{4(l-3)} = (2,25; 2,34; 2,42) 10^4; n_{5(l-3)} = (5,73; 6,13; 6,5) 10^6 [c^{-1}].$$

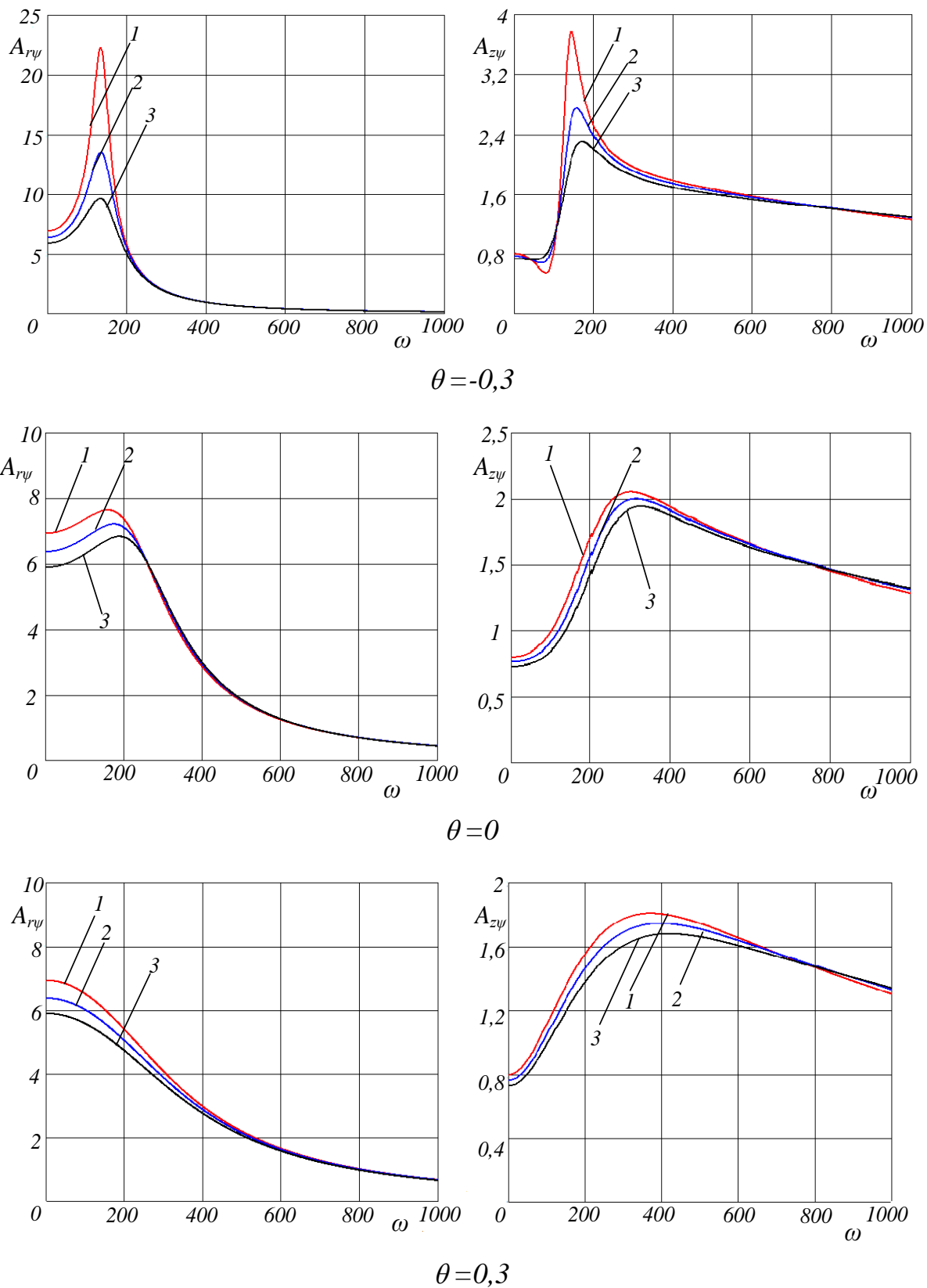
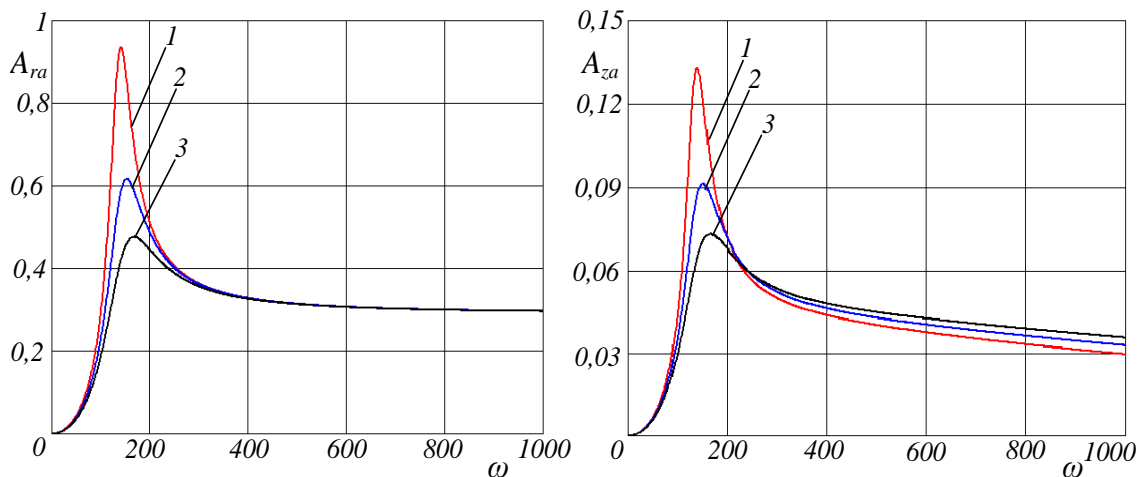
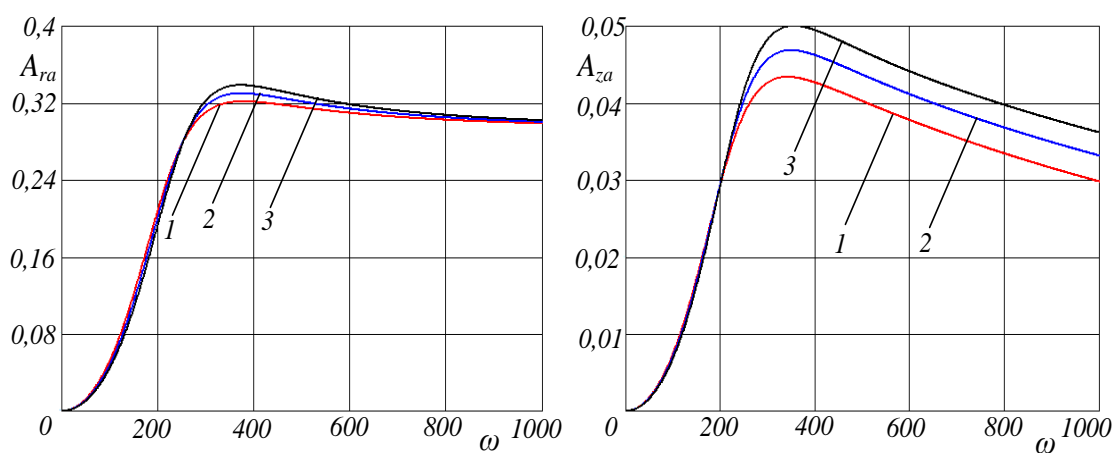


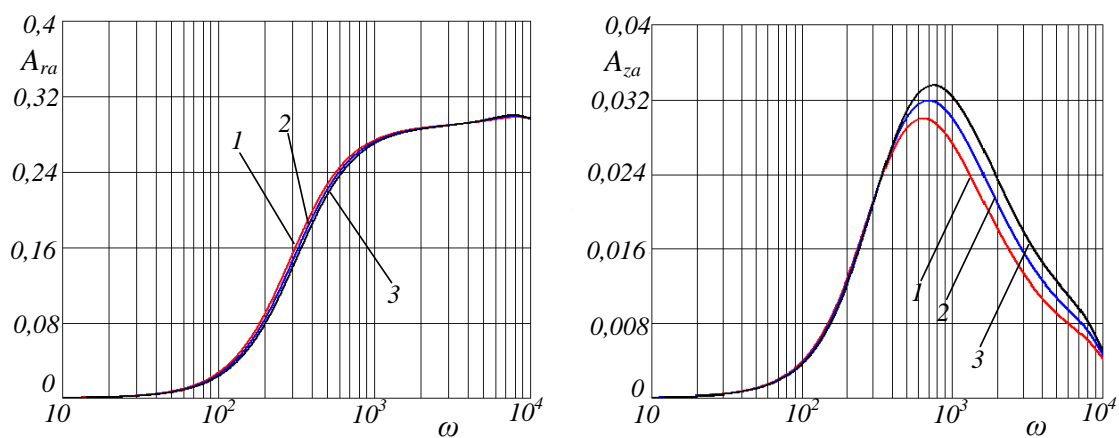
Рисунок 3.10 - Амплітудні частотні характеристики радіальних і осьових коливань, збуджуваних гармонічними коливаннями тиску нагнітання



$\theta = -0,3$



$\theta = 0$



$\theta = 0,3$

Рисунок 3.11 - Амплітудні частотні характеристики
радіальних і осьових коливань, збуджуваних
статичною невірноваженістю ротора

11. Побудова амплітудних і фазових частотних характеристик. Дійсні і уявні частини (3.74) власного оператора системи і операторів зовнішніх дій (3.77) і (3.78) обчислюються за знайденими коефіцієнтами, а за формулами (3.80) -(3.82) будуються амплітудні і фазові частотні характеристики. На рис. 3.10 приведені амплітудні характеристики радіальних і осьових коливань, збуджуваних гармонічними коливаннями тиску нагнітання, а на рис. 3.11 - збуджуваних силою інерції неврівноваженої маси.

Нумерація кривих відповідає трьом значенням тиску нагнітання в МПа: 1 - 2,4; 2 - 2,8; 3 - 3,2. Частотні характеристики як реакції системи на коливання врівноважувальної сили майже не відрізняються від характеристик, які показані на рис.3.10, тому тут не приводяться.

З аналізу амплітудних характеристик виходить, що збільшення тиску нагнітання дещо збільшує перші критичні частоти системи. Другі критичні частоти майже не виявляються. Лише на останніх двох рисунках (криві A_{ra} , A_{za} для конфузорного каналу $\theta=0,3$), на яких для осі частот прийнята логарифмічна шкала, видно слабкий прояв другої критичної частоти на частоті обертання $\omega \approx 8000 \text{ c}^{-1}$. Парціальні частоти близькі до власних частот системи і розташовані між ними, що відповідає відомому положенню теорії коливань.

Істотний вплив на амплітуди і критичні частоти надає конусність кільцевого каналу. Конфузорність ($\theta > 0$) підвищує критичні частоти і знижує резонансні амплітуди; дифузорність ($\theta < 0$) надає зворотний ефект. Тому при проектуванні врівноважувачих пристроїв потрібно забезпечувати достатню жорсткість елементів конструкції, щоб уникнути утворення діфузорності каналів через можливі силові і температурні деформації.

Абсолютні значення амплітуд радіальних і осьових коливань ротора визначаються формулами (3.83), якщо тільки задані амплітуди відповідних збуджень ψ_{1a} , τ_a , a . Їх орієнтовну оцінку можна одержати з наступних міркувань.

Насос низькооборотний ($\approx 1500 \text{ об/мин}$, $\omega \approx 150 \text{ с}^{-1}$), тому за стандартами ІСО 1940-73 $a\omega \leq 6,3 \text{ мм/с}$, звідки ексцентриситет центру мас диска $a \approx 0,04 \text{ мм}$. За результатами експериментів амплітуда коливань в камері гідропр'яти $p_2 \approx 0,015 \text{ МПа}$. Такий же порядок має значення амплітуди p_{1a} коливань тиску на вході в кільцевий зазор (тиск нагнітання), а відносну амплітуду коливань тиску нагнітання можна прийняти $\psi_{1a} \approx p_{1a}/p_{1n} = 0,015/2,8 \approx 0,005$. Амплітуда τ_a коливань врівноважучої осьової сили має той же порядок.

Оцінимо абсолютні значення резонансних амплітуд для номінального тиску нагнітання $p_{1n} = 2,8 \text{ МПа}$ і кільцевого каналу без конусності ($\theta = 0$). По амплітудних характеристиках $A_{r\psi(22)} = 7$, $A_{z\psi(22)} = 2$; $A_{ra(22)} = 0,33$, $A_{za(22)} = 0,047$. Для прийнятих значень амплітуд збуджень за формулами (3.83) знаходимо: $r_{a\psi} = 2,1 \text{ мкм}$, $z_{a\psi} = 0,6 \text{ мкм}$; $r_{aa} = 13,2 \text{ мкм}$, $z_{aa} = 1,9 \text{ мкм}$. Відповідні експериментальні значення $r_{aa} \approx 20 \text{ мкм}$, $z_{aa} \approx 10 \text{ мкм}$ принаймні порівнянні з результатами розрахунку.

3.8 Короткі висновки

Системи автоматичного урівноваження осьових сил, які діють на ротор багатоступеневого відцентрового насоса, виконують одночасно функції саморегульованого безконтактного кінцевого ущільнення і радіально-наполегливого важко навантаженого гідростатичного підшипника. Такі системи багато в чому визначають вібраційний стан ротора.

Осьові і радіальні гідродинамічні сили, що виникають в дроселюючих зазорах врівноважуючого пристрою взаємозв'язані. В результаті система ротор-авторозвантажування під дією неминучої радіальної статичної невривноваженості, пульсацій тиску нагнітання і гармонічних змін осьової сили, що діє на ротор, скоює взаємозв'язані вимушені радіально-осьові коливання. На частотах обертання, які співпадають з якою-небудь власною частотою, резонансні

амплітуди цих коливань можуть перевищувати допустимі межі, тому визначення резонансних (критичних) частот обертання і відбудова від них має важливе практичне значення.

Запропонована методика динамічного розрахунку, заснована на простій моделі ротора з системою врівноваження, дозволяє оцінити критичні частоти обертання ротора і амплітуди його вимушених коливань. Проте для формулювання відповідних узагальнень потрібен повніший і глибший чисельний аналіз як спрощеної моделі, так і розробка і дослідження вдосконалених моделей, які повніше б відображали динамічні властивості системи ротор-авторозвантажувача.

Потрібно підкреслити, що велика кількість спрощень, що вводяться при аналітичних і розрахункових дослідженнях, не дозволяє приймати на віру їх результати. Мірилом достовірності результатів є експеримент і досвід експлуатації натурних машин. Випадки негативного досвіду експлуатації обходяться дуже дорого, тому особливу цінність набуває експеримент. Тільки він може гарантувати надійність і економічність відцентрових насосів на високі і надвисокі параметри.

4 СУМІСНІ РАДІАЛЬНО-КУТОВІ КОЛИВАННЯ РОТОРА

4.1 Вільні коливання ротора без ущільнень

4.1.1 Рівняння коливань і характеристичне рівняння

Вільні радіально-кутові коливання ротора без ущільнень (в повітрі) описуються спресованою системою без прямих частин:

$$\ddot{u} + a_{20}\dot{u} + \Omega_{u0}^2 u \pm i\alpha_0 \theta = 0, \quad (4.1)$$

$$\ddot{\theta} + b_{20}\dot{\theta} + \Omega_{\theta 0}^2 \theta \mp i(b_{40}\dot{u} + \beta_0 u) = 0,$$

де коефіцієнти пружного зв'язку α_0 , β_0 і парціальні частоти Ω_{u0} , $\Omega_{\theta 0}$.

Аналіз такої порівняно простої системи дозволяє виявити основні закономірності сумісних радіально-кутових коливань і полегшує, надалі, оцінку впливу гідродинамічних сил і моментів на динаміку ротора в шпаринних ущільненнях. Ухваливши розв'язок у вигляді

$$u = u_a e^{\lambda t}, \quad \theta = \theta_a e^{\lambda t} \quad (4.2)$$

і підставивши його в (4.1), одержимо систему алгебраїчних рівнянь з невідомими амплітудами і характеристичними показниками

$$(\lambda^2 + a_{20}\lambda + \Omega_{u0}^2)u_a \pm i\alpha_0 \theta_a = 0,$$

$$\mp i\beta_0 u_a + [\lambda^2 + (b_{20} \mp ib_{40})\lambda + \Omega_{\theta 0}^2]\theta_a = 0.$$

Умовою існування ненульових амплітуд є рівність нулю визначників

$$\Delta_{1,2} = \begin{vmatrix} \lambda^2 + a_{20}\lambda + \Omega_{u0}^2 & \pm i\alpha_0 \\ \mp i\beta_0 & \lambda^2 + (b_{20} \mp ib_{40})\lambda + \Omega_{\theta 0}^2 \end{vmatrix} = 0,$$

розкривши які і згрупувавши члени по степенях λ , одержимо характеристичні рівняння

$$\begin{aligned} \Delta_{1,2} = & \lambda^4 + (a_{20} + b_{20} \mp ib_{40})\lambda^3 + [\Omega_{u0}^2 + \Omega_{\theta 0}^2 + a_{20}(b_{20} \mp ib_{40})]\lambda^2 + \\ & + [a_{20}\Omega_{\theta 0}^2 + (b_{20} \mp ib_{40})\Omega_{u0}^2]\lambda + \Omega_{u0}^2\Omega_{\theta 0}^2 - \alpha_0\beta_0 = 0. \end{aligned} \quad (4.3)$$

Надалі розглядаються коливання ротора відносно стійкого рівноважного положення, тому потенційна енергія ротора на підставі теореми Лагранжа-Діріхле виражається позитивно певною квадратичною формою, коефіцієнти якої задовольняють критеріям Сильвестра:

$$k_{11} > 0, \begin{vmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{vmatrix} > 0, \text{ або } k_{11}k_{22} > k_{12}^2. \quad (4.4)$$

Розділивши обидві частини останньої нерівності на mI одержимо

$$\frac{k_{11}k_{22}}{mI} = \Omega_{u0}^2 \Omega_{g0}^2 > \frac{k_{12}^2}{mI} = \alpha_0 \beta_0 = \frac{k_{12}^2}{k_{11}k_{22}} \frac{k_{11}k_{22}}{mI} = \zeta^2 \Omega_{u0}^2 \Omega_{g0}^2,$$

звідки слідує, $\Omega_{u0}^2 \Omega_{g0}^2 (1 - \zeta^2) > 0$, тобто безрозмірний коефіцієнт пружного зв'язку менше одиниці:

$$\zeta^2 = k_{12}^2 / k_{11}k_{22} < 1.$$

4.1.2 Вільні коливання консервативної системи

Попередньо розглянемо ротор без зовнішнього демпфірування: $a_{20} = b_{20} = 0$, який скоює гармонійні коливання з частотою s . Робота гіроскопічного моменту $M_4 = ib_{40}\dot{\theta}$, який входить в друге рівняння системи (4.1), усереднена за часом на періоді $T = 2\pi/s$ гармонічних коливань $\theta = \theta_a e^{ist}$, рівна нулю:

$$dA_4 = M_4 d\theta = M_4 \dot{\theta} dt = -ib_{40}\theta_a^2 s e^{2ist} d(st),$$

$$A_4 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} dA_4 = -\frac{b_{40}\theta_a^2 s}{4\pi} (e^{i4\pi} - 1) = 0.$$

Таким чином, гіроскопічний момент, як і гіроскопічна сила, не порушує консервативності системи. Питомий коефіцієнт демпфірування дорівнює нулю, і характеристичні показники - зв'язані уявні числа $\lambda = \pm is$: система скоює незгасаючі гармонічні коливання. Враховуючи рівність нулю демпфірування і вводячи заміну $\lambda = is$, $b_{40} = j_0 \omega$, приведемо характеристичні рівняння (4.3) до вигляду

$$\Delta_{0(1,2)} = s^4 \mp j_0 \omega s^3 - (\Omega_{u0}^2 + \Omega_{g0}^2) s^2 \pm j_0 \omega \Omega_{u0}^2 s + \Omega_{u0}^2 \Omega_{g0}^2 (1 - \zeta^2) = 0 \quad (4.5)$$

або

$$\Delta_{0(1,2)} = s^4 - (\Omega_{u0}^2 + \Omega_{g0}^2) s^2 + \Omega_{u0}^2 \Omega_{g0}^2 (1 - \zeta^2) = \pm j_0 \omega s (s^2 - \Omega_{u0}^2). \quad (4.6)$$

Рівняння мають вісім коренів. А початкова система (4.1) з комплексними змінними має восьмий порядок і відповідно вісім власних частот.

4.1.3 Власні частоти валу, що не обертається

У праву частину (4.6), яка обумовлена гіроскопічним моментом диска, входить частота обертання ротора. Тому власні частоти з урахуванням гіроскопічного моменту залежать від частоти обертання. Для ротора, що не обертається, права частина рівна нулю, і власні частоти зв'язаних радіально-кутових коливань такого ротора є корінням біквдратного рівняння

$$s^4 - (\Omega_{u0}^2 + \Omega_{g0}^2) s^2 + \Omega_{u0}^2 \Omega_{g0}^2 (1 - \zeta^2) = 0:$$

$$s_{(1,2)0}^2 = \frac{1}{2} (\Omega_{u0}^2 + \Omega_{g0}^2) \mp \sqrt{\frac{1}{4} (\Omega_{u0}^2 + \Omega_{g0}^2)^2 - \Omega_{u0}^2 \Omega_{g0}^2 (1 - \zeta^2)}. \quad (4.7)$$

Квадрати обох коренів позитивні, оскільки $\zeta < 1$, і ротор має дві позитивні і дві негативні власні частоти. Як і раніше, нумеруватимемо їх у міру збільшення модуля, причому перші дві позитивні, другі дві - негативні:

$$s_{(1,3)0} = \pm s_{10}, \quad s_{(2,4)0} = \pm s_{20}, \quad s_{30} = -s_{10}, \quad s_{40} = -s_{20}.$$

При $\zeta = 0$ коливання не зв'язані, і формула (6.7) дає квадрати парціальних частот: $s_{10}^2 = \Omega_{u0}^2$, $s_{20}^2 = \Omega_{g0}^2$. При $\zeta > 1$ $s_{10}^2 < 0$, і частоти s_{10} , s_{30} стають уявними, тобто реально цих частот немає, оскільки частоти - дійсні числа.

Для симетричного ротора з диском посередині, розташованого на жорстких опорах, коефіцієнт пружного зв'язку дорівнює нулю, тобто сила викликає прогинання валу без повороту диска, а момент - поворот диска щодо горизонтального діаметру - без прогинання валу. В цьому випадку ($\zeta = 0$) одержимо власні частоти незалежних радіальних і кутових коливань валу як шарнірно опертої балки:

$$s_{10} = \Omega_{u0} = \sqrt{k_{11}/m}, \quad s_{20} = \Omega_{g0} = \sqrt{k_{22}/I} = \Omega_0 \sqrt{j_0}, \quad \Omega_0 = \sqrt{k_{22}/I_0}. \quad (4.8)$$

В якості масштабу прийнятий полярний момент інерції I_0 , що дозволяє виразити парціальну частоту Ω_{g0} через параметр j_0 .

По коефіцієнтах жорсткості за формулами (4.8) можна обчислити власні частоти незалежних коливань для різних схем спирання і різних геометричних параметрів валу.

Введемо безрозмірні частоти, використовуючи співвідношення (4.8):

$$\bar{s}_{(1,2)0} = s_{(1,2)0} / \Omega_{u0}, \quad \kappa_g = \Omega_{g0} / \Omega_{u0} = \kappa_0 \sqrt{j_0}, \quad \kappa_0 = \Omega_0 / \Omega_{u0}. \quad (4.9)$$

Тепер формулу (6.7) можна привести до вигляду

$$\bar{s}_{(1,2)0}^2 = \frac{1}{2}(1 + \kappa_g^2) \mp \sqrt{\frac{1}{4}(1 + \kappa_g^2)^2 - \kappa_g^2(1 - \zeta^2)}. \quad (4.10)$$

і побудувати залежність квадратів власних частот від відношення квадратів парціальних частот κ_g^2 . У характерних точках:

$$\kappa_g^2 = 0: \bar{s}_{10}^2 = 0, \bar{s}_{20}^2 = 1; \kappa_g^2 = 1: \bar{s}_{10}^2 = 1 - \zeta, \bar{s}_{20}^2 = 1 + \zeta; \quad (4.11)$$

$$\kappa_g^2 \gg 1: \bar{s}_{10}^2 \approx 1 - \zeta^2, \bar{s}_{20}^2 \approx \kappa_g^2.$$

Графіки залежності $\bar{s}_{(1,2)0}^2(\kappa_g^2)$ (діаграма Віна) приведені на рис. 4.1. Оскільки на практиці $\Omega_{g0} > \Omega_{u0}$, можна розглядати тільки праву частину графіків ($\kappa_g > 1$).

З графіків видно, що парціальні частоти розташовані між власними частотами; при великій відмінності парціальних частот власні частоти близькі до парціальних. У міру зближення парціальних частот ($\kappa_g \rightarrow 1$) відмінність від них власних частот збільшується, досягаючи максимуму при $\Omega_{g0} = \Omega_{u0}$. Відхилення власних частот від парціальних тим більше, чим більше безрозмірний коефіцієнт пружного зв'язку ζ , чим більше зв'язаність радіальних і кутових коливань.

Для тестового прикладу (несиметрична модель)

$$\Omega_{u0}^2 = 9,08 \cdot 10^4 \text{ c}^{-2}, \Omega_{g0}^2 = 192 \cdot 10^4, \Omega_0^2 = 96,5 \cdot 10^4, \\ \kappa_g^2 = j_0 \kappa_0^2 = 21,1, \kappa_0^2 = 10,7, \zeta = 0,58, \zeta^2 = 0,33,$$

тому можна прийняти

$$\bar{s}_{10}^2 \approx 1 - \zeta^2 = 0,67, \bar{s}_{10} \approx 247 \text{ c}^{-1}, \bar{s}_{20}^2 \approx \kappa_g^2 = j_0 \kappa_0^2 = 21,1,$$

$$s_{20} \approx 1390c^{-1}. \quad (4.12)$$

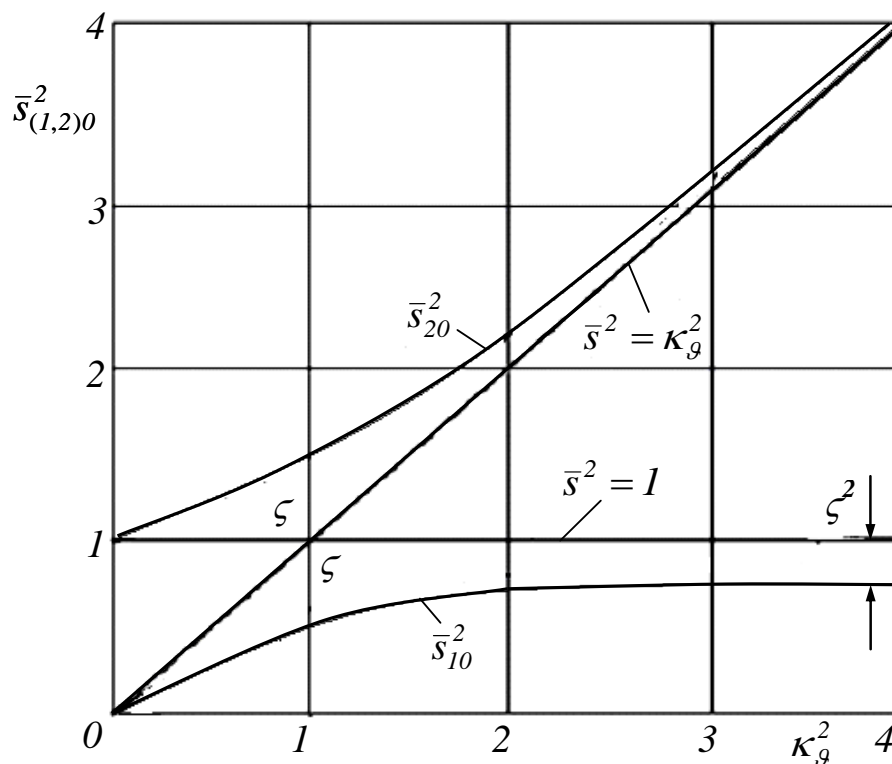


Рисунок 4.1 - Діаграма Віна

Оцінимо вплив відносного моменту інерції диска $j_0 = I_0/I$ на власні частоти валу, що не обертається, підставивши у формулу (4.10) вираз $\kappa_g^2 = j_0 \kappa_0^2$.

Для позитивних власних частот

$$\bar{s}_{(1,2)0} = \sqrt{\frac{1}{2}(1 + j_0 \kappa_0^2) \mp \sqrt{\frac{1}{4}(1 + j_0 \kappa_0^2)^2 - j_0 \kappa_0^2(1 - \zeta^2)}}. \quad (4.13)$$

На рис. 4.2 приведені графіки, що ілюструють характер залежності позитивних власних частот від параметра j_0 (для зручності побудови графіків прийнято $\kappa_0^2 = 0,5$; $\zeta^2 = 0,33$). Власні частоти зростають із збільшенням параметра j_0 . Якщо до валу прикласти гармонійне збурення, частота якого дорівнює одній з власних частот, то коливання валу матимуть вид резонансних вимушених коливань.

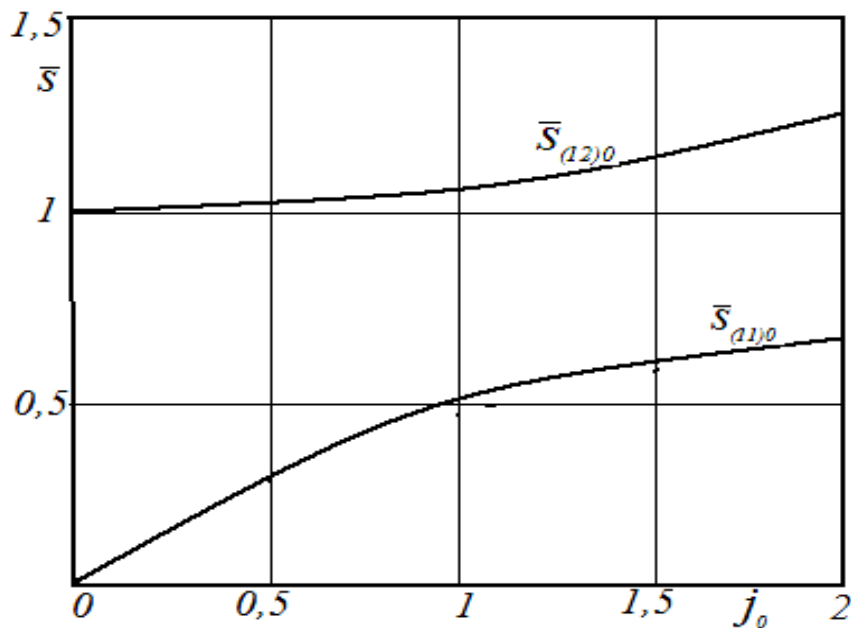


Рисунок 4.2 - Залежність власних частот від відносного моменту інерції диска

4.1.4 Власні частоти валу, що обертається

Повернемося до рівнянь (4.5) і (4.6), записавши їх в безрозмірному вигляді

$$\Delta_0 = s^4 \mp j_0 \varpi s^3 - (1 + j_0 \kappa_0^2) s^2 \pm j_0 \varpi s + j_0 \kappa_0^2 (1 - \zeta^2) = 0, \quad (4.14)$$

$$\Delta_0 = s^4 - (1 + j_0 \kappa_0^2) s^2 + j_0 \kappa_0^2 (1 - \zeta^2) = \pm j_0 \varpi s (s^2 - 1);$$

$$s = s / \Omega_{u0}, \quad \varpi = \omega / \Omega_{u0}.$$

Аналітичне розв'язання повних рівнянь четвертого ступеня невиправдано складне. Для зручності числового розв'язання скористаємося тим, що ліва частина останнього рівняння представляє рівняння коливань валу, що не обертається. Його можна розкласти на множники

$$s^4 - (1 + j_0 \kappa_0^2) s^2 + j_0 \kappa_0^2 (1 - \zeta^2) = (s^2 - s_{10}^2)(s^2 - s_{20}^2),$$

де квадрати коренів даного многочлена визначаються формулою (4.10). Тепер з другого рівняння (6.14) можна виразити частоту обертання через власні частоти:

$$\omega = \pm \frac{(s^2 - s_{10}^2)(s^2 - s_{20}^2)}{j_0 s (s^2 - 1)}. \quad (4.15)$$

За цією формулою для різних значень власної частоти обчислюється відповідна частота обертання і будується частотна діаграма для заданих параметрів ротора. Так, для розглянутого вище прикладу за даними (4.12)

$$\omega = \pm \frac{(s^2 - 0,67)(s^2 - 10,7 j_0)}{j_0 s (s^2 - 1)}.$$

На рис. 4.3 приведені результати числового розв'язання (частотна діаграма) для тестової моделі ротора ($j_0 = 2, \kappa_0^2 = 10,7, \zeta^2 = 0,33$). Рівняння (4.15) має два позитивних і два негативні кореня, причому криві косиметричні відносно осей координат (рис.4.3), оскільки заміна s на $-s$ рівноцінна заміні ω на $-\omega$. Це дозволяє обмежитися побудовою тільки позитивних значень власних частот у всьому діапазоні частот обертання ротора від $-\infty$ до $+\infty$ (рис. 4.4). На цьому рисунку для порівняння приведені частотні діаграми роторів барабанної і дискової конструкції і показано розташування критичних частот обертання ротора (критичні частоти роторів барабанної конструкції відмічені зірочкою), які визначаються в наступному п. 4.2.3. Як видно з рис. 4.4, нижчі власні частоти обох роторів майже не відрізняються. Друга власна частота ротора дискової конструкції крутіше зростає із зростанням частоти обертання, ніж у барабанного ротора.

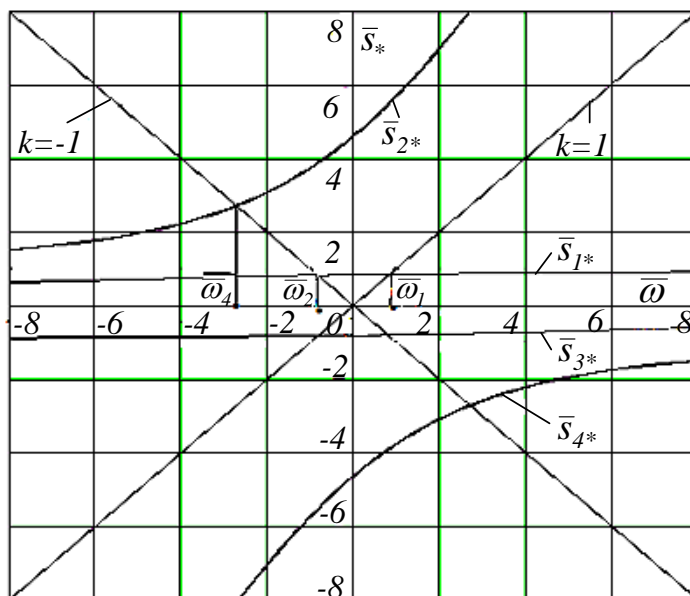


Рисунок 4.3 - Повна частотна діаграма ротора дискової конструкції ($j_0 = 2$)

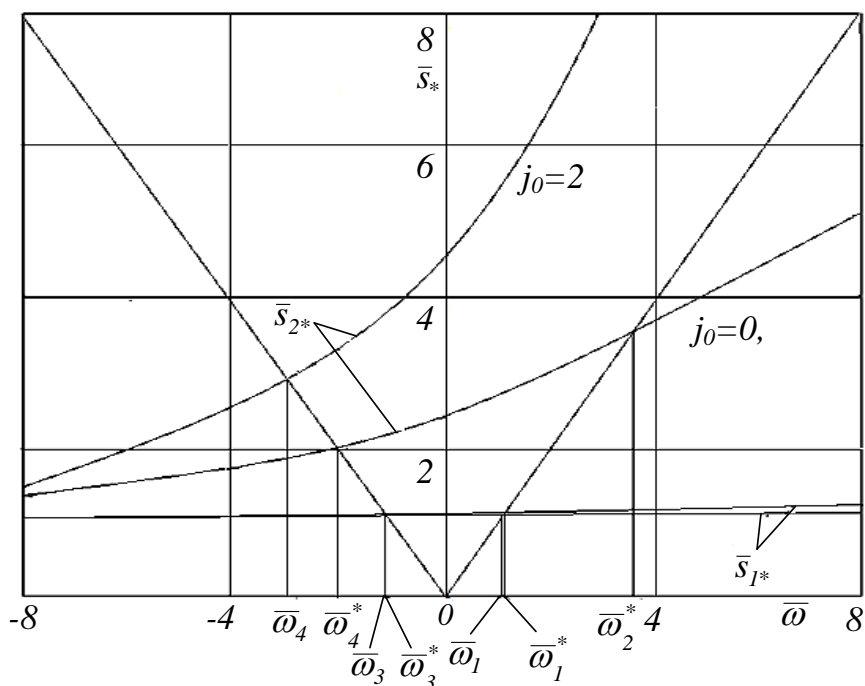


Рисунок 4.4 - Частотні діаграми роторів барабанної ($j_0 = 0,5$) і дискової ($j_0 = 2$) конструкції

Знаки власної частоти і частоти обертання в першому квадранті співпадають - вільний рух ротора має вид прямої прецесії; у другому квадранті знаки

протилежні, що відповідає зворотній прецесії. На вертикальній осі розташовані безрозмірні власні частоти s_{10}, s_{20} ротора дискової конструкції, що не обертається. На рис. 4.3 прямій прецесії відповідають криві в першому і третьому квадрантах, зворотної - в другому і четвертому квадрантах.

На рис. 4.5 показана залежність частотних діаграм від параметра j_0 . Діаграми побудовані тільки у верхній напівплощині і підтверджують зроблений раніше висновок про те, що нижні власні частоти мало залежать від геометрії диска.

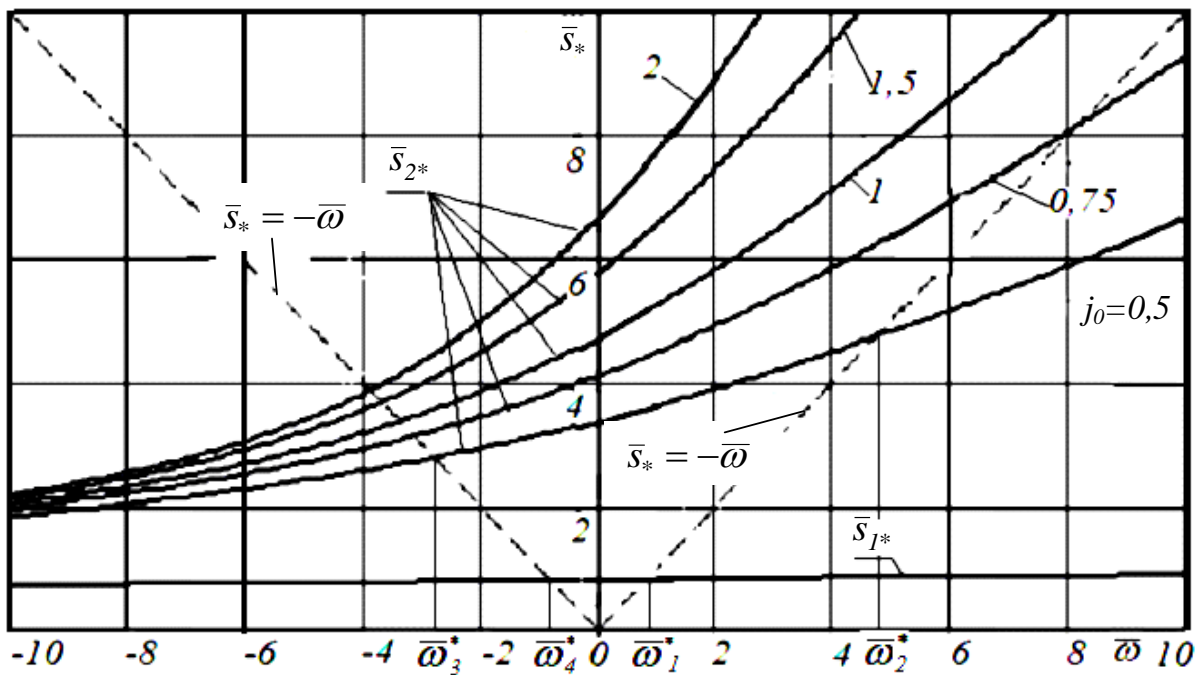


Рисунок 4.5 - Частотні діаграми для різних значень параметра j_0

4.1.5 Критичні частоти обертання

Обурюючі гармонійні сили і моменти, що обумовлені статичною і динамічною невідношенностями, і їх частоти дорівнюють частоті обертання ротора.

Графічне розв'язання показане на рис. 4.3 і 4.4. Критичні частоти обертання відповідають точкам перетину прямих $\pm \omega = s_*$ ($k = \pm 1$) з частотними діаграмами

$s_*(\omega)$. Як видно з графіків, ротори дискової конструкції мають одну критичну частоту прямої прецесії ω_1 і дві ω_3, ω_4 - зворотної прецесії. Ротори барабанного типу (для них критичні частоти відмічені верхньою зірочкою) мають по дві критичні частоти прямої (ω_1^*, ω_2^*) і зворотної (ω_3^*, ω_4^*) прецесій (рис. 4.4, 4.5).

Аналіз залежності критичних частот від параметра j_0 можливо виконати, підставивши в першу рівність (4.14) $s_* = \omega_*$. В результаті одержимо два біквдратні рівняння

$$(1 + j_0)\omega_*^4 - [j_0\kappa_0^2 + (1 + j_0)]\omega_*^2 + j_0\kappa_0^2(1 - \zeta^2) = 0 \quad (4.16)$$

$$(1 - j_0)\omega_*^4 - [j_0\kappa_0^2 + (1 - j_0)]\omega_*^2 + j_0\kappa_0^2(1 - \zeta^2) = 0,$$

з яких знаходимо чотири квадрати критичних частот обертання ротора в повітрі:

$$\omega_{*(1)}^2 = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{j_0\kappa_0^2}{1 + j_0} \right) + \frac{1}{2} \sqrt{\left(1 + \frac{j_0\kappa_0^2}{1 + j_0} \right)^2 - 4 \frac{j_0\kappa_0^2(1 - \zeta^2)}{1 + j_0}},$$

$$\omega_{*(2)}^2 = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{j_0\kappa_0^2}{1 - j_0} \right) + \frac{1}{2} \sqrt{\left(1 + \frac{j_0\kappa_0^2}{1 - j_0} \right)^2 - 4 \frac{j_0\kappa_0^2(1 - \zeta^2)}{1 - j_0}},$$

(4.17)

$$\omega_{*(1)'}^2 = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{j_0\kappa_0^2}{1 + j_0} \right) - \frac{1}{2} \sqrt{\left(1 + \frac{j_0\kappa_0^2}{1 + j_0} \right)^2 - 4 \frac{j_0\kappa_0^2(1 - \zeta^2)}{1 + j_0}},$$

$$\omega_{*(2)'}^2 = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{j_0\kappa_0^2}{1 - j_0} \right) - \frac{1}{2} \sqrt{\left(1 + \frac{j_0\kappa_0^2}{1 - j_0} \right)^2 - 4 \frac{j_0\kappa_0^2(1 - \zeta^2)}{1 - j_0}}.$$

Витягуючи квадратні корені, набуємо вісім різних значень самих критичних частот:

$$\bar{\omega}_{*1} = \sqrt{\bar{\omega}_{*(1)}^2}, \bar{\omega}_{*4} = -\bar{\omega}_{*1}, \bar{\omega}_{*2} = \sqrt{\bar{\omega}_{*(2)}^2}, \bar{\omega}_{*3} = -\bar{\omega}_{*2},$$

$$\bar{\omega}'_{*1} = \sqrt{\bar{\omega}'_{*(1)}^2}, \bar{\omega}'_{*4} = -\bar{\omega}'_{*1}, \bar{\omega}'_{*2} = \sqrt{\bar{\omega}'_{*(2)}^2}, \bar{\omega}'_{*3} = -\bar{\omega}'_{*2}.$$

Для прямої прецесії (права половина рис. 4.5), при $j_0 < 1$ одержуємо дві позитивні критичні частоти. При $j_0 > 1$ другий доданок під радикалом мінє знак, і приведені формули дають тільки одне позитивне значення квадрата критичної частоти і відповідно одне позитивне значення самої критичної частоти. Зворотна прецесія завжди має дві критичні частоти обертання.

Якщо радіальні і кутові коливання не зв'язані ($\zeta = 0$), то за формулами (4.17) визначаються критичні частоти обертання незалежних коливань (парціальні критичні частоти):

$$\bar{\omega}_{*10}^2 = \bar{\omega}_{*20}^2 = 1, \omega_{*10}^2 = \omega_{*20}^2 = \Omega_{u0}^2,$$

(4.18)

$$\bar{\omega}'_{*10}{}^2 = \frac{j_0 \kappa_0^2}{1 + j_0}, \omega'_{*10}{}^2 = \frac{\Omega_{90}^2}{1 + j_0}, \bar{\omega}'_{*20}{}^2 = \frac{j_0 \kappa_0^2}{1 - j_0}, \omega'_{*20}{}^2 = \frac{\Omega_{90}^2}{1 - j_0}.$$

Параметри j_0, κ_0, ζ , які входять у формули (4.17) для обчислення критичних частот обертання ротора, залежать від його геометричних розмірів і схеми спірання:

$$j_0 = \frac{I_0}{I} = \frac{mR^2/2}{m(R^2/4 + b_e^2/12)} = \frac{12\rho_0^2}{6\rho_0^2 + \bar{b}_e^2}, \bar{b}_e = \frac{b_e}{L}, \rho_0 = \frac{R}{L\sqrt{2}},$$

(4.19)

$$\kappa_0^2 = \frac{k_{11}}{m} \cdot \frac{I_0}{k_{22}} = \frac{R^2}{2} \cdot \frac{k_{11}}{k_{22}}, \quad \zeta^2 = \frac{k_{12}^2}{k_{11}k_{22}}.$$

Для найпоширеніших схем спирання, з урахуванням значень коефіцієнтів жорсткості, одержимо:

$$\kappa_{0(1)}^2 = \rho_0^2 \frac{\alpha_1^3 + (1 - \alpha_1)^3}{\alpha_1^2 (1 - \alpha_1)^2}, \quad \alpha_1 = \frac{a}{L}; \quad \kappa_{0(5)}^2 = \rho_0^2 \frac{1 + 3\alpha_5}{\alpha_5^2 (1 + \alpha_5)}, \quad \alpha_5 = \frac{b}{L},$$

(4.20)

$$1 - \zeta_{12(1)}^2 = \frac{\alpha_1(1 - \alpha_1)}{1 - 3\alpha_1(1 - \alpha_1)}, \quad 1 - \zeta_{12(5)}^2 = \frac{\alpha_5[1 + (3/4)\alpha_5]}{1 + 4\alpha_5[1 + (3/4)\alpha_5]}.$$

Користуючись цими виразами і формулами (4.17) можна визначити залежність критичних частот від геометричних параметрів ротора.

4.1.6 Оцінка стійкості

Характеристичне рівняння (4.6) з комплексними коефіцієнтами еквівалентне рівнянню 8-го ступеня з дійсними коефіцієнтами. Використовування в цьому випадку алгебраїчних критеріїв стійкості складно, тому проведемо якісну оцінку, засновану на 3-й теоремі Томсона-Тета [41]:

Якщо ізольоване положення рівноваги системи стійке при одних потенційних силах, то воно стає асимптотично стійким при додаванні довільних гіроскопічних сил і сил опору з повною дисипацією.

У даному випадку рівняння руху ротора (4.1) під дією одних тільки потенційних сил спрощуються і представляють систему незалежних рівнянь

$$\ddot{u} + \Omega_{u0}^2 u = 0, \quad \ddot{\theta} + \Omega_{\theta 0}^2 \theta = 0.$$

Для них характеристичні показники $\lambda_{(11,12)0} = \pm i\Omega_{u0}$, $\lambda_{(21,22)0} = \pm i\Omega_{g0}$ - уявні числа, тобто їх дійсні частини дорівнюють нулю, і ротор стійкий, але не асимптотично. Відповідно до теореми Томсона-Тета добавка дисипативних сил і моментів з повною дисипацією (a_{20} , b_{20}) і гіроскопічних моментів (b_{40}) переводить систему в стан асимптотичної стійкості при виконанні очевидної умови $\zeta < 1$. З урахуванням сказаного, можна стверджувати, що сумісні радіально-кутові коливання ротора в повітрі асимптотично стійкі.

4.1.7 Вимушені коливання

Обчислення власних частот і критичних частот обертання проведене без урахування сил і моментів в'язкого опору (дисипативних сил і моментів). Таке спрощення виправдане перш за все тим, що опір, дуже мало впливає на власні частоти, отже і на критичні частоти обертання ротора. Крім того, результати, одержані для консервативної системи, достатньо повно відображають закономірності вільних радіально-кутових коливань ротора в повітрі. Дисипативні сили і моменти обмежують амплітуди вимушених коливань, особливо поблизу резонансів. Тому вимушені коливання розглядаються з урахуванням зовнішніх опорів.

Для аналізу вимушених коливань скористаємося рівняннями [40], приймаючи рівними нулю коефіцієнти гідродинамічних сил і моментів в шпаринних ущільненнях і зберігаючи лише верхній знак перед уявною одиницею:

$$\ddot{u} + a_{20}\dot{u} + \Omega_{u0}^2 u + i\alpha_0 \theta = |a^*| \omega^2 e^{i\alpha t}, \quad (4.21)$$

$$\ddot{\theta} + b_{20}\dot{\theta} + \Omega_{g0}^2 \theta - i(b_{40}\dot{\theta} + \beta_0 u) = (1 - j_0) |\gamma^*| \omega^2 e^{i\alpha t}.$$

Частинний розв'язок ухвалимо у вигляді гармонік з частотою обертання ротора, тобто з частотою зовнішніх збуджень

$$a^* = |a^*| e^{i\alpha} = \frac{|a|}{H} e^{i\alpha}, \quad \gamma^* = |\gamma^*| e^{i\alpha} = \frac{|\gamma|l}{2H} e^{i\alpha},$$

що визначається формулами:

$$u = u_a e^{i(\alpha t + \varphi_{u0})} = \tilde{u} e^{i\alpha t}, \quad \theta = \theta_a e^{i(\alpha t + \varphi_{\theta 0})} = \tilde{\theta} e^{i\alpha t}, \quad (4.22)$$

$$\tilde{u} = u_a e^{i\varphi_u}, \quad \tilde{\theta} = \theta_a e^{i\varphi_\theta}$$

- комплексні амплітуди.

Підстановка розв'язку і його похідних в рівняння (4.21) приводить до системи алгебраїчних рівнянь

$$D_{11}\tilde{u} + D_{12}\tilde{\theta} = |a^*|\omega^2, \quad (4.23)$$

$$D_{21}\tilde{u} + D_{22}\tilde{\theta} = (1 - j_0)|\gamma^*|\omega^2$$

з операторами

$$D_{11} = \Omega_{u0}^2 - \omega^2 + ia_{20}\omega, \quad D_{12} = i\alpha_0,$$

$$D_{21} = -i\beta_0, \quad D_{22} = \Omega_{\theta 0}^2 - \omega^2 + b_{40}\omega + ib_{20}\omega.$$

З системи (4.23), користуючись правилом Крамера, знаходимо:

$$\tilde{u} = \omega^2 \frac{\Delta_u}{\Delta_0}, \quad \tilde{\theta} = \omega^2 \frac{\Delta_\theta}{\Delta_0}, \quad (4.24)$$

де визначники

$$\Delta_0 = \begin{vmatrix} D_{11} & D_{12} \\ D_{21} & D_{22} \end{vmatrix}, \quad \Delta_u = \begin{vmatrix} A & D_{12} \\ \Gamma & D_{22} \end{vmatrix}, \quad \Delta_\theta = \begin{vmatrix} D_{11} & A \\ D_{21} & \Gamma \end{vmatrix};$$

тут скорочено позначено

$$A = |a^*|, \quad \Gamma = (1 - j_0)|\gamma^*|. \quad (4.25)$$

Рівність нулю визначника $\Delta_0 = 0$ системи співпадає з характеристичним рівнянням (4.3), якщо в останньому ввести заміну $\lambda = i\omega$, маючи на увазі, що вимушені коливання відбуваються з частотою ω .

Розкриємо визначників і уявимо їх у вигляді комплексних чисел

$$\begin{aligned} \Delta_0 &= D_{11}D_{22} - D_{12}D_{21} = U_0 + iV_0, \\ \Delta_u &= AD_{22} - \Gamma D_{12} = (U_u + iV_u), \quad \Delta_g = \Gamma D_{11} - AD_{21} = (U_g + iV_g) \end{aligned}$$

дійсні і уявні частини яких виражаються формулами

$$U_0 = (1 - j_0)\omega^4 - [(1 - j_0)\Omega_{u0}^2 + \Omega_{g0}^2 + a_{20}b_{20}]\omega^2 + \Omega_{u0}^2\Omega_{g0}^2(1 - \zeta^2), \quad (4.26)$$

$$V_0 = \omega\{a_{20}[\Omega_{g0}^2 - (1 - j_0)\omega^2] + b_{20}(\Omega_{u0}^2 - \omega^2)\};$$

$$U_u = A[\Omega_{g0}^2 - (1 - j_0)\omega^2], \quad V_u = Ab_{20}\omega - \Gamma\alpha_0; \quad (4.27)$$

$$U_g = \Gamma(\Omega_{u0}^2 - \omega^2), \quad V_g = \Gamma a_{20}\omega + A\beta_0.$$

Тепер формули (4.24) після розділення дійсної і уявної частин приймають вигляд

$$\tilde{\alpha} = \omega^2 \frac{U_u + iV_u}{U_0 + iV_0} = \omega^2 (U_{u1} + iV_{u1}) = u_a e^{i\varphi_u}, \quad (4.28)$$

$$U_{u1} = \frac{U_0 U_u + V_0 V_u}{U_0^2 + V_0^2}, \quad V_{u1} = \frac{U_0 V_u - V_0 U_u}{U_0^2 + V_0^2},$$

$$u_a = \omega^2 \sqrt{U_{u1}^2 + V_{u1}^2} = \omega^2 \sqrt{\frac{U_u^2 + V_u^2}{U_0^2 + V_0^2}}, \quad (4.29)$$

$$\varphi_u = \arctg \frac{V_{u1}}{U_{u1}} = \arctg \frac{U_0 V_u - V_0 U_u}{U_0 U_u + V_0 V_u}$$

$$\theta = \omega^2 \frac{U_g + iV_g}{U_0 + iV_0} = \omega^2 (U_{g1} + iV_{g1}) = \theta_a e^{i\varphi_g}, \quad (4.30)$$

$$U_{g1} = \frac{U_0 U_g + V_0 V_g}{U_0^2 + V_0^2}, \quad V_{g1} = \frac{U_0 V_g - V_0 U_g}{U_0^2 + V_0^2},$$

$$\theta_a = \omega^2 \sqrt{U_{g1}^2 + V_{g1}^2} = \omega^2 \sqrt{\frac{U_g^2 + V_g^2}{U_0^2 + V_0^2}}, \quad (4.31)$$

$$\varphi_g = \arctg \frac{V_{g1}}{U_{g1}} = \arctg \frac{U_0 V_g - V_0 U_g}{U_0 U_g + V_0 V_g}.$$

Користуючись виразами (4.25) - (4.27) за формулами (4.28) - (4.31) можна побудувати залежності амплітуд і фаз радіально-кутових коливань ротора в повітрі від частоти зовнішніх інерційних збуджень, тобто від частоти обертання ротора. Для побудови таких характеристик зручніше перейти до безрозмірних величин. При проектуванні роторних машин завжди проводять розрахунок власних частот і відповідно критичних швидкостей радіальних коливань. Часто таким розрахунком і обмежуються, оскільки власна частота кутових коливань, як правило, значно вище, ніж радіальних. У зв'язку з цим масштабу частот і коефіцієнтів демпфірування прийматимемо як власну частоту Ω_{u0} недемпфірованих радіальних коливань ротора без ущільнень:

$$\omega = \frac{\omega}{\Omega_{u0}}, \quad \kappa_g = \frac{\Omega_{g0}}{\Omega_{u0}} = \kappa_0 \sqrt{J_0}, \quad \kappa_0 = \frac{\Omega_0}{\Omega_{u0}}, \quad \Omega_0 = \sqrt{\frac{k_{22}}{I}}, \quad (4.32)$$

$$\xi_{a0} = \frac{a_{20}}{2\Omega_{u0}}, \quad \xi_{b0} = \frac{b_{20}}{2\Omega_{u0}}, \quad \alpha_0 = \frac{\alpha_0}{\Omega_{u0}^2}, \quad \beta_0 = \frac{\beta_0}{\Omega_{u0}^2}.$$

Формули (4.26) (4.27) приведемо до безрозмірного вигляду:

$$U_o = \frac{U_o}{\Omega_{u0}^4} = (1 - j_o)\omega^4 - [(1 - j_o) + j_o\kappa_0^2 + 4\xi_{u0}\xi_{g0}]\omega^2 + j_o\kappa_0^2(1 - \zeta^2), \quad (4.33)$$

$$V_o = \frac{V_o}{\Omega_{u0}^4} = 2\omega\{j_o\kappa_0^2\xi_{u0} + \xi_{g0} - [(1 - j_o)\xi_{u0} + \xi_{g0}]\omega^2\},$$

$$U_u = \frac{U_u}{\Omega_{u0}^2} = A[j_o\kappa_0^2 - (1 - j_o)\omega^2], \quad (4.34)$$

$$V_u = \frac{V_u}{\Omega_{u0}^2} = \left[A2\xi_{g0}\omega - \Gamma \frac{\alpha_0}{\Omega_{u0}^2} \right];$$

$$U_g = \frac{U_{g0}}{\Omega_{u0}^2} = \Gamma(1 - \omega^2), \quad V_g = \frac{V_{g0}}{\Omega_{u0}^2} = \left[\Gamma2\xi_{a0}\omega + A \frac{\beta_0}{\Omega_{u0}^2} \right]. \quad (4.35)$$

В якості амплітудних частотних характеристик по аналогії з (4.77) і (5.19) [40] приймемо

$$A_{ua} = \frac{u_a}{A} = \omega^2 \sqrt{\frac{[j_o\kappa_0^2 - (1 - j_o)\omega^2]^2 + \left(2\xi_{g0}\omega - \frac{\Gamma}{A}\alpha_0\right)^2}{U_o^2 + V_o^2}}, \quad (4.36)$$

$$A_{ga} = \frac{\theta_a}{A} = \omega^2 \sqrt{\frac{\left[\frac{\Gamma}{A}(1 - \omega^2)\right]^2 + \left(\frac{\Gamma}{A}2\xi_{u0}\omega + \beta_0\right)^2}{U_o^2 + V_o^2}},$$

$$A_{u\gamma} = \frac{u_a}{\Gamma} = \omega^2 \sqrt{\frac{\frac{A^2}{\Gamma^2}[j_o\kappa_0^2 - (1 - j_o)\omega^2]^2 + \left(\frac{A}{\Gamma}2\xi_{g0}\omega - \alpha_0\right)^2}{U_o^2 + V_o^2}}, \quad (4.37)$$

$$A_{g\gamma} = \frac{\theta_a}{\Gamma} = \varpi^2 \sqrt{\frac{(1 - \varpi^2)^2 + \left(2\xi_{u0}\varpi + \frac{A}{\Gamma}\beta_0\right)^2}{U_0^2 + V_0^2}}.$$

Знаменник підкорінних виразів обчислюється за формулами (4.33). Частоти обертання, при яких знаменник близький до нуля, є критичними, на цих частотах прогинання і кути повороту досягають максимальних значень.

Розглянемо окремі випадки для консервативної системи $\xi_{a0} = \xi_{b0} = 0$.

1⁰. Вимушені радіально-кутові коливання під дією тільки статичної (радіальної) нерівноваженості ($\Gamma=0$):

$$A_{ua} = \frac{u_a}{A} = \varpi^2 \sqrt{\frac{[j_0\kappa_0^2 - (1 - j_0)\varpi^2]^2 + (2\xi_{g0}\varpi)^2}{U_0^2 + V_0^2}}, \quad (4.38)$$

$$A_{ga} = \frac{\theta_a}{A} = \frac{\beta_0\varpi^2}{\sqrt{U_0^2 + V_0^2}}.$$

2⁰. Вимушені коливання під дією динамічної (кутовий) нерівноваженості ($a^* = 0$):

$$A_{u\gamma} = \frac{u_a}{\Gamma} = \frac{\alpha_0\varpi^2}{\sqrt{U_0^2 + V_0^2}}, \quad (4.39)$$

$$A_{g\gamma} = \frac{\theta_a}{\Gamma} = \varpi^2 \sqrt{\frac{(1 - \varpi^2)^2 + (2\xi_{u0}\varpi)^2}{U_0^2 + V_0^2}}.$$

Фазові частотні характеристики при рівності нулю зовнішніх опорів ($\xi_{u0} = \xi_{g0} = 0$):

$$\varphi_u = \arctg \frac{V_u}{U_u} = -\arctg \frac{\Gamma\alpha_0}{A[j_0\kappa_0^2 - (1 - j_0)\varpi^2]}, \quad (4.40)$$

$$\varphi_g = \arctg \frac{V_g}{U_g} = \arctg \frac{A\beta_0}{\Gamma(1 - \varpi^2)}.$$

Для динамічно врівноваженого ротора без опору ($\Gamma = 0, \xi_{g0} = 0$) амплітуда радіальних коливань A_{ua} звертається в нуль на частоті обертання, рівній парціальній критичній частоті кутових коливань $\omega_{*20}'^2 = j_0 \kappa_0^2 / (1 - j_0)$ або $\omega_{*20}' = \Omega_{g0} / \sqrt{(1 - j_0)}$ (4.18). Така частота існує тільки для роторів барабанної конструкції ($j_0 < 1$). Аналогічно для статично урівноваженого ротора ($a^* = 0$) $A_g = 0$, коли частота обертання рівна парціальній частоті радіальних коливань $\omega_{*10}^2 = 1$ або $\omega_{*10} = \pm \Omega_{u0}$. У цих випадках має місце явище антирезонансу [42,43], характерне для лінійних консервативних систем з кінцевим числом ступенів свободи. На рисунках 4.6 і 4.7 приведені амплітудні частотні характеристики, побудовані за формулами (4.38) і (4.39) для $j_0 = 0,75$ і $\xi_{u0} = \xi_{g0} = 0$. На парціальних частотах $\omega_{*20}' = 5,64$ і $\omega_{*10} = 1$ відповідні амплітуди рівні нулю. Зовнішній в'язкий опір, як і при роздільних радіальних і кутових коливаннях, обмежує амплітуди резонансних коливань і приводить до плавної зміни фазової частотної характеристики.

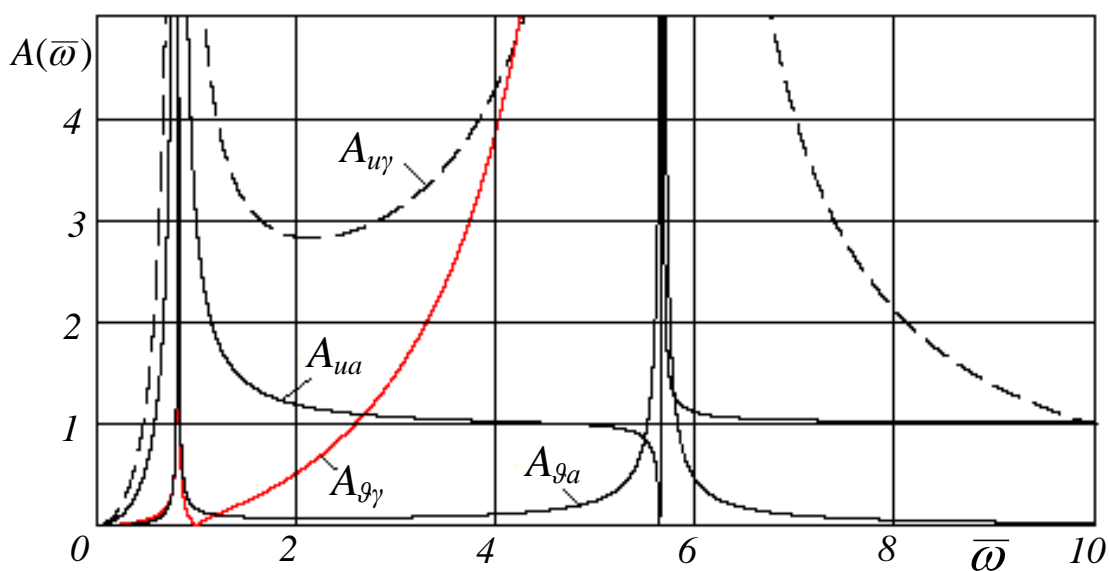


Рисунок 4.6 - Амплітудні частотні характеристики

ротора барабанної конструкції $j_0=0,75$

Як і раніше, в процесі вимушених радіально-кутових коливань має місце явище самоцентровки [13,44]. Якщо у формулах (4.38) і (4.39) перейти до межі при $\bar{\omega} \rightarrow \infty$, то одержимо

$$\frac{u_a}{A} = A_{ua} \rightarrow -1, A_{ga} \rightarrow 0, \frac{\theta_a}{\Gamma} = A_{g\gamma} \rightarrow -1, A_{u\gamma} \rightarrow 0. \quad (4.41)$$

Отже, при статичній невривноваженості центр мас ротора наближається до осі опор, а при динамічній - площина диска займає перпендикулярне до осі опор положення.

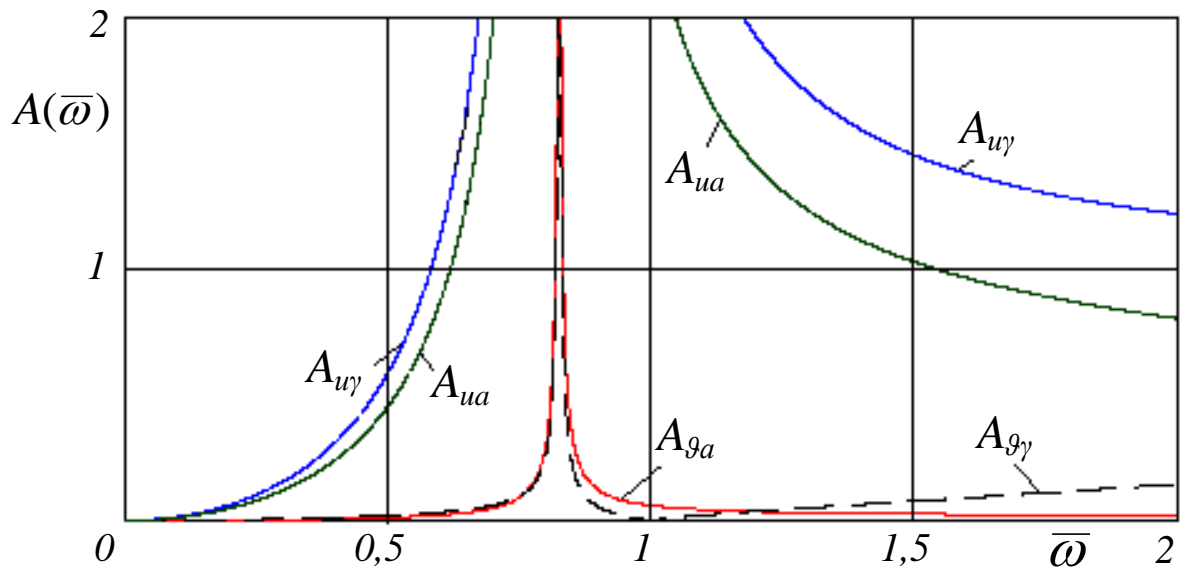


Рисунок 4.7 - Амплітудні частотні характеристики ротора дискової конструкції $j_0=2$

За результатами аналізу сумісних радіально-кутових коливань ротора без шпаринних ущільнень можна зробити наступні висновки.

1. Відмінність сумісних радіально-кутових коливань від незалежних радіальних і кутових коливань виявляється перш за все у формі частотних діаграм. Для незалежних коливань частотні діаграми симетричні відносно горизонтальної

осі (осі частот обертання). При цьому обидві власні частоти прямої прецесії рівні по модулю власним частотам зворотної прецесії. Для сумісних радіально-кутових коливань частотні діаграми кососиметричні. Через це обидві власні частоти прямої прецесії по модулю більше відповідних власних частот зворотної прецесії (рис. 6.3).

2. Із збільшенням розладу, тобто відношення парціальних власних частот кутових і радіальних коливань ($\kappa_g = \Omega_{g0}/\Omega_{u0}$), власні частоти сумісних коливань наближаються до парціальних частот (рис. 4.1).

3. Гіроскопічний момент пропорційний частоті обертання і викликає зростання обох власних частот прямої прецесії: ротор саможорсткішає тим більше, чим більше параметр $j_0 = I_o/I$. В результаті ротори дискової конструкції ($j_0 \geq 1$) мають тільки одну, нижчу, критичну частоту прямої прецесії (рисунки 4.3, 4.4).

4.2 Вільні радіально-кутові коливання ротора у шпаринних ущільненнях

4.2.1 Характеристичне рівняння системи

Для постійного, не залежного від частоти обертання перепаду тиску, рівняння вільних коливань мають вигляд

$$\begin{aligned} a_1 \ddot{u}_x + a_2 \dot{u}_x + a_3 u_x + (a'_4 \dot{u}_y + a'_5 u_y - \alpha'_2 \dot{\theta}_x - \alpha'_3 \theta_x) \omega + \alpha_4 \dot{\theta}_y + (\alpha_5 - \alpha_0) \theta_y &= 0, \\ a_1 \ddot{u}_y + a_2 \dot{u}_y + a_3 u_y - (a'_4 \dot{u}_x + a'_5 u_x + \alpha'_2 \dot{\theta}_y + \alpha'_3 \theta_y) \omega - \alpha_4 \dot{\theta}_x - (\alpha_5 - \alpha_0) \theta_x &= 0, \end{aligned}$$

(4.42)

$$\begin{aligned} b_1 \ddot{\theta}_x + b_2 \dot{\theta}_x + b_3 \theta_x + (b'_4 \dot{\theta}_y + b'_5 \theta_y + \beta'_2 \dot{u}_x - \beta'_3 u_x) \omega + \beta_4 \dot{u}_y + (\beta_5 + \beta_0) u_y &= 0, \\ b_1 \ddot{\theta}_y + b_2 \dot{\theta}_y + b_3 \theta_y - (b'_4 \dot{\theta}_x + b'_5 \theta_x - \beta'_2 \dot{u}_y + \beta'_3 u_y) \omega - \beta_4 \dot{u}_x - (\beta_5 + \beta_0) u_x &= 0. \end{aligned}$$

Загальне розв'язання цих однорідних рівнянь:

$$u_x = u_{ax} e^{\lambda t}, \quad u_y = u_{ay} e^{\lambda t}, \quad \theta_x = \theta_{ax} e^{\lambda t}, \quad \theta_y = \theta_{ay} e^{\lambda t}. \quad (4.43)$$

Підставивши розв'язання в початкові рівняння, дійдемо до алгебраїчних рівнянь відносно амплітуд вільних коливань:

$$\begin{aligned} (a_1 \lambda^2 + a_2 \lambda + a_3) u_{ax} + (a'_4 \lambda + a'_5) \omega u_{ay} - (\alpha'_2 \lambda + \alpha'_3) \omega \theta_{ax} + (\alpha_4 \lambda + \alpha_5 - \alpha_0) \theta_{ay} &= 0, \\ -(a'_4 \lambda + a'_5) \omega u_{ax} + (a_1 \lambda^2 + a_2 \lambda + a_3) u_{ay} - (\alpha_4 \lambda + \alpha_5 - \alpha_0) \theta_{ax} - (\alpha'_2 \lambda + \alpha'_3) \omega \theta_{ay} &= 0, \end{aligned} \quad (4.44)$$

$$\begin{aligned} (\beta'_2 \lambda - \beta'_3) \omega u_{ax} + (\beta_4 \lambda + \beta_5 + \beta_0) u_{ay} + (b_1 \lambda^2 + b_2 \lambda + b_3) \theta_{ax} + (b'_4 \lambda + b'_5) \omega \theta_{ay} &= 0, \\ -(\beta_4 \lambda + \beta_5 + \beta_0) u_{ax} + (\beta'_2 \lambda - \beta'_3) \omega u_{ay} - (b'_4 \lambda + b'_5) \omega \theta_{ax} + (b_1 \lambda^2 + b_2 \lambda + b_3) \theta_{ay} &= 0. \end{aligned}$$

Умовою існування ненульових рішень є рівність нулю визначника системи

$$\Delta(\lambda) = \begin{vmatrix} a_1 \lambda^2 + a_2 \lambda + a_3 & (a'_4 \lambda + a'_5) \omega & -(\alpha'_2 \lambda + \alpha'_3) \omega & \alpha_4 \lambda + \alpha_5 - \alpha_0 \\ -(a'_4 \lambda + a'_5) \omega & a_1 \lambda^2 + a_2 \lambda + a_3 & -(\alpha_4 \lambda + \alpha_5 - \alpha_0) & -(\alpha'_2 \lambda + \alpha'_3) \omega \\ (\beta'_2 \lambda - \beta'_3) \omega & \beta_4 \lambda + \beta_5 + \beta_0 & b_1 \lambda^2 + b_2 \lambda + b_3 & (b'_4 \lambda + b'_5) \omega \\ -(\beta_4 \lambda + \beta_5 + \beta_0) & (\beta'_2 \lambda - \beta'_3) \omega & -(b'_4 \lambda + b'_5) \omega & b_1 \lambda^2 + b_2 \lambda + b_3 \end{vmatrix} = 0. \quad (4.45)$$

Розкривши цей визначник, можна одержати в звичній формі алгебраїчне характеристичне рівняння 8-го ступеня відносно характеристичного показника λ .

4.2.2 Власні частоти радіально-кутових коливань ротора при постійному перепаді тиску

Для аналізу сумісних радіально-кутових коливань ротора доводиться обмежуватися числовими методами. Для числових розрахунків зручніше

користуватися безрозмірним характеристичним рівнянням. Тому розділимо (4.45) на Ω_{u0} :

$$\Delta(\bar{\lambda}) = \begin{vmatrix} a_1 \bar{\lambda}^2 + \frac{a_2}{\Omega_{u0}} \bar{\lambda} + \frac{a_3}{\Omega_{u0}^2} & \left(a_4 \bar{\lambda} + \frac{a_5}{\Omega_{u0}} \right) \bar{\omega} & - \left(\alpha_2 \bar{\lambda} + \frac{\alpha_3}{\Omega_{u0}} \right) \bar{\omega} & \frac{\alpha_4}{\Omega_{u0}} \bar{\lambda} + \frac{\alpha_5 - \alpha_0}{\Omega_{u0}^2} \\ - \left(a_4 \bar{\lambda} + \frac{a_5}{\Omega_{u0}} \right) \bar{\omega} & a_1 \bar{\lambda}^2 + \frac{a_2}{\Omega_{u0}} \bar{\lambda} + \frac{a_3}{\Omega_{u0}^2} & - \left(\frac{\alpha_4}{\Omega_{u0}} \bar{\lambda} + \frac{\alpha_5 - \alpha_0}{\Omega_{u0}^2} \right) & - \left(\alpha_2 \bar{\lambda} + \frac{\alpha_3}{\Omega_{u0}} \right) \bar{\omega} \\ \left(\beta_2 \bar{\lambda} - \frac{\beta_3}{\Omega_{u0}} \right) \bar{\omega} & \frac{\beta_4}{\Omega_{u0}} \bar{\lambda} + \frac{\beta_5 + \beta_0}{\Omega_{u0}^2} & b_1 \bar{\lambda}^2 + \frac{b_2}{\Omega_{u0}} \bar{\lambda} + \frac{b_3}{\Omega_{u0}^2} & \left(b_4 \bar{\lambda} + \frac{b_5}{\Omega_{u0}} \right) \bar{\omega} \\ - \left(\frac{\beta_4}{\Omega_{u0}} \bar{\lambda} + \frac{\beta_5 + \beta_0}{\Omega_{u0}^2} \right) & \left(\beta_2 \bar{\lambda} - \frac{\beta_3}{\Omega_{u0}} \right) \bar{\omega} & - \left(b_4 \bar{\lambda} + \frac{b_5}{\Omega_{u0}} \right) \bar{\omega} & b_1 \bar{\lambda}^2 + \frac{b_2}{\Omega_{u0}} \bar{\lambda} + \frac{b_3}{\Omega_{u0}^2} \end{vmatrix} \quad (4.46)$$

$$\Delta(\bar{\lambda}) = \Delta(\lambda) / \Omega_{u0}^2, \quad \bar{\lambda} = \lambda / \Omega_{u0}, \quad \bar{\omega} = \omega / \Omega_{u0}.$$

Даний ротор в шпаринних ущільненнях є коливальною системою восьмого порядку з чотирма узагальненими координатами: $u_x, u_y, \theta_x, \theta_y$. Система коливається відносно стійкого положення рівноваги, тому корені характеристичного рівняння - чотири пари комплексних зв'язаних чисел $\lambda_1, \lambda_{1*}, \lambda_2, \lambda_{2*}, \lambda_3, \lambda_{3*}, \lambda_4, \lambda_{4*}$. Уявимо їх в розгорненому вигляді:

$$\begin{pmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_{1*} \end{pmatrix} = n_1 \pm is_1, \quad \begin{pmatrix} \lambda_2 \\ \lambda_{2*} \end{pmatrix} = n_2 \pm is_2, \quad \begin{pmatrix} \lambda_3 \\ \lambda_{3*} \end{pmatrix} = n_3 \pm is_3, \quad \begin{pmatrix} \lambda_4 \\ \lambda_{4*} \end{pmatrix} = n_4 \pm is_4. \quad (4.47)$$

Уявні частини s_k коренів представляють власні частоти коливань, а дійсні n_k - питомі коефіцієнти демпфірування. Позитивним значенням $n_k > 0$ відповідають коливання із зростаючою в часі амплітудою, тобто ротор втрачає стійкість; при $n_k = 0$ k -я складова коливань має постійну амплітуду, ротор знаходиться на коливальній межі стійкості.

Ротор в ущільненнях може мати чисто дійсні ($\pm is_k = 0$) характеристичні показники (4.47): $\bar{\lambda}_k = \bar{n}'_k, \bar{\lambda}_{k*} = \bar{n}''_k$. В цьому випадку відбувається роздвоєння дійсного кореня, а відповідна складова вільного руху має аперіодичний характер. Оскільки ротор скоює однонаправлене обертання, негативні власні частоти практичного значення не мають і надалі не розглядаються.

Корені характеристичного рівняння (4.46) одержані чисельно. Результати обчислення безрозмірних власних частот сумісних радіально-кутових коливань ротора при частоті обертання $\omega = 1000 \text{ 1/c}$ приведені в табл. 4.1 для трьох значень параметра конусності θ_0 і трьох значень перепаду тиску, не залежного від частоти обертання, що дроселюється на шпаринних ущільненнях. (Тиск підводиться від зовнішнього джерела і не пов'язаний з тиском нагнітання насоса, ущільнення використовуються як гідростатичні підшипники).

Для самоконтролю в таблиці приведені також значення безрозмірних парціальних частот $\bar{s}_{u1}, \bar{s}_{u2}, \bar{s}_{g1}, \bar{s}_{g2}$, тобто частот незалежних радіальних і кутових коливань. Власні частоти кутових коливань, як і радіальних, віднесені до Ω_{u0} :

$$\bar{s}_{g1} = s_{g1} / \Omega_{u0}, \bar{s}_{g2} = s_{g2} / \Omega_{u0}.$$

Таблица 4.1

| $\Delta p_0, \text{МПа}$ | θ_0 | \bar{s}_{u1} | \bar{s}_{u2} | \bar{s}_{g1} | \bar{s}_{g2} | \bar{s}_1 | \bar{s}_2 | \bar{s}_3 | \bar{s}_4 |
|--------------------------|------------|----------------|----------------|----------------|----------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 1,5 | -0,3 | 0,9 | 0,95 | 2,35 | 8,76 | 0,86 | 0,945 | 2,39 | 8,78 |
| | 0 | 1,56 | 1,61 | 2,38 | 8,77 | 1,5 | 1,61 | 2,44 | 8,82 |
| | 0,3 | 2,0 | 2,05 | 2,42 | 8,84 | 1,93 | 2,05 | 2,49 | 8,86 |
| 4,0 | -0,3 | 1,01 | 1,05 | 2,32 | 8,85 | 1,11 | 1,12 | 2,27 | 8,77 |
| | 0 | 2,32 | 2,37 | 2,32 | 8,85 | 2,37 | 2,4 | 2,41 | 8,87 |
| | 0,3 | 3,09 | 3,14 | 2,32 | 8,85 | 2,59 | 3,08 | 3,19 | 8,97 |
| 13,3 | -0,3 | 1,16 | 1,21 | 2,31 | 8,85 | 1,6 | 1,92 | 1,93 | 8,73 |
| | 0 | 4,0 | 4,05 | 2,34 | 8,88 | 2,97 | 3,78 | 4,18 | 9,05 |
| | 0,3 | 5,46 | 5,56 | 2,33 | 8,85 | 3,07 | 5,5 | 5,7 | 9,36 |

За теоремою про розділення коренів [42,45] парціальні частоти консервативної системи розташовуються між її власними частотами. Приведені в

таблиці значення для даної неконсервативної гіроскопічної системи теж в основному задовольняють цій теоремі:

$$\bar{s}_1 < \bar{s}_{u1} < \bar{s}_{g1} < \bar{s}_3; \quad \bar{s}_2 < \bar{s}_{u2} < \bar{s}_{g2} < \bar{s}_4. \quad (4.48)$$

Представляє також цікавість співвідношення парціальних і власних частот. Для даного ротора (табл. 4.1) відношення квадратів парціальних частот кутових і радіальних коливань (показник розладу)

$$\kappa_{g1}^2 = \bar{s}_{g1}^2 / \bar{s}_{u1}^2 = \begin{pmatrix} 6,81 \\ 2,34 \\ 1,46 \end{pmatrix}, \quad \kappa_{g2}^2 = \bar{s}_{g2}^2 / \bar{s}_{u2}^2 = \begin{pmatrix} 86,7 \\ 30,3 \\ 18,8 \end{pmatrix}.$$

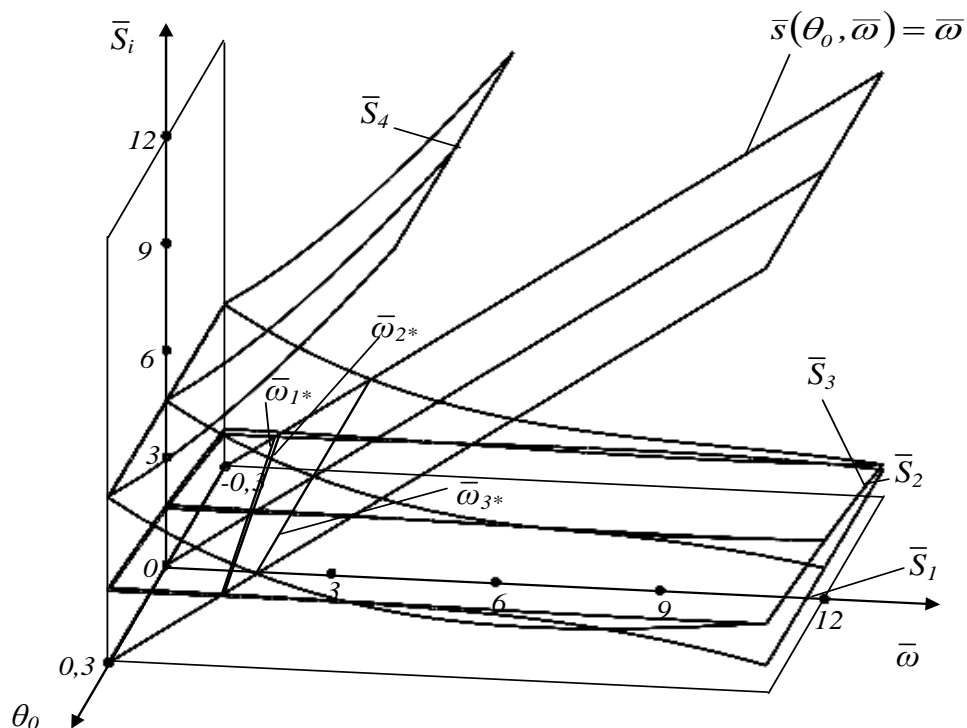
Ідеально набудованою вважається система, в якій парціальні частоти однакові: $\kappa_g = 1$. У нашому випадку ці частоти істотно розрізняються, особливо другі власні частоти. З виразів (4.5) і діаграми Віна (рис. 4.1) видно, що із зменшенням зв'язаності ζ і збільшенням розладу κ_g власні частоти наближаються до парціальних. Дані таблиці, принаймні, якісно і для тиску менше 5 МПа, узгоджуються з цією властивістю консервативних коливальних систем:

$$\bar{s}_1 \approx \bar{s}_{u1}, \quad \bar{s}_2 \approx \bar{s}_{u2}; \quad \bar{s}_3 \approx \bar{s}_{g1}, \quad \bar{s}_4 \approx \bar{s}_{g2}. \quad (4.49)$$

Співвідношення (4.48) і (4.49) підтверджують висновки про малий вплив неконсервативних (демпфіруючих і циркуляційних) сил на власні частоти ротора в шпаринних ущільненнях.

У таблиці 4.1 надані власні частоти, обчислені для фіксованого значення частоти обертання $\omega = 1000 \text{ 1/c}$. Частотні діаграми - залежності власних частот від частоти обертання, приведені на рис. 4.8, 4.9 для постійних, незалежних від частоти обертання перепадів тиску $\Delta p_0 = (1,5; 3,98; 13,3) \text{ МПа}$ відповідно. У свою чергу, на кожному з рисунків побудовані залежності власних частот від параметра конусності кільцевого зазору шпаринних ущільнень в діапазоні $-0,3 \leq \theta_0 \leq 0,3$ і

від частоти обертання. З частотних діаграм видно, що співвідношення (4.49) з достатньою точністю виконуються у всьому практично реалізованому діапазоні частот обертання. Цей результат дозволяє у багатьох випадках при обчисленні власних частот зв'язаної системи обмежуватися обчисленням лише парціальних частот, що набагато простіше, а погрішність результатів не виходить за межі точності завдання початкових даних.



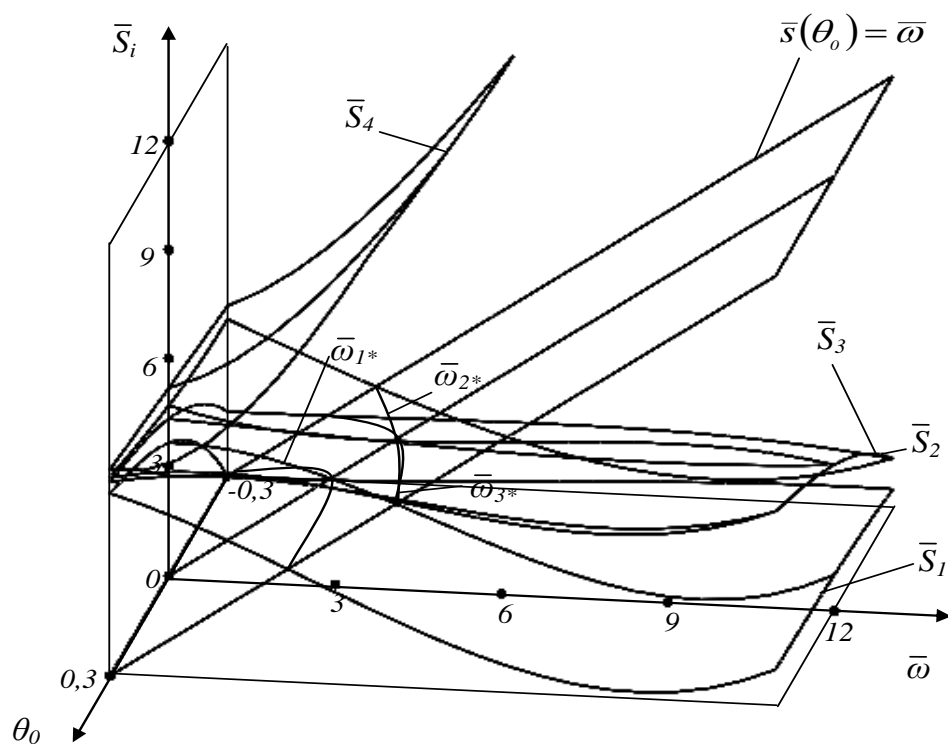
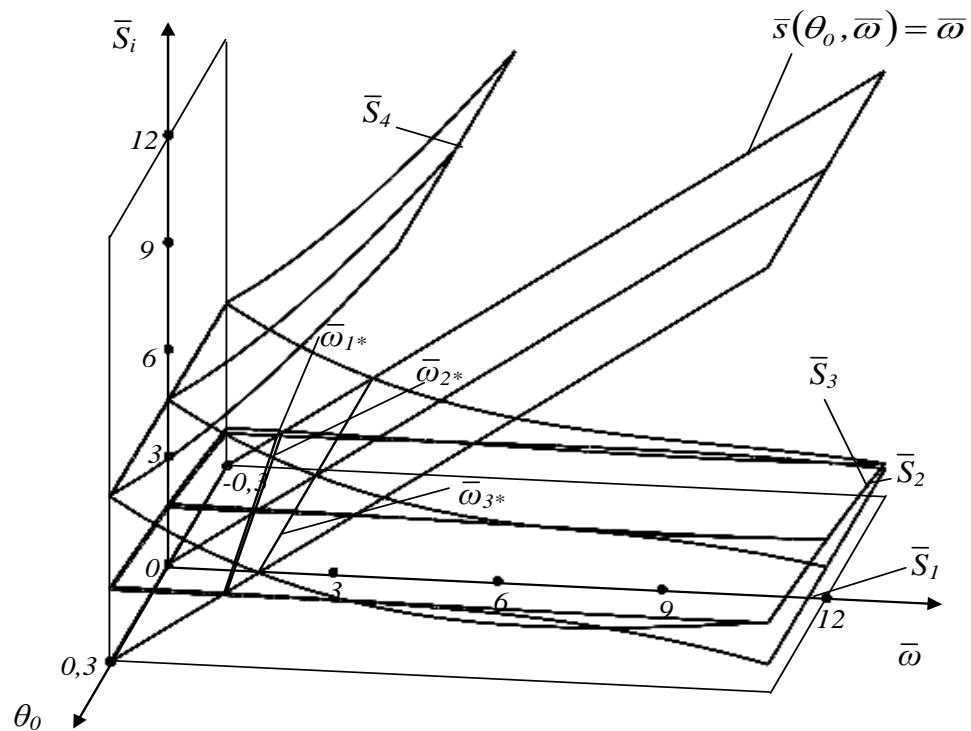
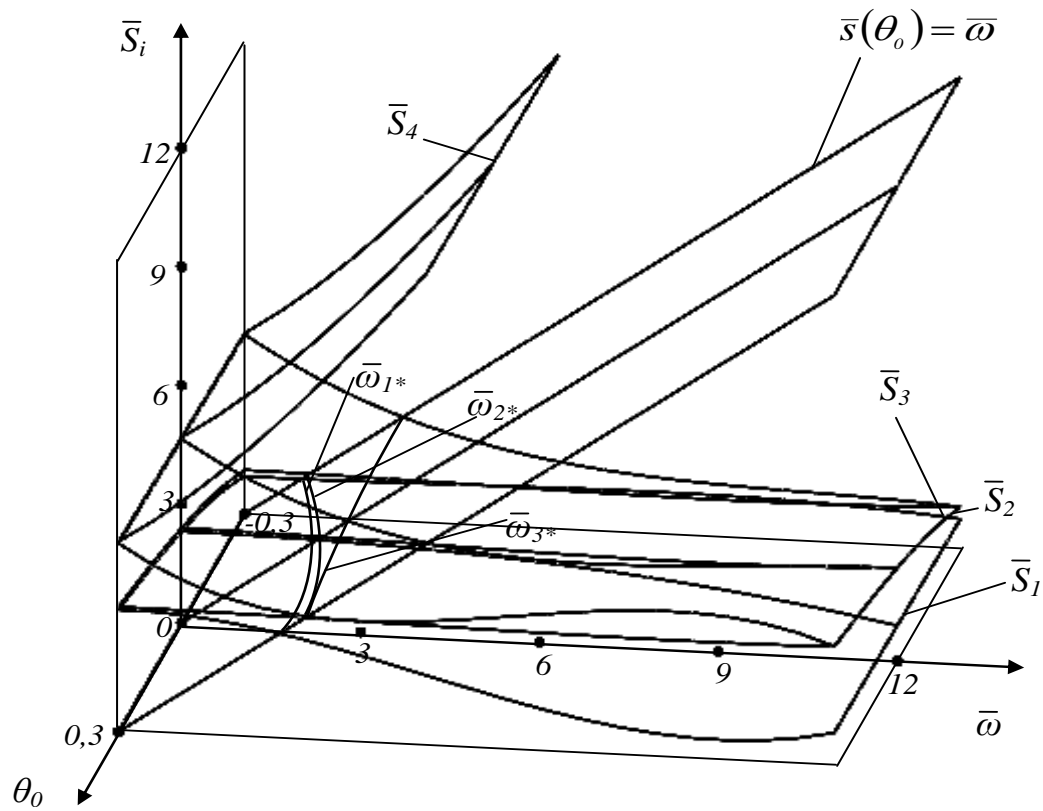
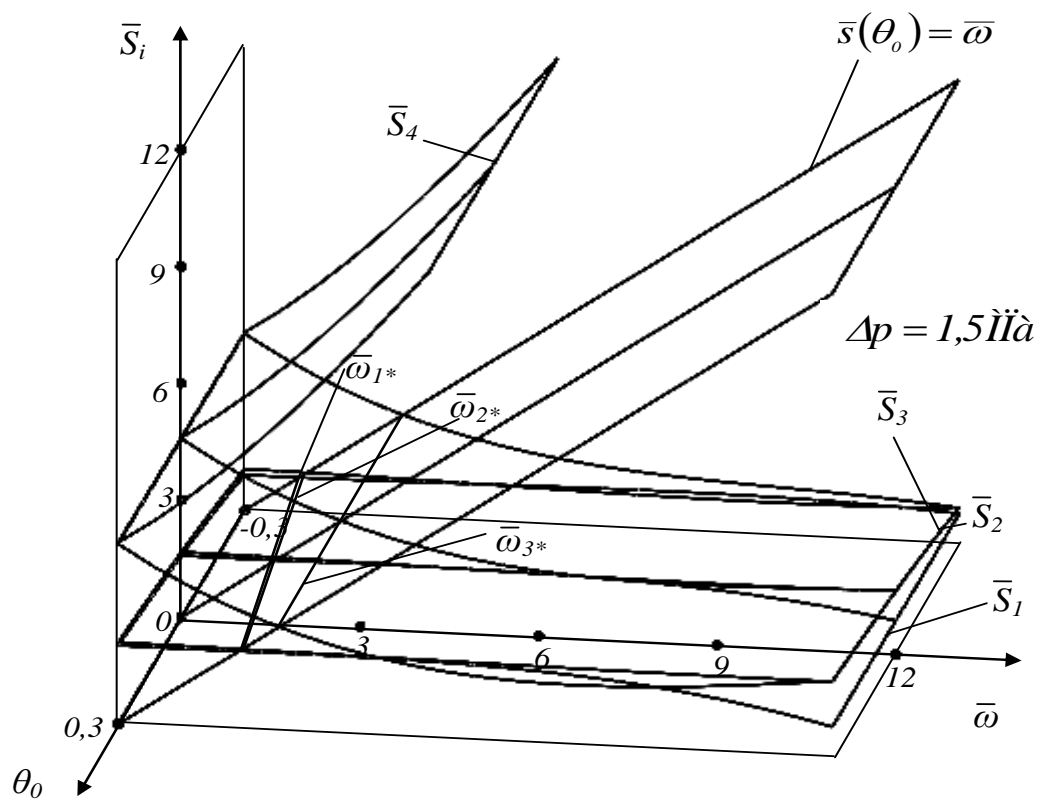


Рисунок 4.8 - Частотні діаграми для постійного перепаду тиску, модель P-1 (рис. 4.10)



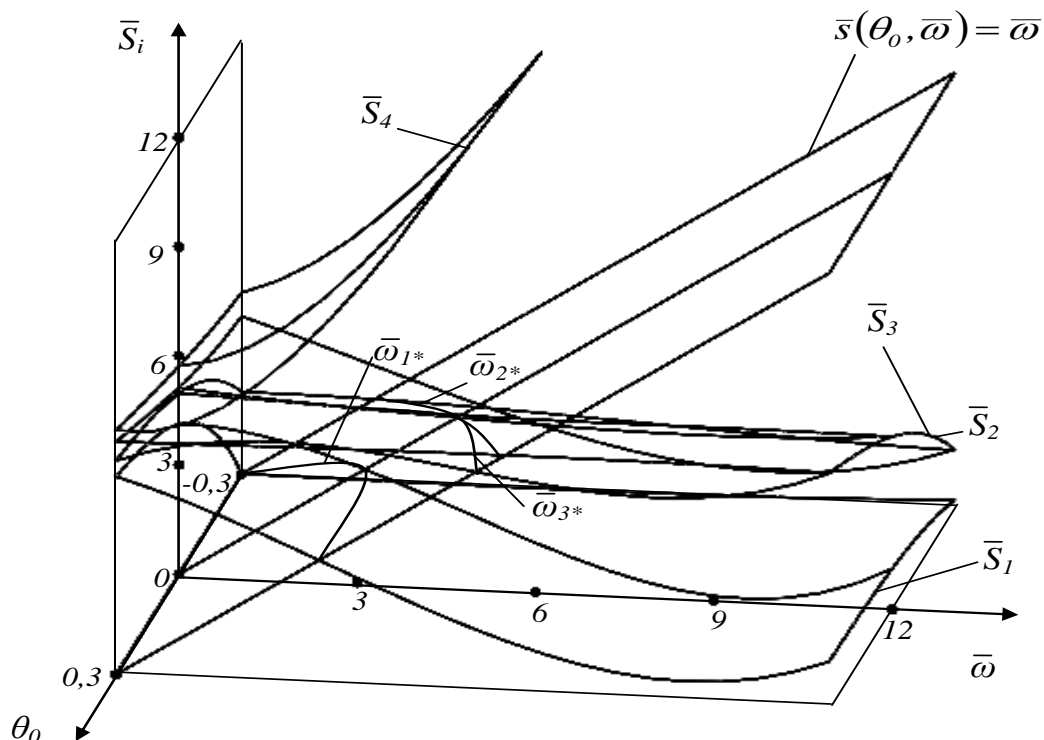


Рисунок 4.9 - Частотні діаграми для постійного перепаду тиску

Результати аналізу частотних діаграм зводяться до наступного.

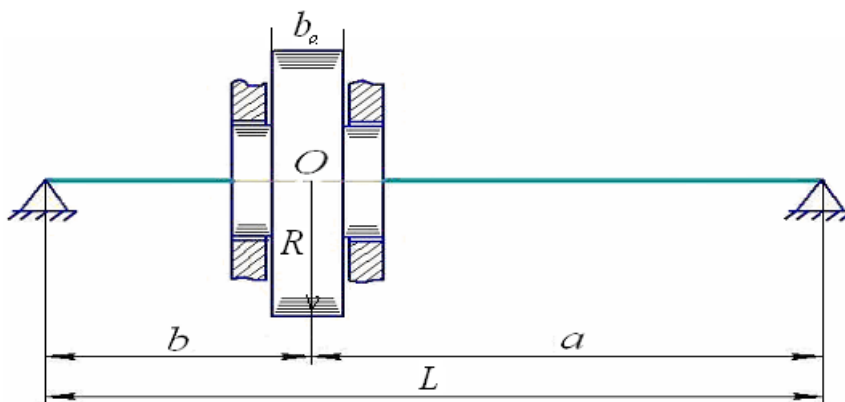
Збільшення конфузорності ($\theta_0 > 0$) і перепаду тиску (не залежного від частоти обертання) підвищує перші дві власні частоти σ_1, σ_2 , які мало відрізняються одна від одної і близькі до парціальних частот σ_{u1}, σ_{u2} незалежних радіальних коливань [46]. Лише на високих перепадах тиску $\Delta p_0 > 5 \text{ МПа}$ і частотах обертання $\omega > 4$ помітна відмінність цих власних частот. Дві вищі власні частоти σ_3, σ_4 практично не залежать від перепаду тиску і конусності і близькі до парціальних частот σ_{g1}, σ_{g2} незалежних кутових коливань. Із зростанням числа оборотів друга і третя власні частоти зближуються.

Критичні частоти відповідно до (4.28) [40] знаходяться на лініях перетину площини $s(\omega, \theta_0) = \omega$ з поверхнями $s_{l-4}(\omega, \theta_0)$. На рис. 4.8, 4.9 це лінії $\omega_{(l-3)*}$. Четвертої критичної частоти обертання для даних прикладів ($j_0 \approx 2 > 1$) не існує: гіроскопічний момент обумовлює саможорсткішання ротора.

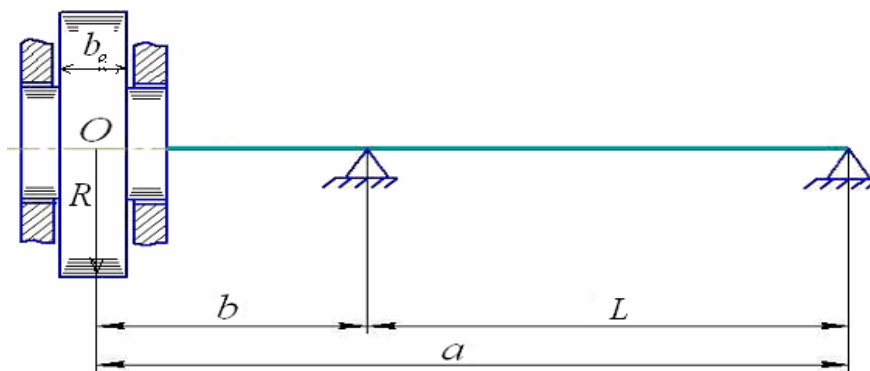
Діаграми відносних власних частот моделей ротора Р-1 і Р-2 істотних відмінностей не мають [40].

4.2.3 Оцінка стійкості

В результаті числового розв'язання характеристичного рівняння (4.46) знаходяться власні числа у вигляді чотирьох пар комплексних зв'язаних коренів (4.47). Про стійкість ротора можна судити по знаку дійсних частин: наявність кореня з позитивною дійсною частиною свідчить про нестійкість руху ротора в шпаринних ущільненнях. Для оцінки впливу на стійкість конусності θ_0 і перепаду тиску Δp_0 , що дроселюється на ущільненнях, на рисунках 4.11, 4.12 наведені графіки $n_i(\omega)$ разом з відповідними частотними діаграмами $s_i(\omega)$.



a)

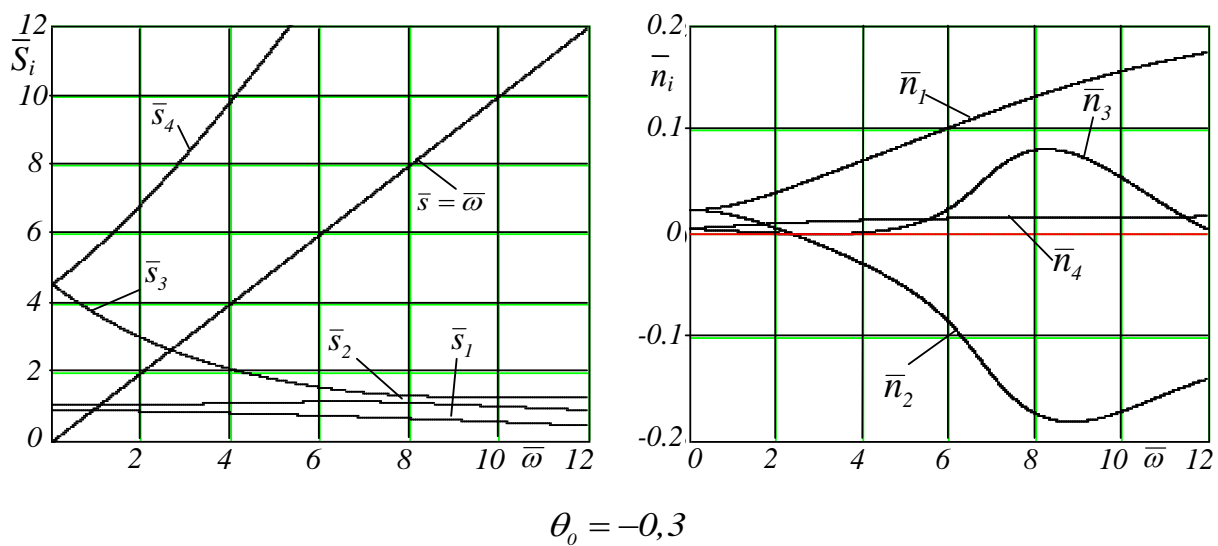


б)

Рисунок 4.10 – Типові схеми однодискового ротора у шпаринних ущільненнях:

(а) – с диском між опорами (моделі Р-1, Р-1с),

(б) – консольного (модель Р-2)



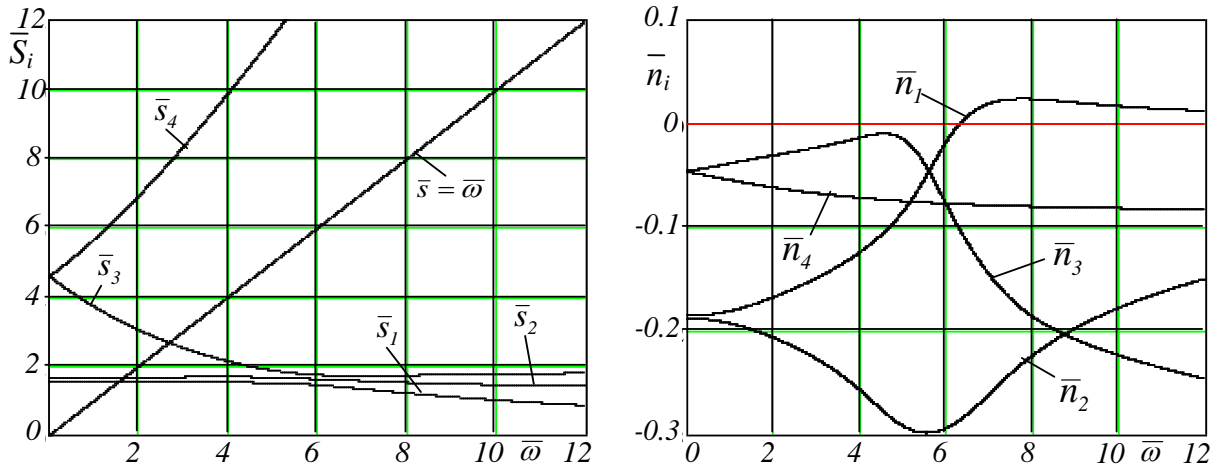
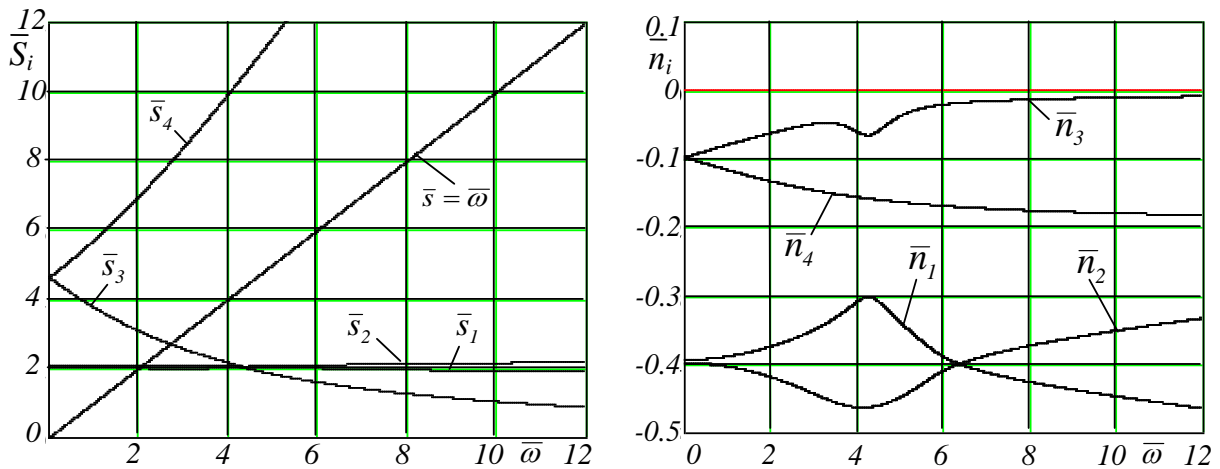
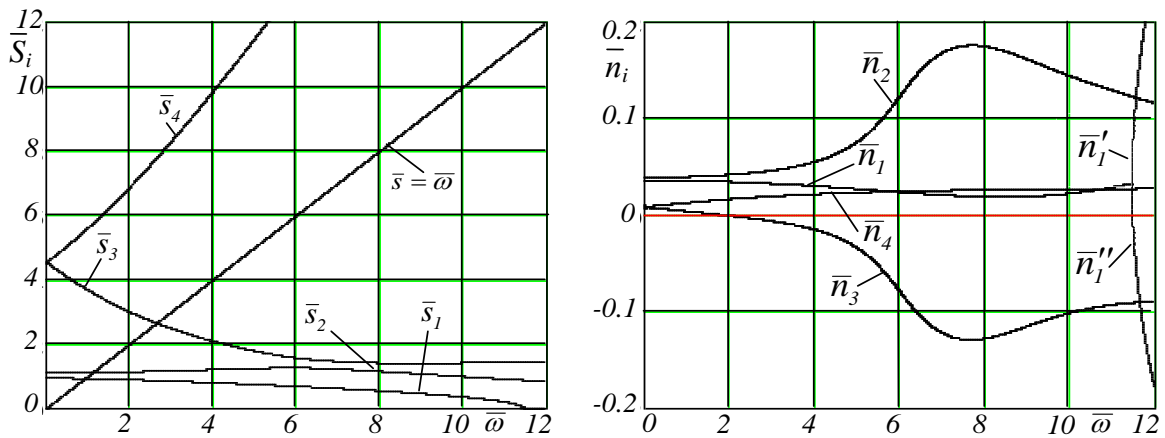

 $\theta_0 = 0$

 $\theta_0 = 0,3$

Рисунок 4.11 - Частотні діаграми і графіки коефіцієнтів
демпфірування для $\Delta p_0 = 1,5 \text{ МПа}$, модель Р-1


 $\theta_0 = -0,3$

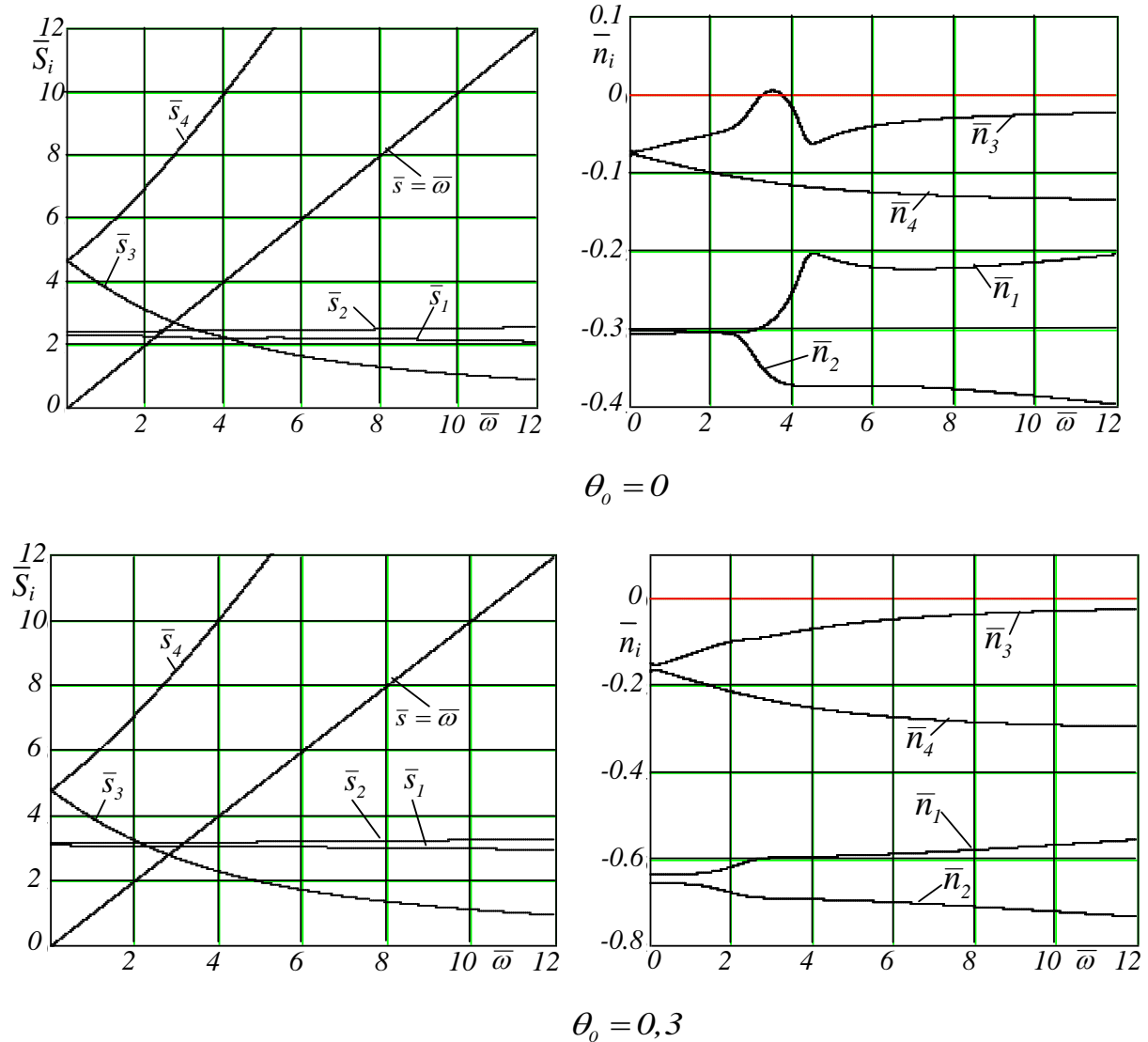


Рисунок 4.12 - Частотні діаграми і графіки коефіцієнтів
демпфірування для $\Delta p_0 = 4 \text{ МПа}$, модель Р-1

Як видно з рисунків, в ущільненнях з дифузорним зазором ($\theta_0 = -0,3$) ротор нестійкий навіть за відсутності обертання. Цей результат узгоджується з результатом по якому критична дифузорність складає $\theta_{0*} = -0,27$. У циліндровому зазорі при $\Delta p_0 = 1,5 \text{ МПа}$ гранична по стійкості безрозмірна частота обертання складає $\omega_* \approx 6,5$. З підвищенням перепаду тиску до 4 МПа з'являється область нестійкості в діапазоні $\omega \approx 3-4$. Конфузорні ущільнення забезпечують стійкість ротора на всіх досліджуваних частотах обертання.

У дифузорних ущільненнях при перепадах тиску 4МПа і більше має місце випадок, згаданий в коментарях до виразів (4.47): перша власна частота звертається в нуль ($s_1 = 0$) на частотах обертання $\omega > 10$. На відповідних частотах відбувається роздвоєння дійсного кореня.

4.2.4 Урахування залежності перепаду тиску від частоти обертання

На передньому шпаринному ущільненні відцентрового ступеня дроселюється тиск, що розвивається ступенем. Цей тиск пропорційний квадрату частоти обертання робочого колеса: $\Delta p_0 = B\omega^2$. Саме такі умови характерні для відцентрових машин. Оскільки багато коефіцієнтів рівнянь (4.44) залежать від перепаду тиску, вони залежать також і від частоти обертання, а це відображається на формі частотних характеристик - залежностей власних частот від частоти обертання ротора. В цьому випадку перепад тиску перестає бути незалежною зовнішньою дією, він зв'язаний додатковим співвідношенням $\Delta p_0 = B\omega^2$. В результаті, зовнішньою дією є тільки частота обертання, а ефект саможорсткішання ротора посилюється.

Перехресні коефіцієнти одержимо при $n=0$ (n - показник ступеня в узагальненій формулі Блазіуса)

$$\alpha_2 = \alpha'_2\omega, \alpha'_2 = \frac{2}{15}a'_4\theta_0 = \frac{2}{15}k_g\kappa\theta_0; \alpha_3 = \alpha'_3\omega^2, \alpha'_3 = \frac{2}{5}a'_5\theta_0 = \frac{2}{5}k'_d\kappa\theta_0,$$

$$\alpha_4 = \alpha'_4\omega, \alpha'_4 = \frac{4}{5}k'_d\theta_0, \alpha_5 = \alpha'_5\omega^2, \alpha'_5 = 2k'_p(1 + 2\Delta\chi),$$

(4.50)

$$\beta_2 = \beta'_2\omega, \beta'_2 = 2k_g\kappa\theta_0j; \beta_3 = \beta'_3\omega^2, \beta'_3 = 6k'_d\kappa\theta_0j,$$

$$\beta_4 = \beta'_4\omega, \beta'_4 = 12k'_d\theta_0j; \beta_5 = \beta'_5\omega^2, \beta'_5 = 10k'_p\Delta\chi j.$$

Підставивши (4.50) і розв'язання (4.43) в рівняння (3.49) [40] без прямих частин, дійдемо системи алгебраїчних рівнянь

$$\begin{aligned} & [a_1\lambda^2 + (a_{20} + a'_{21}\omega)\lambda + \Omega_{u0}^2 + a'_{31}\omega^2]u_{ax} + (a'_4\omega\lambda + a'_5\omega^2)u_{ay} - \\ & - (\alpha'_2\omega\lambda + \alpha'_3\omega^2)\theta_{ax} + (\alpha'_4\omega\lambda + \alpha'_5\omega^2 - \alpha_0)\theta_{ay} = 0, \end{aligned} \quad (4.51)$$

$$\begin{aligned} & - (a'_4\omega\lambda + a'_5\omega^2)u_{ax} + [a_1\lambda^2 + (a_{20} + a'_{21}\omega)\lambda + \Omega_{u0}^2 + a'_{31}\omega^2]u_{ay} - \\ & - (\alpha'_4\omega\lambda + \alpha'_5\omega^2 - \alpha_0)\theta_{ax} - (\alpha'_2\omega\lambda + \alpha'_3\omega^2)\theta_{ay} = 0, \\ & (\beta'_2\omega\lambda - \beta'_3\omega^2)u_{ax} + (\beta'_4\omega\lambda + \beta'_5\omega^2 + \beta_0)u_{ay} + \\ & + [b_1\lambda^2 + (b_{20} + b'_{21}\omega)\lambda + \Omega_{90}^2 + b'_{31}\omega^2]\theta_{ax} + (b'_4\omega\lambda + b'_5\omega^2)\theta_{ay} = 0, \end{aligned} \quad (4.52)$$

$$\begin{aligned} & - (\beta'_4\omega\lambda + \beta'_5\omega^2 + \beta_0)u_{ax} + (\beta'_2\omega\lambda - \beta'_3\omega^2)u_{ay} - \\ & - (b'_4\omega\lambda + b'_5\omega^2)\theta_{ax} + [b_1\lambda^2 + (b_{20} + b'_{21}\omega)\lambda + \Omega_{90}^2 + b'_{31}\omega^2]\theta_{ay} = 0. \end{aligned}$$

Прирівнюючи до нуля визначник цієї системи, одержимо характеристичне рівняння, що враховує залежність перепаду тиску, що дроселюється на шпаринних ущільненнях, від частоти обертання ротора відцентрової машини. Розділивши (4.52) почленно на Ω_{u0}^2 , одержимо в безрозмірному вигляді

$$\Delta(\bar{\lambda}) = \begin{vmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & c_{34} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} & c_{44} \end{vmatrix} = 0, \quad (4.53)$$

де

$$c_{11} = c_{22} = a_1 \bar{\lambda}^2 + \left(\frac{a_{20}}{\Omega_{u0}} + a'_{21} \bar{\omega} \right) \bar{\lambda} + 1 + a'_{31} \bar{\omega}^2, \quad c_{12} = -c_{21} = a'_4 \bar{\omega} \bar{\lambda} + a'_5 \bar{\omega}^2$$

$$c_{13} = c_{24} = -\alpha'_2 \bar{\omega} \bar{\lambda} - \alpha'_3 \bar{\omega}^2, \quad c_{14} = -c_{23} = \alpha'_4 \bar{\omega} \bar{\lambda} + \alpha'_5 \bar{\omega}^2 - \frac{\alpha_0}{\Omega_{u0}^2},$$
(4.54)

$$c_{31} = c_{42} = \beta'_2 \bar{\omega} \bar{\lambda} - \beta'_3 \bar{\omega}^2, \quad c_{32} = -c_{41} = \beta'_4 \bar{\omega} \bar{\lambda} + \beta'_5 \bar{\omega}^2 + \frac{\beta_0}{\Omega_{u0}^2},$$

$$c_{33} = c_{44} = b_1 \bar{\lambda}^2 + \left(\frac{b_{20}}{\Omega_{u0}} + b'_{21} \bar{\omega} \right) \bar{\lambda} + \frac{\Omega_{g0}^2}{\Omega_{u0}^2} + b'_{31} \bar{\omega}^2, \quad c_{34} = -c_{43} = b'_4 \bar{\omega} \bar{\lambda} + b'_5 \bar{\omega}^2.$$

У порівнянні з елементами визначника (4.46), записаного для $\Delta p_0 = const$, тут змінилися коефіцієнти, залежні від перепаду тиску, що дроселюється на ущільненнях $\Delta p_0 = B\omega^2$: a_{21}, a_{31}, a_5 ; b_2, b_3, b_5 ; $\alpha_3, \alpha_4, \alpha_5, \beta_3, \beta_4, \beta_5$ (4.50). Всі ці коефіцієнти залежать від постійного для заданої проточної частини параметра. Чисельно розв'язуючи рівняння (4.53) з урахуванням коефіцієнтів (4.54), знайдемо власні числа і власні частоти.

У разі, коли перепад тиску, що дроселюється на ущільненнях, пов'язаний з частотою обертання квадратичною залежністю, зовнішньою дією є тільки частота обертання, а ефект саможорсткішання ротора посилюється (рис. 4.13).

У циліндровому ($\theta_0 = 0$) і конфузорному ($\theta_0 > 0$) зазорах відбувається інтенсивне зростання власних частот (окрім першої) із зростанням частоти обертання. Через це три критичні частоти, які визначаються точками перетину частотних діаграм з прямими $s_i(\bar{\omega}) = \bar{\omega}$, існують тільки для ротора в шпаринних ущільненнях з дифузornoю формою кільцевого зазору.

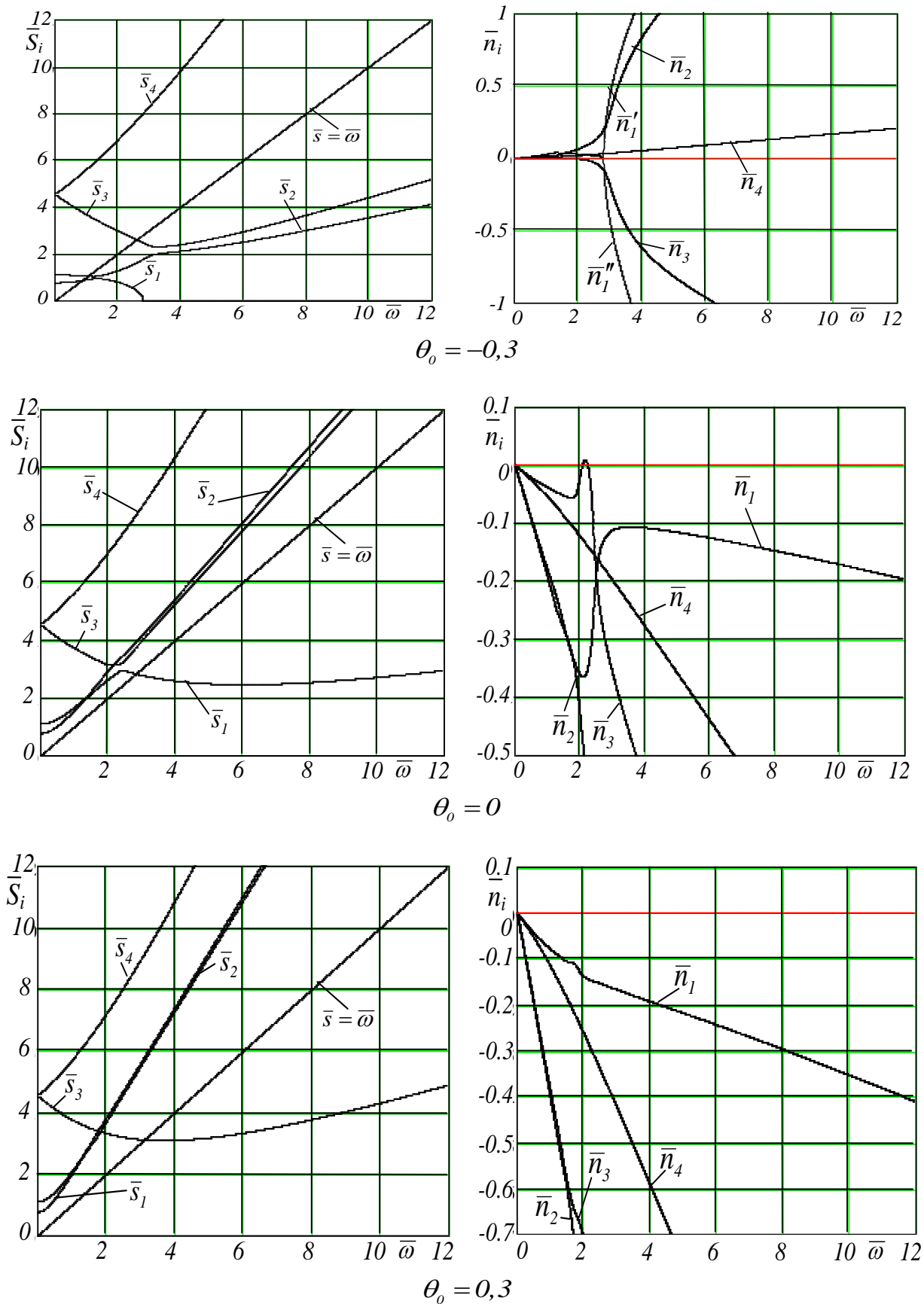


Рисунок 4.13 - Частотні діаграми і графіки коефіцієнтів

демпфірування для $\Delta p_0 \sim \omega^2$, $B = const$, модель P-1

У ущільненнях з циліндричним і конфузорним зазором має місце тільки перша критична частота обертання.

На рис. 4.13 приведені також графіки дійсних частин кореня характеристичного рівняння для узагальненої постійної $B = \Delta p_n / \omega_n^2 = 16,7 \text{ кг/м}$. За графіками дійсних частин можна судити про стійкість: якщо серед коренів є корені з позитивною дійсною частиною, то ротор на відповідних частотах обертання нестійкий. Зокрема, ротор в ущільненнях з дифузорним зазором нестійкий на всіх частотах; ротор в конфузорних ущільненнях зберігає стійкість у всьому даному діапазоні частот обертання. Таким чином, ще раз підтверджується вплив шпаринних ущільнень з дестабілізуючим дифузорним зазором і яскраво виражений стабілізуючий ефект конфузорних каналів. Результати для обох моделей дискового ротора P-1 і P-2 майже не відрізняються.

4.3 Амплітудні і фазові частотні характеристики

4.3.1 Рівняння вимушених коливань ротора у шпаринних ущільненнях

Вимушені сумісні радіально-кутові коливання ротора при постійному перепаді тиску на ущільненнях, зберігаючи верхній знак при уявній одиниці і враховуючи позначення (4.24), описуються рівнянням

$$\begin{aligned}
& a_1\ddot{u} + a_2\dot{u} + a_3u - i(a'_4\dot{u} + a'_5u)\omega - (\alpha'_2\dot{\theta} + \alpha'_3\theta)\omega - \\
& - i(\alpha_4\dot{\theta} + \alpha_5\theta - \alpha_0\theta) = \omega^2 Ae^{i\omega t}, \\
& b_1\ddot{\theta} + b_2\dot{\theta} + b_3\theta - i(b'_4\dot{\theta} + b'_5\theta)\omega + (\beta'_2\dot{u} - \beta'_3u)\omega - \\
& - i(\beta_4\dot{u} + \beta_5u + \beta_0u) = \omega^2 Ge^{i\omega t}.
\end{aligned}$$

Користуючись стандартними програмами можна відразу знаходити числове розв'язання цих рівнянь. Проте використовуваний тут традиційний підхід дозволяє по аналітичних виразах амплітуд і фаз (за коефіцієнтами власного оператора і операторів зовнішніх дій) бачити, як впливають на них різні сили і моменти.

Підставивши розв'язання цих рівнянь у вигляді (4.22), одержимо систему алгебраїчних рівнянь відносно комплексних амплітуд:

$$[-a_1\omega^2 + a_3 + a'_4\omega^2 + i(a_2 - a'_5)\omega]\tilde{u} - [(\alpha'_3 - \alpha_4)\omega + i(\alpha'_2\omega^2 + \alpha_5 - \alpha_0)]\tilde{\theta} = A\omega^2 \quad (4.55)$$

$$[-(\beta'_3 - \beta_4)\omega + i(\beta'_2\omega^2 - \beta_5 - \beta_0)]\tilde{u} + [-b_1\omega^2 + b_3 + b'_4\omega^2 + i(b_2 - b'_5)\omega]\tilde{\theta} = G\omega^2.$$

Перейдемо до безрозмірних частот $\bar{\omega} = \omega/\Omega_{u0}$ і введемо позначення:

$$\begin{aligned}
U_{11} &= (-a_1 + a'_4)\bar{\omega}^2 + 1 + \frac{a_{31}}{\Omega_{u0}^2}, \quad V_{11} = \frac{a_{20} + a_{21} - a'_5}{\Omega_{u0}}\bar{\omega}, \\
U_{12} &= \frac{-\alpha'_3 + \alpha_4}{\Omega_{u0}}\bar{\omega}, \quad V_{12} = -\alpha'_2\bar{\omega}^2 - \frac{\alpha_5 - \alpha_0}{\Omega_{u0}^2}; \\
& \quad (6.56)
\end{aligned}$$

$$U_{21} = \frac{-\beta'_3 + \beta_4}{\Omega_{u0}}\bar{\omega}, \quad V_{21} = \beta'_2\bar{\omega}^2 - \frac{\beta_5 + \beta_0}{\Omega_{u0}^2},$$

$$U_{22} = (-b_1 + b'_4)\omega^2 + \frac{\Omega_{g0}^2}{\Omega_{u0}^2} + \frac{b_{31}}{\Omega_{u0}^2},$$

$$V_{22} = \frac{b_{20} + b_{21} - b'_5}{\Omega_{u0}}\omega$$

Після цього рівняння (4.55) приймають вигляд

$$(U_{11} + iV_{11})\tilde{u} + (U_{12} + iV_{12})\tilde{\theta} = A\omega^2, \quad (4.57)$$

$$(U_{21} + iV_{21})\tilde{u} + (U_{22} + iV_{22})\tilde{\theta} = \Gamma\omega^2.$$

Тут $U_{11} + iV_{11}$, $U_{22} + iV_{22}$ - власні оператори незалежних радіальних і кутових коливань відповідно, а перехресні оператори $U_{12} + iV_{12}$, $U_{21} + iV_{21}$ - характеризують вплив кутових коливань на радіальні і радіальних на кутові, тобто характеризують взаємозв'язану цих коливань.

4.3.2 Обчислення амплітуд і фаз при постійному перепаді тиску

З системи неоднорідних алгебраїчних рівнянь (4.57) по формулах Крамера знаходимо комплексні амплітуди

$$\tilde{u} = \omega^2 \frac{\Delta_u}{\Delta_0}, \quad \tilde{\theta} = \omega^2 \frac{\Delta_\theta}{\Delta_0}, \quad (4.58)$$

де визначник системи і визначники мають вигляд:

$$\begin{aligned} \Delta_0 &= U_{11}U_{22} - V_{11}V_{22} - U_{12}U_{21} + V_{12}V_{21}, \\ U_0 &= U_{11}U_{22} - V_{11}V_{22} - U_{12}U_{21} + V_{12}V_{21}, \\ V_0 &= V_{11}U_{22} + U_{11}V_{22} - V_{12}U_{21} - U_{12}V_{21}, \end{aligned} \quad (4.59)$$

$$V_0 = V_{11}U_{22} + U_{11}V_{22} - V_{12}U_{21} - U_{12}V_{21},$$

$$\begin{aligned}\Delta_u &= U_u + iV_u; \\ U_u &= \mathbf{A}U_{22} - \Gamma U_{12}, \quad V_u = \mathbf{A}V_{22} - \Gamma V_{12};\end{aligned}\tag{4.60}$$

$$\begin{aligned}\Delta_g &= U_g + iV_g; \\ U_g &= \Gamma U_{11} - \mathbf{A}U_{21}, \quad V_g = \Gamma V_{11} - \mathbf{A}V_{21}.\end{aligned}$$

З урахуванням набутих значень визначників формули (4.58) після розділення дійсних і уявних частин дають:

$$\tilde{u} = u_a e^{i\varphi_a} = \varpi^2 \frac{U_1 - iV_1}{U_0^2 + V_0^2};$$

$$U_1 = U_u U_0 + V_u V_0, \quad V_1 = U_u V_0 - V_u U_0;$$

(4.61)

$$\tilde{\theta} = \theta_a e^{i\varphi_g} = \varpi^2 \frac{U_2 - iV_2}{U_0^2 + V_0^2};$$

$$U_2 = U_g U_0 + V_g V_0, \quad V_2 = U_g V_0 - V_g U_0.$$

Модулі і аргументи комплексних амплітуд

$$u_a = \varpi^2 \frac{\sqrt{U_1^2 + V_1^2}}{U_0^2 + V_0^2} = \varpi^2 \sqrt{\frac{U_u^2 + V_u^2}{U_0^2 + V_0^2}},$$

$$\theta_a = \varpi^2 \frac{\sqrt{U_2^2 + V_2^2}}{U_0^2 + V_0^2} = \varpi^2 \sqrt{\frac{U_g^2 + V_g^2}{U_0^2 + V_0^2}};$$

(4.62)

$$\varphi_u = -\arctg \frac{V_1}{U_1} = -\arctg \frac{U_u V_0 - V_u U_0}{U_u U_0 + V_u V_0},$$

$$\varphi_g = -\arctg \frac{V_2}{U_2} = -\arctg \frac{U_g V_0 - V_g U_0}{U_g U_0 + V_g V_0}.$$

Підставивши в ці формули значення визначників (4.60), одержимо амплітуди і фази, що виражені через зовнішні збудження:

$$u_a = \bar{\omega}^2 \sqrt{\frac{(AU_{22} - \Gamma U_{12})^2 + (AV_{22} - \Gamma V_{12})^2}{U_0^2 + V_0^2}},$$

(4.63)

$$\theta_a = \bar{\omega}^2 \sqrt{\frac{(\Gamma U_{11} - AU_{21})^2 + (\Gamma V_{11} - AV_{21})^2}{U_0^2 + V_0^2}},$$

$$\varphi_u = -\arctg \frac{(AU_{22} - \Gamma U_{12})V_0 - (AV_{22} - \Gamma V_{12})U_0}{(AU_{22} - \Gamma U_{12})U_0 + (AV_{22} - \Gamma V_{12})V_0},$$

(4.64)

$$\varphi_g = -\arctg \frac{(\Gamma U_{11} - AU_{21})V_0 - (\Gamma V_{11} - AV_{21})U_0}{(\Gamma U_{11} - AU_{21})U_0 + (\Gamma V_{11} - AV_{21})V_0}.$$

Користуючись формулами (4.63) можна побудувати амплітудні частотні характеристики як відношення амплітуд відповідних коливань до амплітуд зовнішніх збуджень:

$$A_{ua} = \frac{u_{aa}}{A}, \quad A_{ga} = \frac{\theta_{aa}}{A}, \quad A_{ug} = \frac{u_{ag}}{\Gamma}, \quad A_{gg} = \frac{\theta_{ag}}{\Gamma}. \quad (4.65)$$

Нагадаємо, що $u = r/H$, $\theta = \mathcal{H}/2H$; r , \mathcal{H} - абсолютні значення радіального зміщення і кута повороту диска:

$$A = a^* = a/H, \quad \Gamma = (1 - j_0)\gamma^* = (1 - j_0)\gamma/2H$$

- відносні значення статичної і динамічної неврівноваженості.

Амплітудні частотні характеристики як реакції тільки на статичну і лише на динамічну неврівноваженості знаходяться з формул (4.63) подібно (4.38) і (4.39):

$$\Gamma = 0: \quad A_{ua} = \frac{u_{aa}}{A} = u_{aa} \frac{H}{|a|} = \omega^2 \sqrt{\frac{U_{22}^2 + V_{22}^2}{U_0^2 + V_0^2}},$$

(4.66)

$$A_{\theta a} = \frac{\theta_{aa}}{A} = \theta_{aa} \frac{H}{|a|} = \omega^2 \sqrt{\frac{U_{21}^2 + V_{21}^2}{U_0^2 + V_0^2}};$$

$$A = 0: \quad A_{u\gamma} = \frac{u_{a\gamma}}{\Gamma} = u_{a\gamma} \frac{2H}{|\gamma|l(1 - j_0)} = \omega^2 \sqrt{\frac{U_{12}^2 + V_{12}^2}{U_0^2 + V_0^2}},$$

(4.67)

$$A_{\theta\gamma} = \frac{\theta_{a\gamma}}{\Gamma} = \theta_{a\gamma} \frac{2H}{|\gamma|l(1 - j_0)} = \omega^2 \sqrt{\frac{U_{11}^2 + V_{11}^2}{U_0^2 + V_0^2}}.$$

Якщо в останніх формулах з урахуванням (4.56) і (4.59) розкрити невизначеності, що виникають при $\omega \rightarrow \infty$, то одержимо граничні значення відносних амплітуд, які практично не відрізняються від одержаних раніше (4.41) для ротора без ущільнень.

4.3.3 Амплітуди і фази коливань ротора відцентрової машини

Для побудови амплітудних і фазових частотних характеристик, коли $\Delta p_0 \sim \omega^2$, використовуємо рівняння вимушених коливань. Підставивши в ці рівняння значення коефіцієнтів (4.50) і розв'язання (4.22), одержимо неоднорідну систему алгебраїчних рівнянь, подібну (4.57) відносно комплексних амплітуд:

$$(U'_{11} + iV'_{11})\alpha + (U'_{12} + iV'_{12})\beta = A\omega^2, \quad (4.68)$$

$$(U'_{21} + iV'_{21})\alpha + (U'_{22} + iV'_{22})\beta = \Gamma\omega,$$

де

$$U'_{11} = (-a_1 + a'_{31} + a'_4)\omega^2 + 1, \quad V'_{11} = \frac{a_{20}}{\Omega_{u0}}\omega + (a'_{21} - a'_5)\omega^2,$$

$$U'_{12} = (-\alpha'_3 + \alpha'_4)\omega^2, \quad V'_{12} = (\alpha'_2 + \alpha'_5)\omega^2 + \frac{\alpha_0}{\Omega_{u0}^2};$$

(4.69)

$$U'_{21} = (-\beta'_3 + \beta'_4)\omega^2, \quad V'_{21} = (\beta'_2 - \beta'_5)\omega^2 - \frac{\beta_0}{\Omega_{u0}^2},$$

$$U'_{22} = (-b_1 + b'_{31} + b'_4)\omega^2 + \frac{\Omega_{90}^2}{\Omega_{u0}^2}, \quad V'_{22} = \frac{b_{20}}{\Omega_{u0}}\omega + (b'_{21} - b'_5)\omega^2.$$

Тепер дійсно і уявну частини U'_o, V'_o визначника системи можна одержати за формулами (4.59), якщо ввести заміну $U_{kl} \rightarrow U'_{kl}, V_{kl} \rightarrow V'_{kl}$ ($k, l = 1, 2$). Таким же чином за формулами (4.64) і (4.65) обчислюються амплітудні і фазові частотні характеристики вимушених коливань ротора.

4.3.4 Результати обчислень

Чисельні розрахунки проведені для моделей ротора Р-1 і Р-2, тобто для ротора з диском між опорами і консольного ротора. Розглядалися шпаринні ущільнення з трьома параметрами конусності: $\theta_0 = -0,3; 0; 0,3$. Графіки для цих конусностей на рис. 4.14-4.16 позначені відповідно цифрами 1, 2, 3. Розрахунки

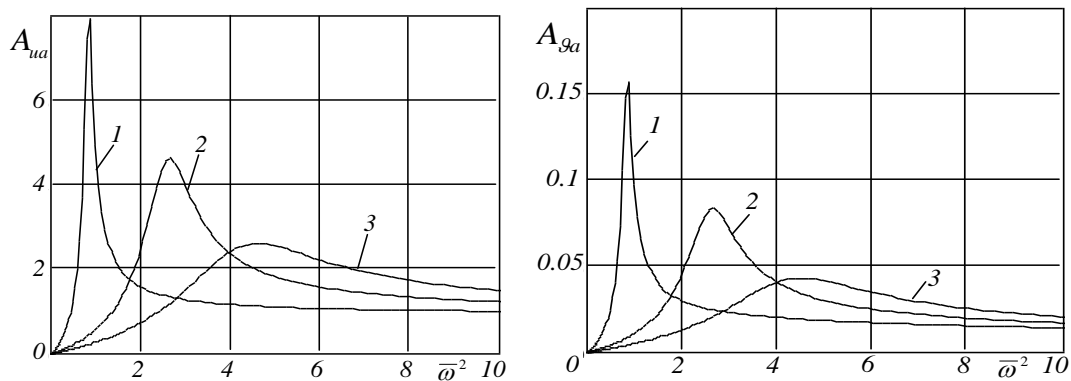
проводилися як для постійних перепадів тиску $\Delta p_0 = (1,5; 4,0; 13,3) \text{ МПа}$, так і для перепаду, пропорційного квадрату частоти обертання. У останньому випадку перепад тиску вже не є незалежним збудженням, і частотні характеристики для постійного параметра B від перепаду тиску не залежать. У розрахунках приймалися наступні величини невірноваженості:

$$A = a^* = a/H = 0,05, \quad a = 12,5 \text{ мкм}, \quad a\omega_n = 3,75 \text{ мм/с},$$

що відповідає 4-му класу точності балансування за стандартом ІСО 1940-73;

$$\Gamma = (1 - j_0)\gamma^* = (1 - j_0)\mathcal{N}/2H = 0,1, \quad \gamma = 5 \cdot 10^{-3} \text{ рад} \approx 0,3^\circ.$$

На рис.4.14, 4.15 приведені амплітудні частотні характеристики для перепадів тиску, незалежних від частоти обертання ротора: заданий перепад тиску створюється незалежним зовнішнім джерелом. Частотні характеристики для обох моделей ротора мало відрізняються, тому для моделі Р-2 тут не показані.



$$\Delta p_0 = 1,5 \text{ МПа} = \text{const}$$

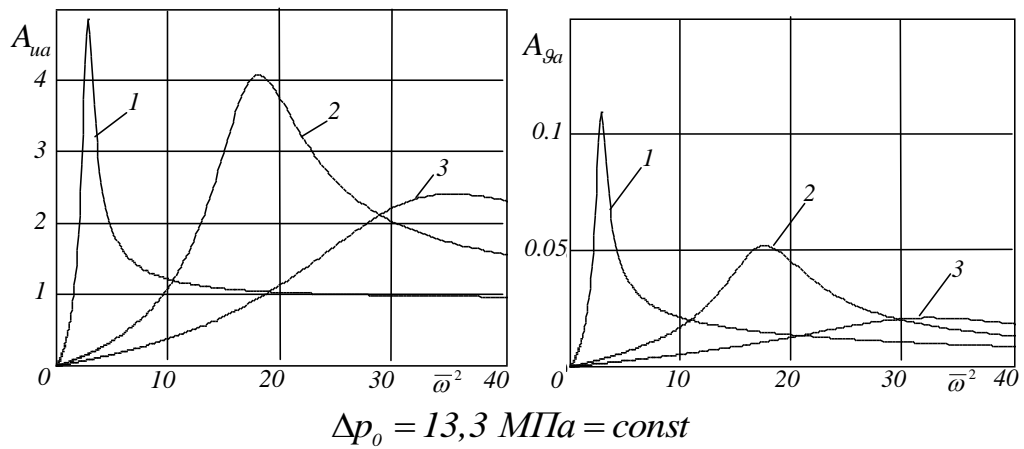
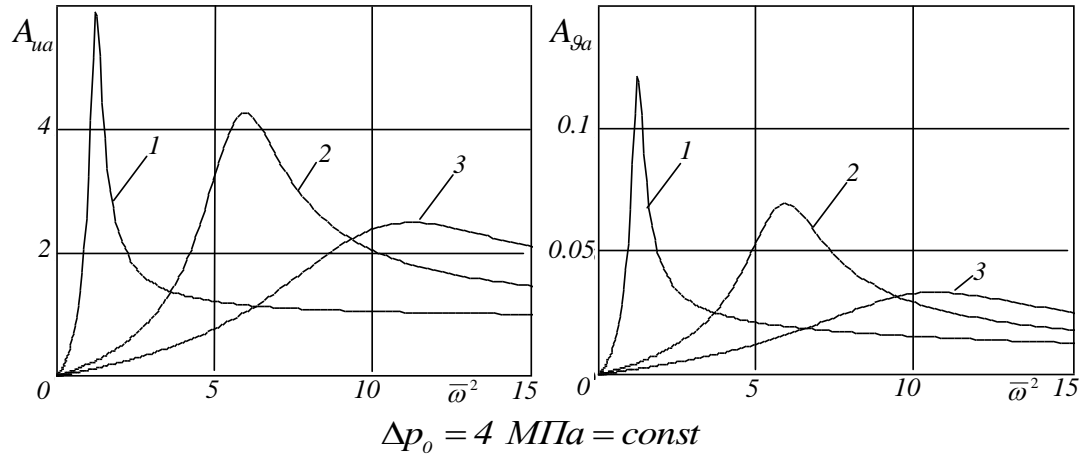
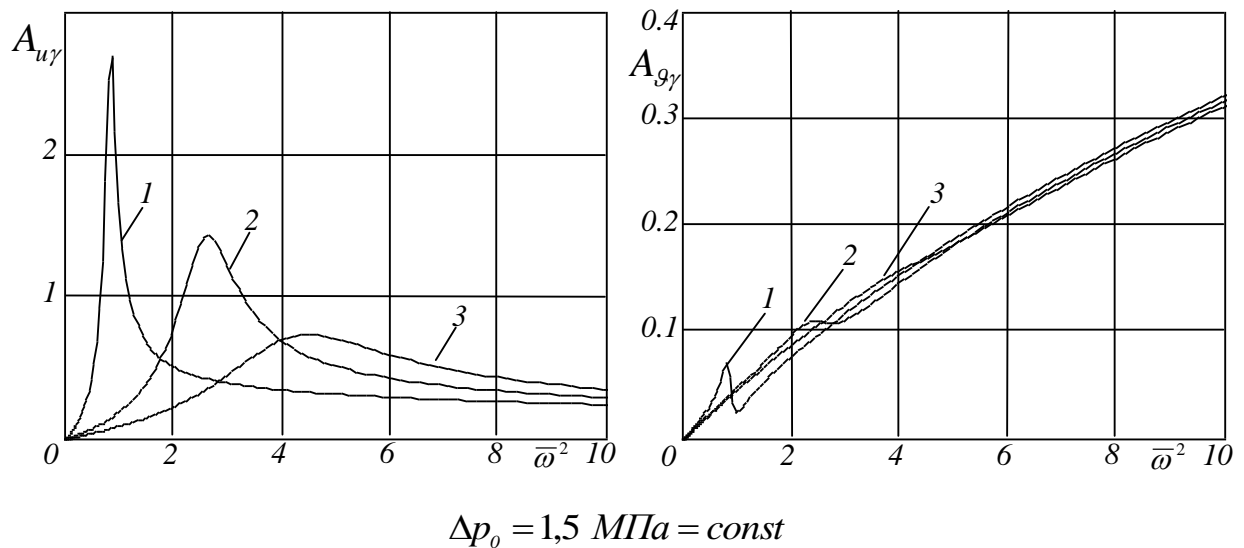


Рисунок 4.14 - Амплітудні частотні характеристики як реакції на статичну невірноваженість, модель Р-1



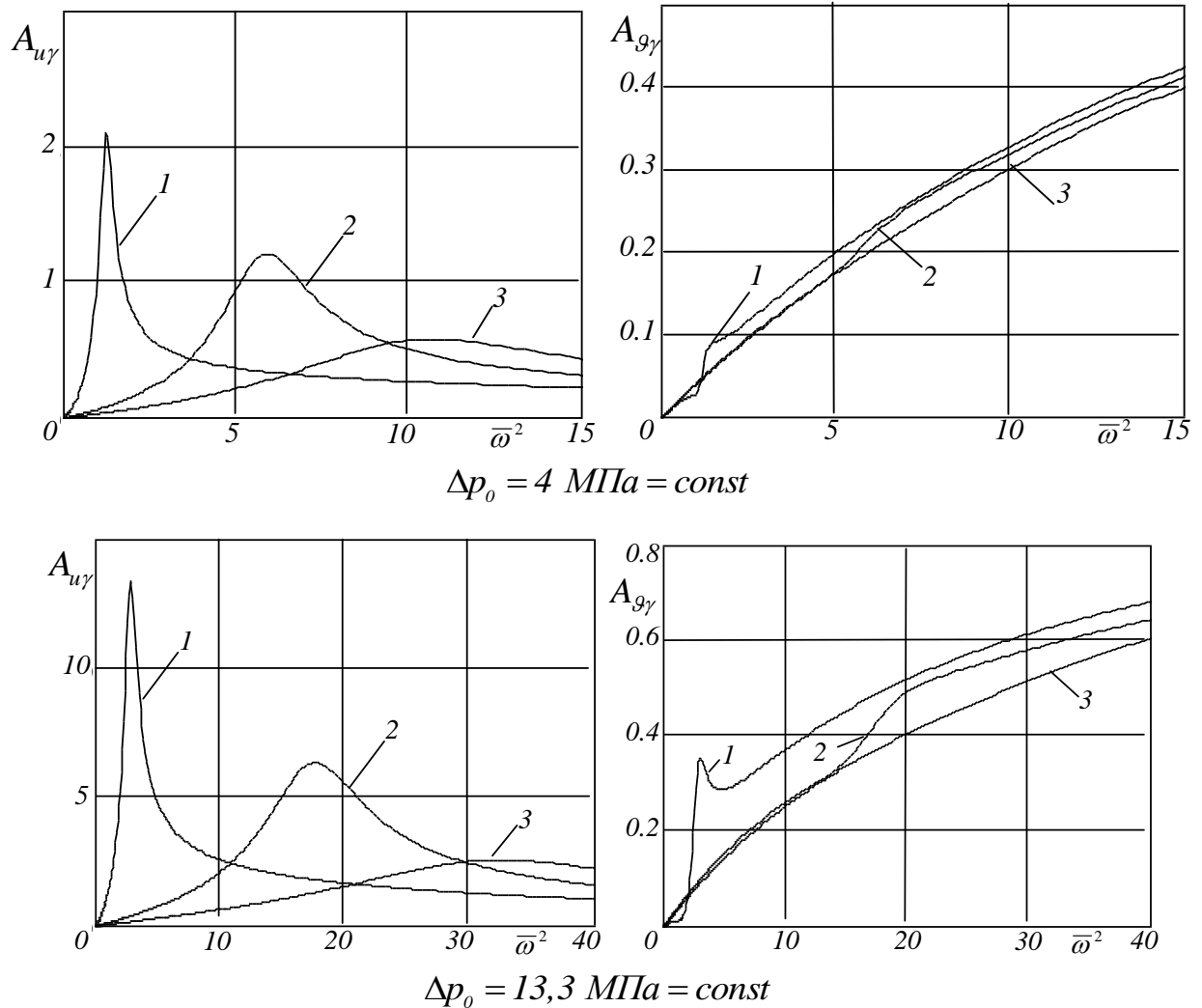


Рисунок 4.15 - Амплітудні частотні характеристики
як реакції на динамічну нерівноваженість, модель Р-1

Користуючись графіками можна оцінити абсолютні значення резонансних амплітуд. Для прикладу визначимо амплітуду радіальних коливань ротора в ущільненнях без конусності (криві 2 на рисунках), викликаних статичною нерівноваженістю. Використовуємо результати, що одержані для перепаду тиску 4 МПа . По графіках відносна резонансна амплітуда радіальних коливань

$$A_{ua} = \frac{u_{aa}}{A} \approx 4; \quad u_{aa} = \frac{r_a}{H} = 4 \cdot 0,05, \quad r_a = 0,2 \cdot H = 0,2 \cdot 0,25 \cdot 10^{-3} = 50 \text{ мкм} .$$

На номінальній частоті обертання $\omega_n = 300c^{-1}$, $\bar{\omega}_n = 1$, $A_{ua} \approx 0,2$, відповідно амплітуда $r_a = 2,5$ мкм. Віброшвидкість на номінальній частоті обертання $v_n = \omega_n r_a = 0,75$ мм/с, тобто менше допустимої межі $v_{\text{дон}} = 4,5$ мм/с.

Результати розрахунку для випадку, коли заданий номінальний режим $B = \Delta p_n / \omega_n^2 = \text{const}$, а поточний перепад тиску змінюється пропорційно квадрату частоти обертання ротора, показали (рис. 4.16), що резонанс в цьому випадку виявляється лише для ротора в дифузорних ущільненнях. У циліндричних і конфузорних ущільненнях амплітуди майже постійні і не перевищують величини $0,3$ мкм.

4.4 Деякі висновки

Аналіз сумісних радіально-кутових коливань дозволяє стверджувати, що основні висновки, які зроблені раніше в процесі досліджень парціальних систем, залишаються у силі. Відзначимо найважливіші результати.

На величину власних частот більше всього впливають радіальна гідростатична сила (a_{31}) і сумарний гіроскопічний момент ($b_4 = b_{40} + b_{41}$). Коефіцієнти радіального і кутового опору залежать від знаку кута конусності, і в дифузорних зазорах можуть приймати негативні значення, викликаючи втрату стійкості ротора. Істотний дестабілізуючий вплив на стійкість руху ротора справляють циркуляційна сила (a_5) і циркуляційний момент (b_5), які пропорційні коефіцієнту закрутки потоку (κ). Перехресні коефіцієнти радіальних гідродинамічних сил (α_i) і моментів (β_i) порівняно малі і слабо впливають на динаміку ротора.

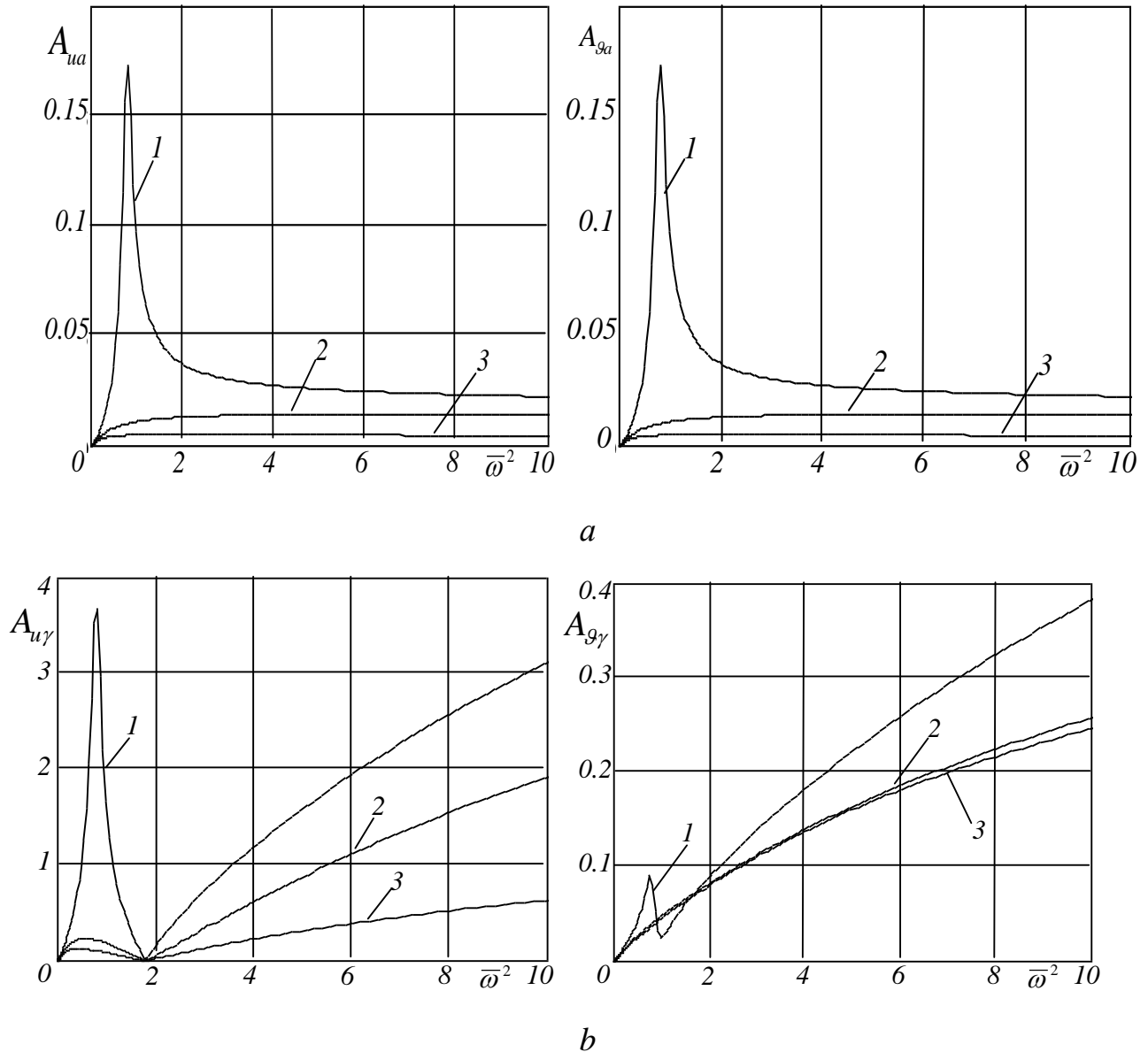


Рисунок 4.16 - Амплітудні частотні характеристики як реакції на статичну (а) і на динамічну (б) неврівноваженість, $\Delta p_0 \sim \omega^2$, $B = const$, модель P-1

Силкові коефіцієнти шпаринних ущільнень визначаються геометричними (зазор, радіус, довжина, конусність, форма входних кромки) і експлуатаційними (перепад тиску, діапазон робочих частот обертання, фізичні властивості перекачуваного середовища) параметрами. Цілеспрямованим вибором цих параметрів можна впливати на вібраційний стан ротора і машини в цілому.

Важливою особливістю відцентрових машин є те, що дроселюючі перепади тиску на шпаринних ущільненнях, пропорційні частоті обертання ротора. Цим обумовлений ефект саможорсткішання ротора, що призводить до того, що в більшості випадків критичні частоти відсутні. Саможорсткішання посилюється гіроскопічними моментами шпаринних ущільнень, а для роторів дискової конструкції - гіроскопічним моментом диска.

5. ПРОГРАМНІ КОМПЛЕКСИ ДЛЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО РОЗРАХУНКУ ВУЗЛІВ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ

5.1 Методика і інструкція користувача програмного модулю для розрахунку торцевих ущільнень

Реалізація методики розрахунку

Програма автоматизованого проектування торцевих ущільнень реалізована за допомогою алгоритмічної мови DELPHI 6. На підставі введених вихідних даних програма створює файли макросів (файли набору команд).

Для автоматизованої побудови ескізу ущільнення в програмі AUTOCAD на алгоритмічній мові Autolisp створюється файл-макрос Test.lsp.

Використовуючи команди на алгоритмічній мові APDL генерується файл команд Test.mac, який необхідний для запуску міцнісного розрахунку і розрахунку температурних деформацій у програмному комплексі ANSYS. Бази даних необхідні для роботи програми створюються за допомогою програми EXCEL.

Бази даних

У програмі використовуються файли бази даних у форматі .xls:

- база властивостей матеріалів (Mat.xls);
- база властивостей матеріалів пари тертя (Mat_tr.xls);
- база властивостей перекачувального середовища (Sreda.xls);
- база гумових ущільнювальних кілець (Rez.xls);
- база пружин (Pr.xls).

База властивостей матеріалів (Mat.xls) і властивостей матеріалів пари тертя (Mat_tr.xls) містять наступні пункти:

- 1) назва матеріалу;
- 2) модуль пружності, МПа;
- 3) коефіцієнт Пуассона;
- 4) коефіцієнт тертя;
- 5) коефіцієнт температурного розширення, $\frac{1}{K}$;
- 6) коефіцієнт термічної провідності, $\frac{Вт}{м \cdot K}$;

7) межа міцності на стискання, МПа;

8) межа міцності на вигин, МПа.

База властивостей середовища, яке перекачується (sreda.xls) містить наступний поля:

1) назва середовища;

2) температура, °С;

2) в'язкість, Па·с;

3) густина, кг/м³;

База даних гумових кілець створювалася на основі ГОСТ 9833-73.

Файл бази даних (Rez.xls) складається із чотирьох аркушів (d25, d30, d36, d46) відповідно до найбільш застосованих діаметрів перетину гумових кілець – 2.5 мм, 3.0 мм, 3.6 мм, 4.6 мм.

Кожен аркуш містить інформацію про позначення типорозміру кільця та розміри посадкових місць:

1) типорозмір кільця (ГОСТ 9833-73);

2) діаметр d , мм;

3) діаметр D , мм;

4) діаметр торцевого кільця d_4 , мм;

5) діаметр торцевого кільця D_4 , мм;

6) діаметр радіального кільця нерухомого з'єднання D_1 , мм;

До бази даних пружин відповідно до ГОСТ 13765-86 з альбому креслень ІЗ082 заноситься наступна інформація:

1) позначення пружини;

2) діаметр пружини D , мм;

3) діаметр перетину дроту d , мм;

4) довжина пружини у вільному стані H_0 , мм;

5) сила від пружини при робочому стисненні, Н;

6) робоче стиснення пружини, мм.

При необхідності база даних може бути розширена. Для цього необхідно дописати наприкінці таблиці даних рядок нового елемента бази.

Описання інтерфейсу.

При запуску файлу Roll.exe з'являється основне вікно програми:

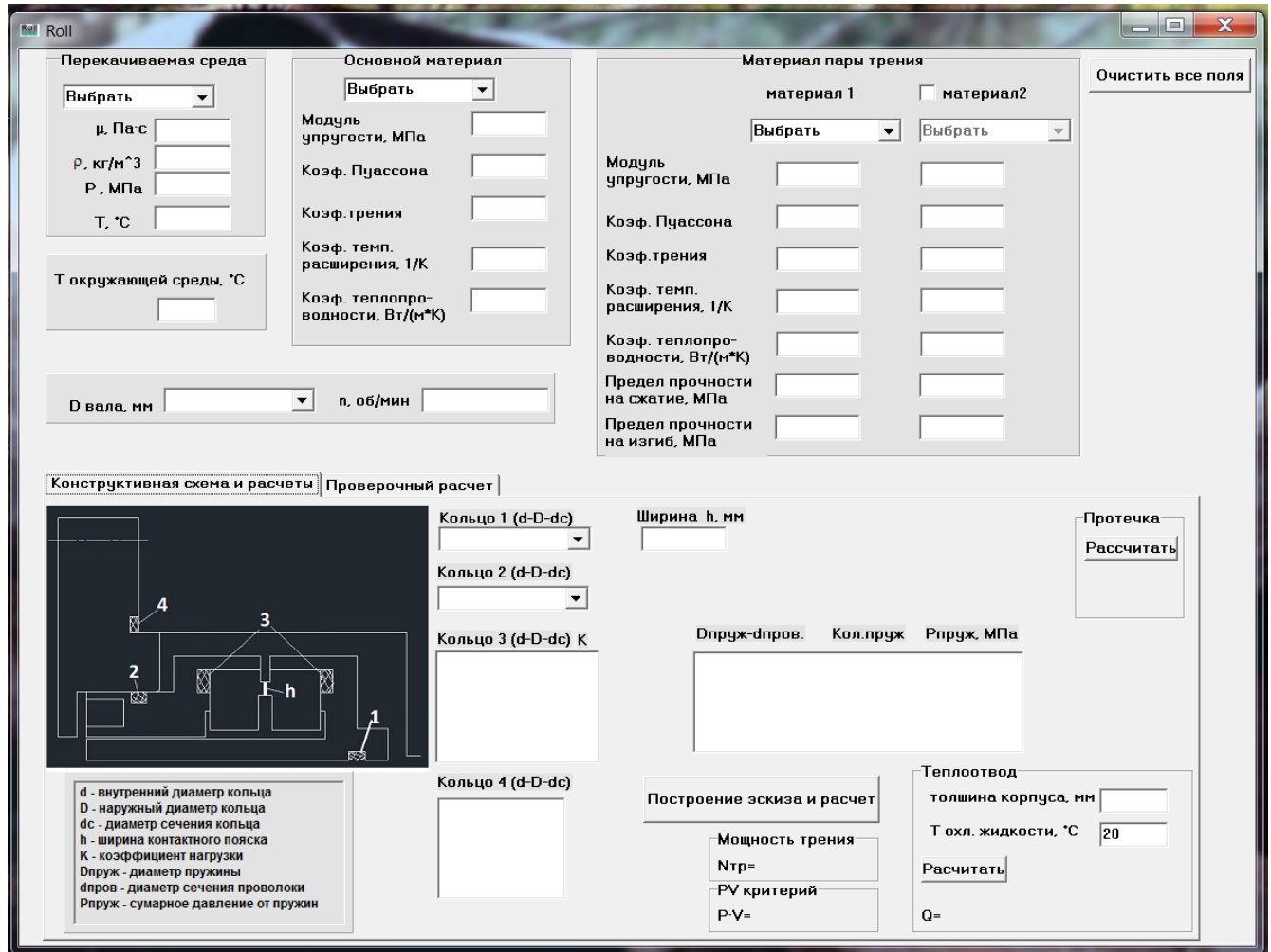


Рисунок 5.1 – Основне вікно програми

Панель «Перекачувальне середовище»:

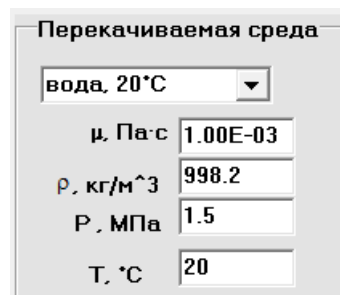


Рисунок 5.2 - Панель «Перекачувальне середовище»

Панель містить список перекачувальних середовищ, які закладені у базі даних. При виборі середовища зі списку, автоматично заповнюються поля в яких

вказується в'язкість, густина і температура. Також на панелі вказується величина тиску. Якщо необхідного середовища немає в базі даних, то його властивості задаються вручну.

Поле «Температура навколишнього середовища» – температура на місці експлуатації ущільнення:

Рисунок 5.3 - Поле «Температура навколишнього середовища»

Панель «Основний матеріал» і панель «Матеріал пари тертя»:

Рисунок 5.4 - Панель «Основний матеріал»

Рисунок 5.5 - Панель «Матеріал пари тертя»

Поля панелей «Модуль пружності», «Коефіцієнт Пуассона», «Коефіцієнт тертя», «Коефіцієнт температурного розширення» і «Коефіцієнт теплопровідності», можуть бути заповнені вручну або автоматично, при виборі матеріалу зі списку бази даних матеріалів (Mat.xls і Mat_tr.xls).

Панель «Матеріал пари тертя» має також поля «Межа міцності на стискання» і «Межа міцності на вигин».

Якщо матеріал нерухомого кільця відмінний від матеріалу обертового кільця пари тертя, необхідно поставити «галочку» біля надпису «матеріал 2» і заповнити поля властивостей матеріалу.

Панель «Діаметр вала і частота обертання»:



Рисунок 5.6 - Панель «Діаметр вала і частота обертання»

Діаметр вала може бути обраний зі списку або введений вручну.

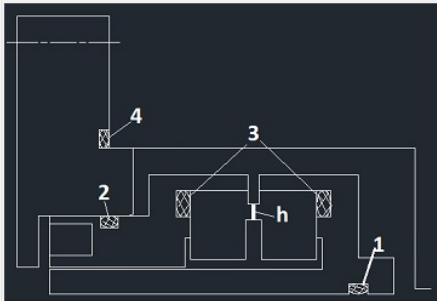
Кнопка «Очистити всі поля» – при натисканні цієї кнопки відбувається очищення всіх полів введення програми:



Рисунок 5.7 - Панель Кнопка «Очистити всі поля»

Вкладка «Конструктивна схема і розрахунок» представляє собою панель вибору елементів конструкції.

Конструктивная схема и расчеты | Проверочный расчет



Кольцо 1 (d-D-dc) 100-105-30

Кольцо 2 (d-D-dc) 122-128-25

Кольцо 3 (d-D-dc) К 135-145-46 K=0.87 (K=0.85-0.95)

Кольцо 4 (d-D-dc) 175-185-46

Ширина h, мм 5

Протечка
Рассчитать

| Дпруж-dпров. | Кол.пруж | Рпруж, МПа |
|--------------|----------|------------|
| 6-0.8 | 10 | 0.16 |
| 6-0.8 | 12 | 0.19 |
| 6-0.8 | 14 | 0.23 |

(Рпруж=0.13-0.23)

Теплоотвод
толщина корпуса, мм 30
Т охл. жидкости, °C 20
Рассчитать
конвективный отвод тепла
Q=136, Вт

Построение эскиза и расчет

Мощность трения
Nтр=46.1368, Вт

PV критерий
P·V=20410000, Н/(м·с)

d - внутренний диаметр кольца
 D - наружный диаметр кольца
 dc - диаметр сечения кольца
 h - ширина контактного пояса
 K - коэффициент нагрузки
 Дпруж - диаметр пружины
 dпров - диаметр сечения проволоки
 Рпруж - суммарное давление от пружин

Рисунок 5.8 - Вкладка «Конструктивна_схема і розрахунок»

За допомогою компонентів цієї вкладки безпосередньо виконується проектування торцевого ущільнення.

У лівій частині вкладки розташоване зображення конструктивної схеми ущільнення. Під зображенням на вкладці - список використаних позначень із поясненнями.

| |
|--------------------------------------|
| d - внутренний диаметр кольца |
| D - наружный диаметр кольца |
| dc - диаметр сечения кольца |
| h - ширина контактного пояса |
| K - коэффициент нагрузки |
| Дпруж - диаметр пружины |
| dпров - диаметр сечения проволоки |
| Рпруж - суммарное давление от пружин |

Рисунок 5.9 - Список використаних позначень

Список «Кільце 1 (d-D-dc)» - список варіантів гумових кілець, які можуть бути вибрані для позиції 1 (ущільнювальне кільце, яке розташоване на валу).

Поле «Ширина h, мм» – поле в якому вказується ширина контактного пояску.

Ширина h, мм

3

Рисунок 5.10 - Поле «Ширина h, мм»

Список «Кільце 2 (d-D-dc)» - список варіантів гумових кілець, які можуть бути вибрані для позиції 2 (ущільнювальне кільце рухомого з'єднання).

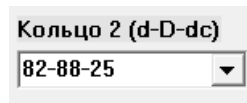


Рисунок 5.11 - Список «Кільце 2 (d-D-dc)»

Список «Кільце 3 (d-D-dc)» – список варіантів гумових кілець, які можуть бути вибрані для позиції 3 (ущільнювальні кільця контактної пари) і значення коефіцієнта навантаження, з урахуванням цих кілець.

Праворуч від списку «Кільце 3 (d-D-dc)» інформація про діапазон значень коефіцієнта навантаження:

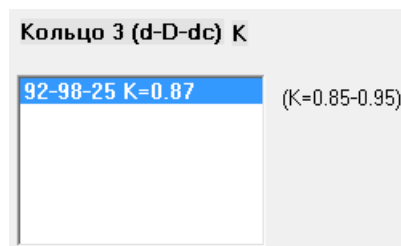


Рисунок 5.12 - Підказка

Список «Кільце 4 (d-D-dc)» – список варіантів гумових кілець, які можуть бути обрані для позиції 4 (ущільнювальне кільце між кришкою і корпусом).

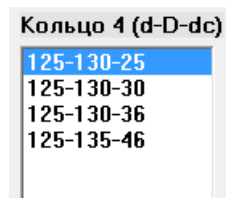


Рисунок 5.13 - Список «Кільце 4 (d-D-dc)»

Список пружин – список варіантів пружин. Список містить наступну інформацію:

діаметр пружини, діаметр дроту, мм;

кількість пружин;

питомий тиск від пружин, МПа;

| Дпруж-дпрое. | Кол.пруж | Рпруж, МПа |
|--------------|----------|------------|
| 8-0.8 | 6 | 0.19 |

(Рпруж=0.13-0.23)

Рисунок 5.14 - Панель «Список пружин»

Праворуч від списку пружин розташована підказка – діапазон значень сумарного тиску від пружин, МПа:

(Рпруж=0.13-0.23)

Рисунок 5.15 - Підказка

У нижньому правому куті розташовані Панель «Витоки» із кнопкою «Розрахувати»:

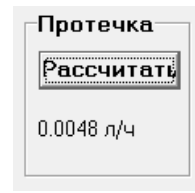


Рисунок 5.16 - Панель «Витоки»

У нижній частині вкладки знаходиться кнопка «Побудування ескізу і розрахунок», при натисканні якої генеруються файли-макроси.

Построение эскиза и расчет

Рисунок 5.17 - Кнопка «Побудування ескізу і розрахунок»

Крім того, при натисканні кнопки «Побудування ескізу і розрахунок» виводиться інформація про величину потужності тертя в парі тертя та PV фактору.

| |
|--|
| Мощность трения |
| $N_{тр}=46.1368, \text{ Вт}$ |
| PV критерий |
| $P \cdot V=20410000, \text{ Н/(м} \cdot \text{с)}$ |

Рисунок 5.18 - Панель «Потужність тертя» і «PV фактор»

На вкладці «Конструктивна схема і розрахунок» розташована панель «Тепловідведення» з полями введення «товщина корпусу, мм» і «Температура охолоджуючої рідини». При натисканні кнопки «Розрахувати» цієї панелі виводиться величина необхідного тепловідведення Q і повідомлення про тип системи циркуляції змащувальної рідини.

| | |
|--|-------------------------------------|
| Теплоотвод | |
| толщина корпуса, мм | <input type="text" value="30"/> |
| Т охл. жидкости, °C | <input type="text" value="20"/> |
| <input type="button" value="Расчитать"/> | конвективный отвод тепла |
| $Q=136, \text{ Вт}$ | |

Рисунок 5.19 - Панель «Тепловідведення»

Вкладка «Перевірочний розрахунок»:

| | | | | | | |
|---|--------|--|--|---------------------------------|----------|--|
| Конструктивная схема и расчеты | | Проверочный расчет | | | | |
| | R1, мм | <input type="text" value="40"/> | R6, мм | <input type="text" value="26"/> | | |
| | R2, мм | <input type="text" value="35"/> | a1, мм | <input type="text" value="5"/> | | |
| | R3, мм | <input type="text" value="30"/> | a2, мм | <input type="text" value="5"/> | | |
| | R4, мм | <input type="text" value="25"/> | a3, мм | <input type="text" value="1"/> | | |
| | R5, мм | <input type="text" value="32"/> | a4, мм | <input type="text" value="1"/> | | |
| | | | <table border="1"> <tr> <td>Протечка</td> </tr> <tr> <td><input type="button" value="Расчитать"/></td> </tr> <tr> <td>0.0023 л/ч</td> </tr> </table> | | Протечка | <input type="button" value="Расчитать"/> |
| Протечка | | | | | | |
| <input type="button" value="Расчитать"/> | | | | | | |
| 0.0023 л/ч | | | | | | |
| <input type="button" value="Структурный анализ"/> | | <input type="button" value="Тепловой анализ"/> | | | | |

Рисунок 5.20 - Вкладка «Перевірочний розрахунок»

На вкладці розташовані:

- конструктивна схема графітового кільця;
- поля для введення геометричних розмірів кільця («R₁, мм»; «R₂, мм»; «R₃, мм»; «R₄, мм»; «R₅, мм»; «R₆, мм»; «a₁, мм»; «a₂, мм»; «a₃, мм»; «a₄, мм»), які позначені на конструктивній схемі;
- панель «Витоки» із кнопкою «Розрахувати», які виводять величину витоків через пару тертя в л/год.
- кнопка «Структурний аналіз» і кнопка «Тепловий аналіз», що створюють файли-макроби для розрахунків у програмному комплексі ANSYS.

Приклад проектування і розрахунку торцевого ущільнення.

Порядок проектування торцевого ущільнення на задані параметри:

- 1) запуск програми - файл Roll.exe;
- 2) введення початкових даних:
 - задавання властивостей перекачувального середовища. Вибір зі списку, середовище - вода, 50°C (рис. 5.21, а). Поля для введення в'язкості, густини і температури заповнюються автоматично з бази даних середовищ (рис. 5.21, б). Якщо в базі даних відсутнє відповідне середовище - поля заповнюються вручну. Далі вводиться величина тиску перекачувального середовища з тиском $P = 2$ МПа (рис 5.21, в);

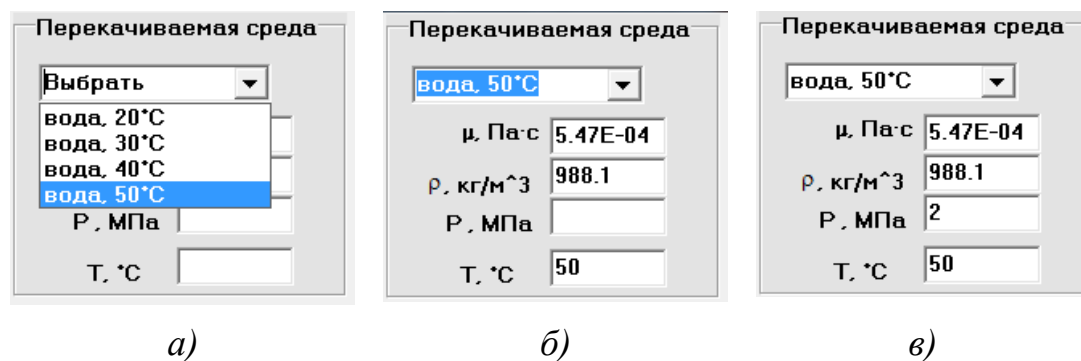


Рисунок 5.21 - Заповнення полів панелі «Перекачувальне середовище»

- задавання температури навколишнього середовища. У поле «Температура навколишнього середовища» заносимо значення температури $T = 25^\circ\text{C}$;

- задавання властивостей основного матеріалу. Вибираємо зі списку бази даних матеріалів сталь 08X18H10T (рис. 5.22, а), при цьому поля властивостей матеріалу заповнюються з бази даних автоматично (рис 5.22, б). Якщо необхідний матеріал відсутній у базі даних, тоді поля властивостей матеріалів необхідно заповнити вручну;

Основной материал

Выбрать

Модуль упругости, МПа: 08X18H10T

Коеф. Пуассона: 12X18H10T

Коеф. трения

Коеф. темп. расширения, 1/К

Коеф. теплопроводности, Вт/(м*К)

Основной материал

08X18H10T

Модуль упругости, МПа: 1.95E+05

Коеф. Пуассона: 0.29

Коеф. трения: 0.16

Коеф. темп. расширения, 1/К: 1.66E-05

Коеф. теплопроводности, Вт/(м*К): 16

а) б)

Рисунок 5.22 - Заповнення полів панелі «Основний матеріал»

- задавання властивостей матеріалу пари тертя. Зі списку бази даних матеріалів пари тертя вибираємо матеріал «графіт СГ-П 0.5» (рис. 5.23, а). При виборі матеріалу поля властивостей матеріалу заповнюються автоматично (5.23, б).

Материал пары трения

материал 1 материал2

Выбрать

Модуль упругости, МПа: Графит СГ-П 0.5

Коеф. Пуассона: 08X18H10T

Коеф. трения: 12X18H10T

Коеф. темп. расширения, 1/К

Коеф. теплопроводности, Вт/(м*К)

Предел прочности на сжатие, МПа

Предел прочности на изгиб, МПа

Материал пары трения

материал 1 материал2

Графит СГ-П 0.5

Модуль упругости, МПа: 1.27E+05

Коеф. Пуассона: 0.3

Коеф. трения: 0.04

Коеф. темп. расширения, 1/К: 4.00E-06

Коеф. теплопроводности, Вт/(м*К): 140

Предел прочности на сжатие, МПа: 120

Предел прочности на изгиб, МПа: 130

а) б)

Рисунок 5.23 - Заповнення полів панелі «Матеріал пари тертя»

У випадку коли кільця пари тертя мають бути виготовлені з різних матеріалів необхідно поставити галочку біля надпису «матеріал 2».

Рисунок 5.24 – Матеріал пари тертя

- задавання діаметра вала і частоти обертання. Задаємо діаметр валу $D = 76$ мм. Якщо у списку діаметрів такого розміру немає, тоді вводимо його вручну.

Вводимо в поле введення частоту обертання $n=3000$ об/хв.

Рисунок 5.25 - Заповнення полів «Діаметр валу» і «Частота обертання»

3) Вибір елементів конструкції:

- зі списку «Кільце 1» вибираємо один із запропонованих варіантів гумового кільця, яке розташоване на валу - «76-82-36». Зовнішній діаметр гумового кільця дорівнює 82 мм, внутрішній - 76 мм, а діаметр перетину кільця - 3,6 мм;

Рисунок 5.26 – Вибір кільця 1

- поле ширина контактної пояски заповнюється автоматично $h=4$ мм, але конструктор може змінювати цю величину;

Рисунок 5.27 - Поле введення «Ширина h, мм»

- зі списку «Кільце 2» вибираємо один із запропонованих варіантів для гумового ущільнення у рухомому з'єднанні - «100-105-25»;

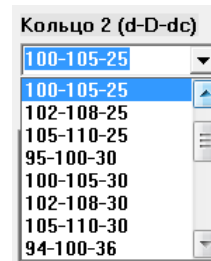


Рисунок 5.28 - Вибір кільця 2

Зовнішній діаметр гумового кільця дорівнює 105 мм, внутрішній - 100 мм, а діаметр перетину кільця - 2,5 мм. При цьому в списку «Кільце 3» з'явилися варіанти гумових ущільнень кілець торцевої пари.

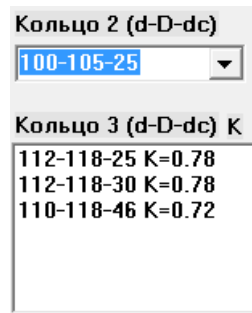


Рисунок 5.29 - Вибір кільця 2 і кільця 3

Необхідно підбирати кільце 2, таким чином щоб у списку «Кільце 3» з'являлися варіанти. Так наприклад при виборі в якості 2-го кільця гумового ущільнення варіанту «95-100-25» у списку «Кільце 3» з'являється один рядок «106-112-36» (рис 5.30, а), а при виборі варіанту «105-110-25» - варіанти «Кільце 3» відсутні (рис 5.30, б).



Рисунок 5.30 - Варіанти вибору кільця 2 і кільця 3

- зі списку «Кільце 3» вибираємо один із запропонованих варіантів гумових ущільнень кілець торцевої пари - «112-118-30», при такому виборі в списку пружин з'являється два варіанти набору пружин.

| Кольцо 3 (d-D-dc) К | Дпруж-дпров. | Кол.пруж | Рпруж, МПа |
|--------------------------|---------------------|----------|------------|
| 112-118-25 K=0.78 | (K=0.71-0.81) 6-0.8 | 12 | 0.33 |
| 112-118-30 K=0.78 | | 14 | 0.39 |
| 110-118-46 K=0.72 | | | |

(Рпруж=0.29-0.39)

Рисунок 5.31 - Вибір кільця 3 і варіанти пружин

Необхідно зі списку «Кільце 3» вибирати таким чином гумові кільця, щоб з'явилися варіанти в списку пружин.

- вибір набору пружин. Із запропонованого списку пружин вибираємо набір пружин: 12 пружин, діаметр пружини - 6 мм, діаметр перетину дроту 0,8 мм, сумарний питомий тиск від пружин 0,33 МПа.

| Дпруж-дпров. | Кол.пруж | Рпруж, МПа |
|--------------|----------|------------|
| 6-0.8 | 12 | 0.33 |
| 6-0.8 | 14 | 0.39 |

Рисунок 5.32 - Вибір пружин

- зі списку «Кільце 4» вибираємо один із запропонованих варіантів гумових ущільнень кришки ущільнення - 145-150-30

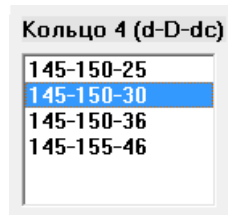


Рисунок 5.33 - Вибір кільця 4

5) Розрахунок

- на панелі «Витоки» натискаємо кнопку «Розрахувати». В результаті одержуємо величину витоків через ущільнення - 0,0119 л/год;

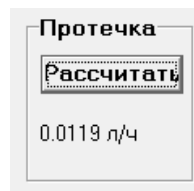


Рисунок 5.34 - Розрахунок витоків

- при натисканні кнопки «Побудування ескізу і розрахунок» виводяться значення PV фактору та потужності тертя.

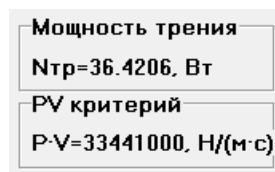


Рисунок 5.35 - Виведення значень PV фактору та потужності тертя

- на панелі «Тепловідведення» вводимо значення товщини корпусу в мм і температуру охолоджуючої рідини (рис. 5.36). При натисканні кнопки «Розрахувати» виводиться значення необхідного тепловідведення та повідомлення про необхідний тип системи циркуляції змашувальної рідини.

| | |
|---------------------|---|
| Теплоотвод | |
| толщина корпуса, мм | 40 |
| Т охл. жидкости, °С | 20 |
| Расчитать | <u>конвективный</u> <u>отвод тепла</u> |
| Q=168, Вт | |

Рисунок 5.36 - Розрахунок необхідного тепловідведення

б) Міцнісний розрахунок в програмі ANSYS

- запускаємо програму ANSYS Mechanical APDL;

- у командному рядку пишемо команду-макрос test, яка була згенерована при натисканні кнопки «Побудування ескізу і розрахунок».

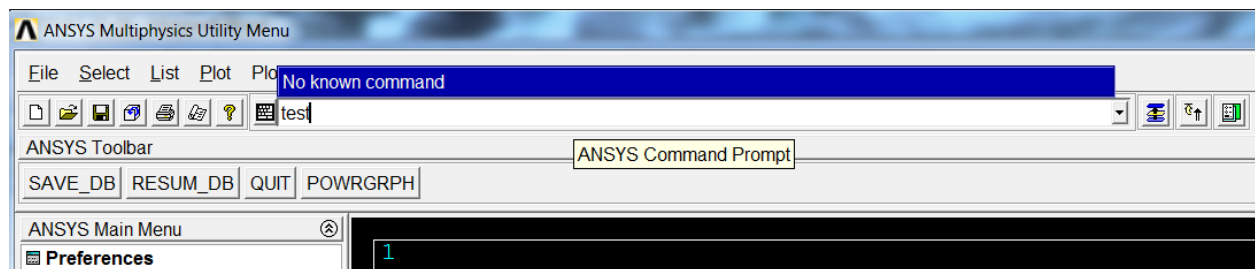


Рисунок 5.37 - Виклик програми-макросу розрахунку напружено-деформованого стану

Результат виконання макросу - графічне зображення поля еквівалентних напружень.

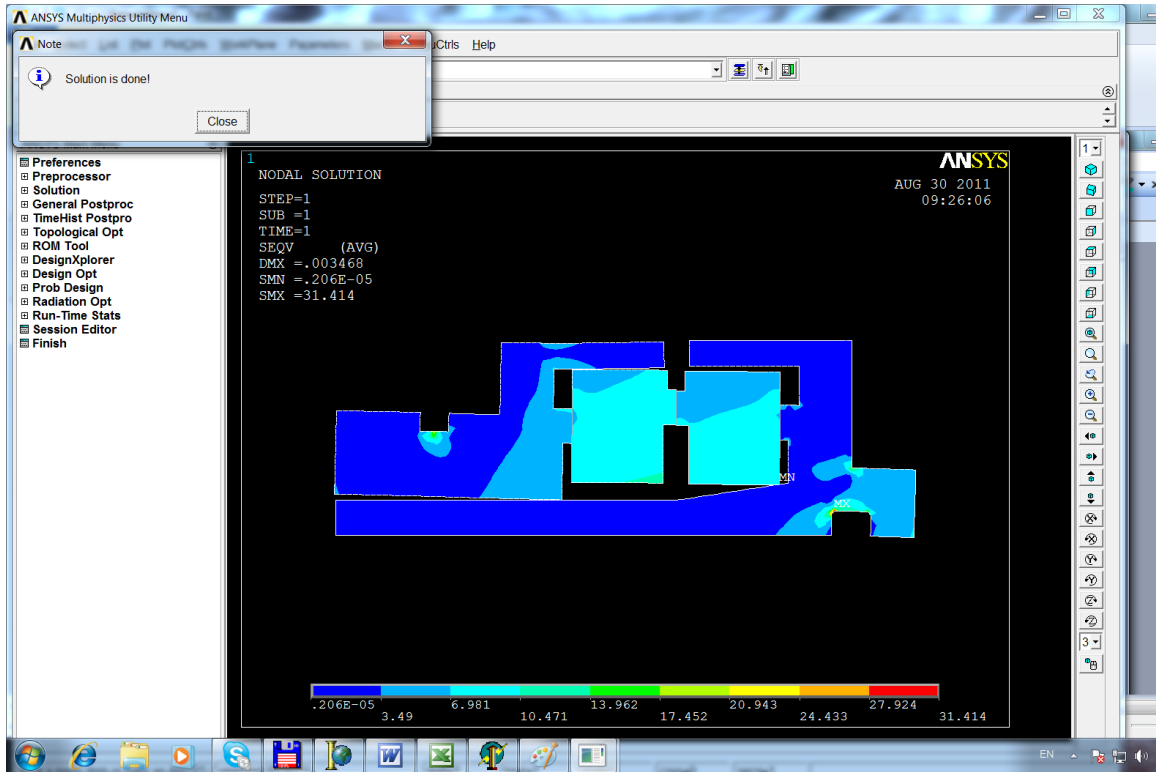


Рисунок 5.38 - Еквівалентні напруження

- для отримання еквівалентних напружень у парі тертя і виводу повідомлення про межі міцності необхідно з командного рядка запустити на виконання макрос `ptren`.

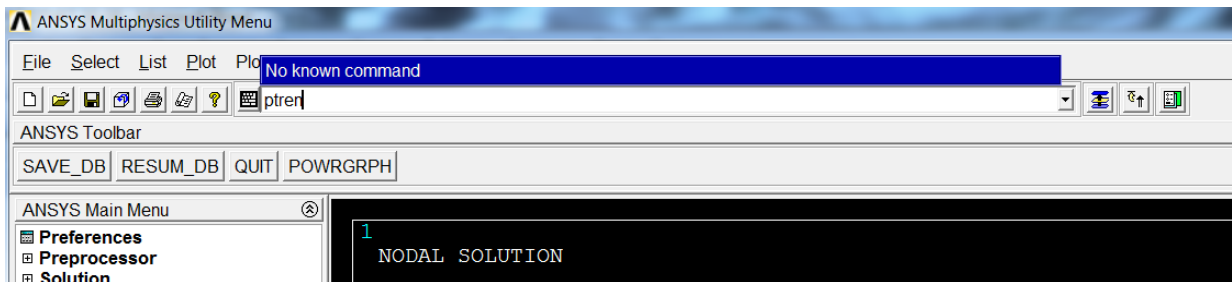


Рисунок 5.39 - Виклик макросу для отримання напружень у парі тертя

Результат виконання макросу - графічне зображення поля еквівалентних напружень у парі тертя. На екран виводиться повідомлення зі значеннями межі міцності на стискання і вигин.

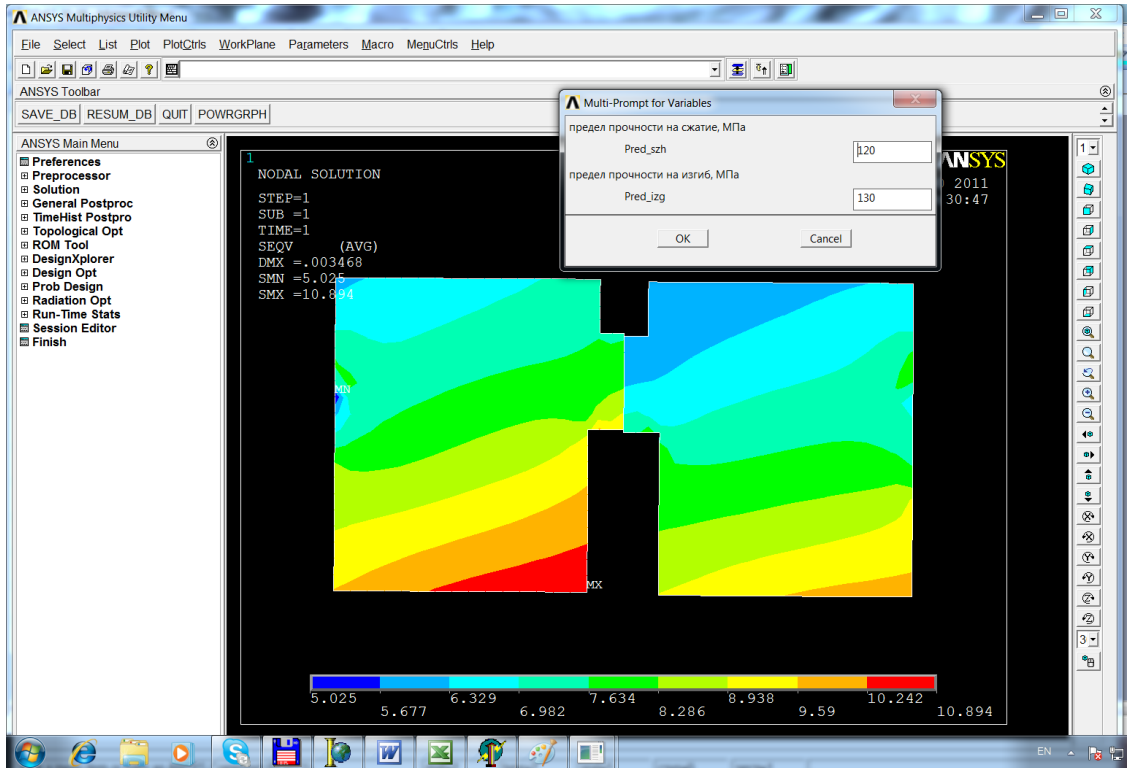


Рисунок 5.40 - Еквівалентні напруження пари тертя

Перевірочний розрахунок пари тертя

1) Введення початкових даних:

- для розрахунку необхідно заповнити поля панелей «Перекачувальне середовище», «Матеріал пари тертя», «Температура навколишнього середовища» і «Частота обертання валу».

- виберемо вкладку «Перевірочний розрахунок». Введемо геометричні розміри кільця пари тертя відповідно до конструктивної схеми (рис. 5.39);

| | | | |
|--------|-----------------------------------|--------|---------------------------------|
| R1, мм | <input type="text" value="37"/> | R6, мм | <input type="text" value="26"/> |
| R2, мм | <input type="text" value="35"/> | a1, мм | <input type="text" value="6"/> |
| R3, мм | <input type="text" value="30"/> | a2, мм | <input type="text" value="5"/> |
| R4, мм | <input type="text" value="25.5"/> | a3, мм | <input type="text" value="1"/> |
| R5, мм | <input type="text" value="32"/> | a4, мм | <input type="text" value="1"/> |

Рисунок 5.41 - Геометричні розміри кільця пари тертя

2) Розрахунок:

- на панелі «Витоки» натискаємо кнопку «Розрахувати». У результаті одержуємо величину витоків - 0,0056 л/год;



Рисунок 5.42 - Розрахунок витоків

- за допомогою кнопки «Структурний аналіз» створюємо файл-макрос;
- запускаємо ANSYS Mechanical APDL;
- у командному рядку пишемо команду-макрос test, який сгенерований при натисканні кнопки «Структурний аналіз».

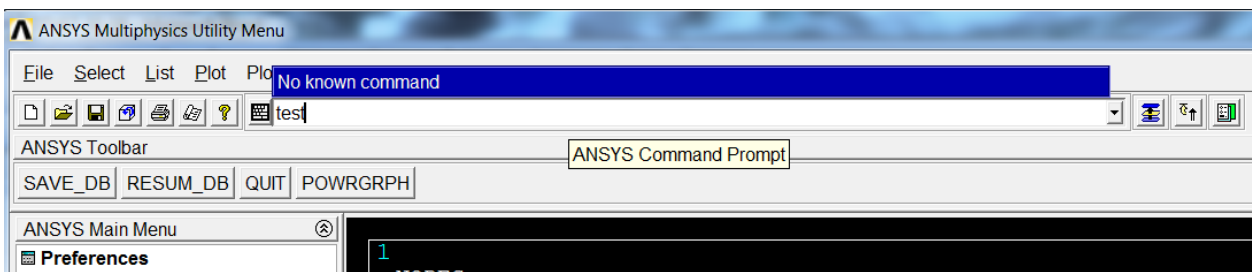


Рисунок 5.43 - Виклик програми-макросу розрахунку напружено-деформованого стану пари тертя

Результат виконання макросу - графічне зображення поля еквівалентних напружень у парі тертя.

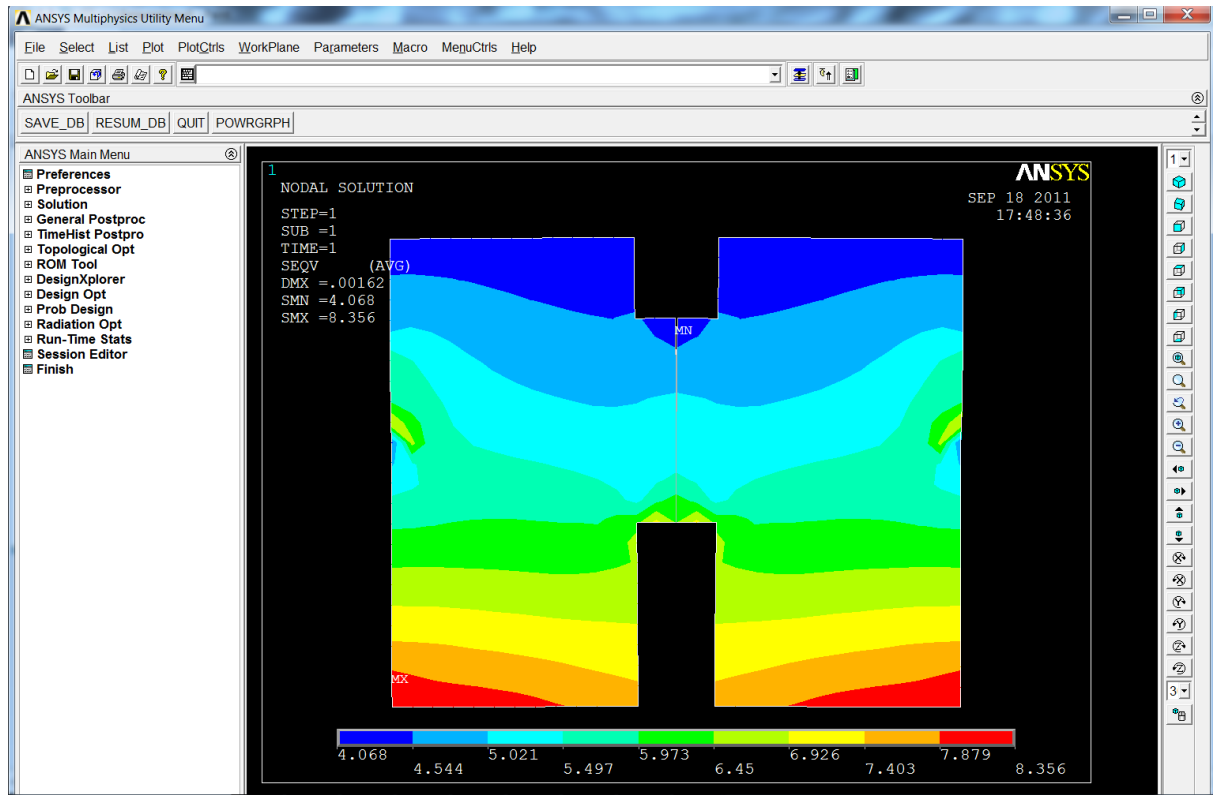


Рисунок 5.44 - Еквівалентні напруження пари тертя

- за допомогою кнопки «Тепловий аналіз» створюємо файл-макрос;
- у командному рядку програми ANSYS Mechanical APDL викликаємо команду-макрос test, який згенерований при натисканні кнопки «Структурний аналіз».

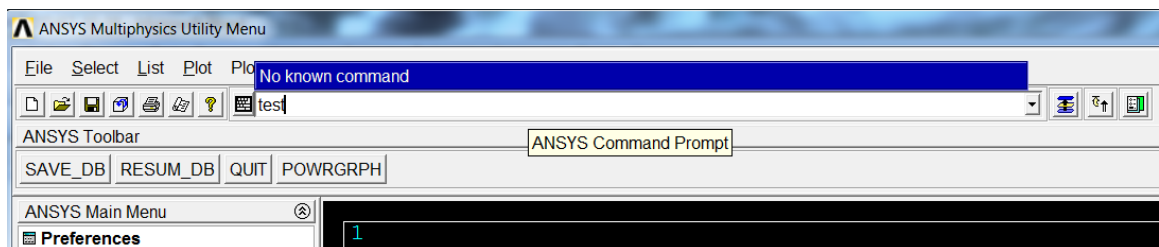


Рисунок 5.45 - Виклик програми-макросу розрахунку теплових напружень пари тертя

Результат виконання макросу - графічне зображення поля еквівалентних напружень у парі тертя.

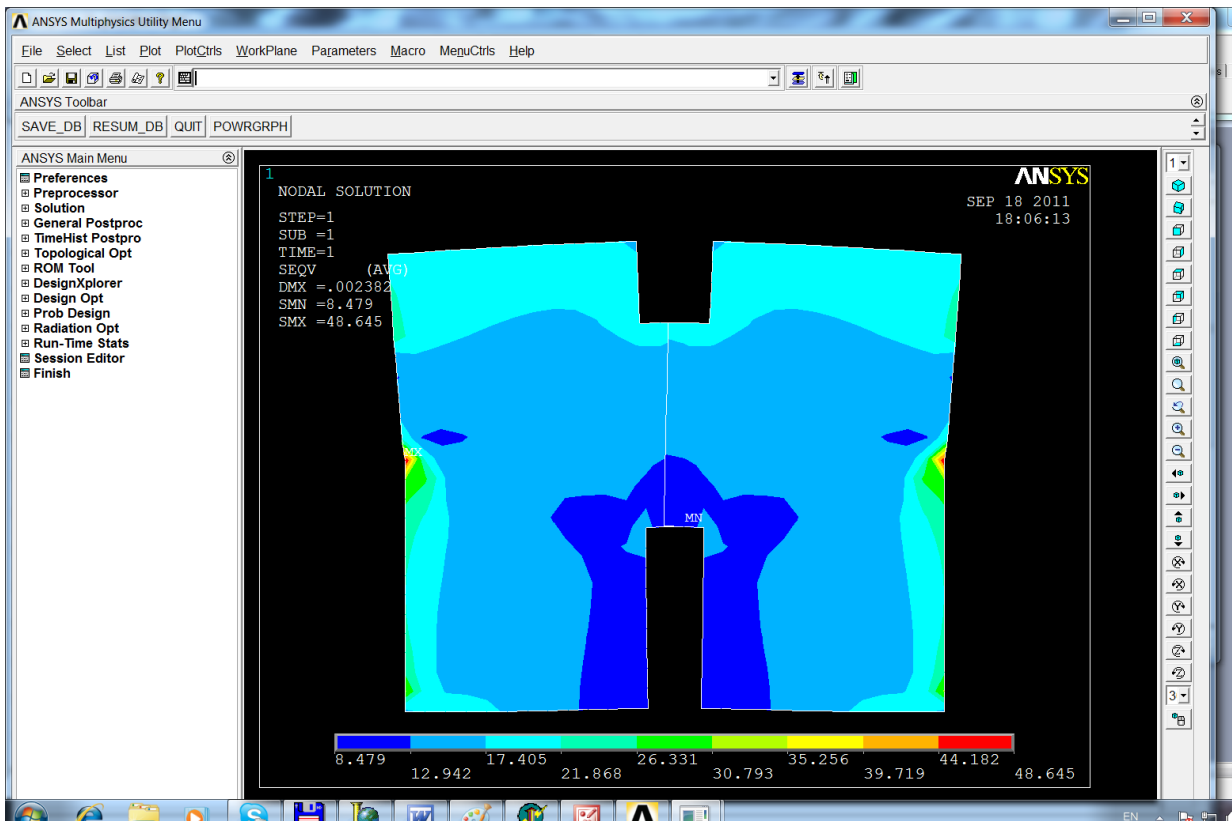


Рисунок 5.46 - Еквівалентні температурні напруження пари тертя

5.2 Методика розрахунку ущільнень-опор та підшипників

Методика розрахунку складається з наступних етапів:

1. Створення проекту в ANSYS WORKBENCH для розрахунку течії рідини за допомогою вирішувача ANSYS CFX (рис. 5.47).

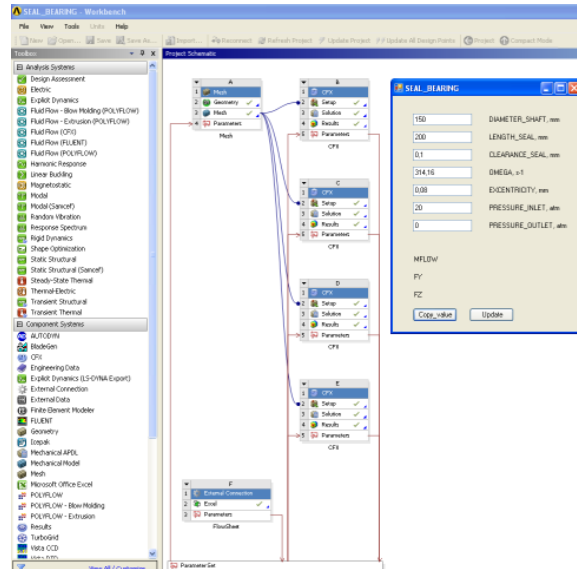


Рисунок 5.47 - Проект ANSYS WORKBENCH з вікном введення початкових даних програми автоматизованого розрахунку ущільнень-опор на перекачуваному середовищі

2. Запуск програми ANSYS Design Modeler. Створення геометрії і задавання основних геометричних розмірів (діаметр валу, довжина, зазор) параметрами (рис. 5.48, 5.49).

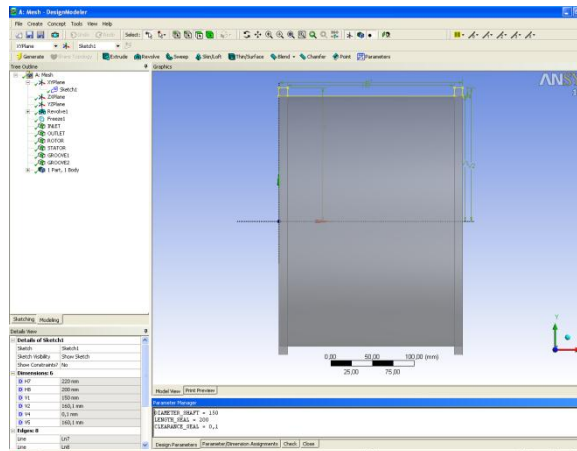


Рисунок 5.48 - Геометрія і розміри підшипника ковзання на перекачуваному середовищі в програмі ANSYS Design Modeler

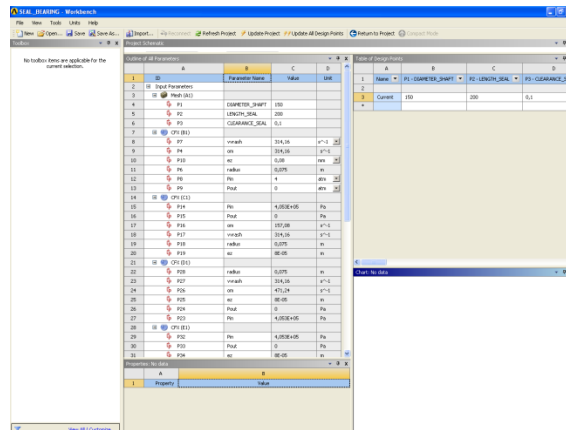


Рисунок 5.49 - Окно проекта з основними параметрами

3. Запуск програми ANSYS Meshing. Побудова регулярної гекса сітки для розрахункової області в програмі ANSYS ICEM CFD. Створення скриптового файлу сценарію для автоматичної побудови сітки (рис. 5.50).

4. Запуск програми ANSYS CFX PRE. Задавання граничних умов: входу і виходу (відкриті граничні умови - дозволяють потоку вільно втікати і витікати через розрахункову область), нерухомої стінки корпусу, рухомої стінки валу (рис. 5.51). Створення скриптового файлу для опису траєкторії прецесійного руху валу. Вибір опції - сітка, що деформується. Задавання початкових даних: тиск на вході, тиск на виході, окружні швидкості прецесійного і власного обертання валу і величина ексцентриситету у вигляді параметрів. Задавання фізичних властивостей перекачуваного середовища з бібліотеки середовищ. Розв'язання нестационарної задачі течії рідини в зазорі підшипника ковзання на перекачуваному середовищі (турбулентна течія - SST модель) з урахуванням прецесії валу, що обертається - один оборот валу розбивається на 20 кроків за часом.

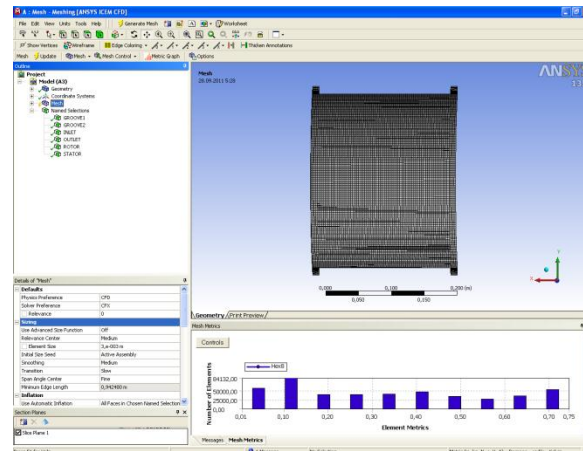


Рисунок 5.50 - Розрахункова гекса сітка у програмі ANSYS Meshing

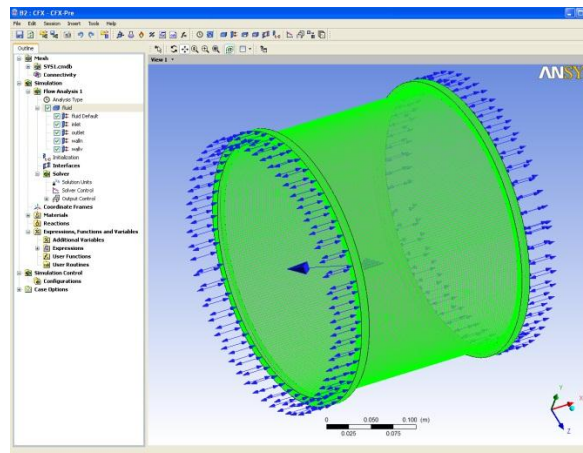


Рисунок 5.51 - Окно програми з розрахунковою сіткою і граничними умовами в програмі ANSYS CFX Pre

5. Запуск програми ANSYS CFX Solver для розв'язання задачі. Контроль збіжності процесу по всім нев'язкам (рівнянням руху рідини і збереження маси), якості сітки (ортогональний кут, коефіцієнт зростання, співвідношення розмірів граней комірки) і траєкторії руху валу (x і y координати) (рис. 5.52, 5.53).

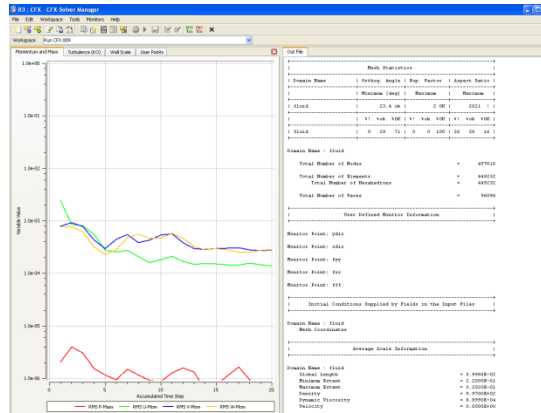


Рисунок 5.52 - Вікно програми зі збіжністю процесу розрахунку по основним рівнянням і параметрами якості сітки в програмі ANSYS CFX Solver

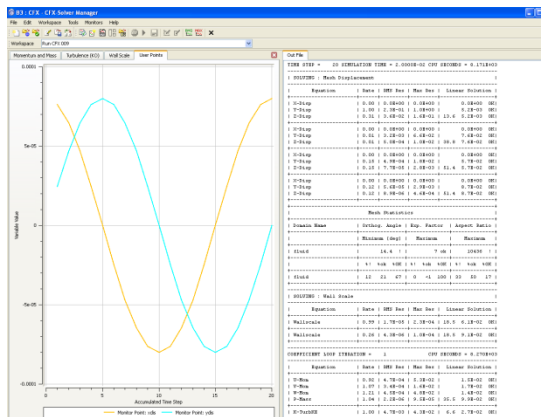


Рисунок 5.53- Вікно програми з траєкторією руху валу по x, y координатам

6. Запуск програми ANSYS CFX Post для проглядання результатів розрахунку - ліній струму, полів тиску і швидкостей (рис. 5.54). Визначення масової витрати і сил, які діють в зазорі. Створення звіту (рис. 5.55) і параметричне задавання параметрів.

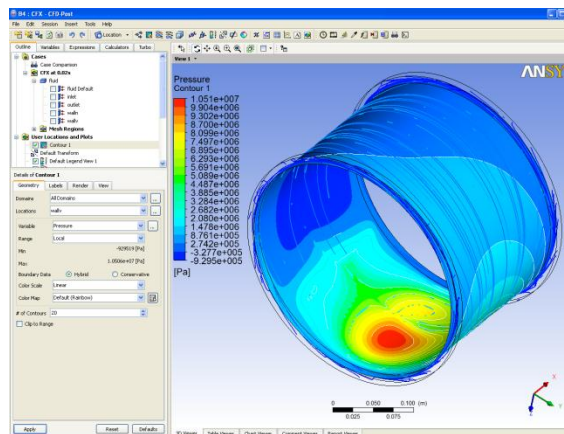


Рисунок 5.54 - Графічне зображення результатів розрахунку (лінії току і поле тиску) в програмі ANSYS CFX Post



Рисунок 5.55 - Вікно програми ANSYS CFX зі стандартним звітом

7. Послідовне виконання чотирьох розрахунків для отримання залежності сил, які діють в зазорі від кутової швидкості прецесії валу. У програмі Microsoft EXCEL, визначається графічна залежність, що апроксимується поліномом другого порядку, з рівняння якого оцінюються коефіцієнти жорсткості і демпфірування.

8. Побудова розрахункової схеми ротора в програмному комплексі ANSYS. Виконується аналіз динаміки ротора відцентрового насоса з урахуванням жорсткостей і демпфірувань, які одержані в гідродинамічному розрахунку (визначаються критичні швидкості обертання валу, будуються амплітудні і фазові частотні характеристики).

Зауважимо, що методика розрахунку колодочних підшипників ковзання аналогічна цій методиці, відмінність полягає лише в геометрії і особливостях побудови розрахункової сітки.

Розрахункова схема (рис. 5.56), геометрія (рис. 5.57) і результати розрахунку п'ятиколодочного підшипника ковзання приведені на рис. 5.58-5.59.

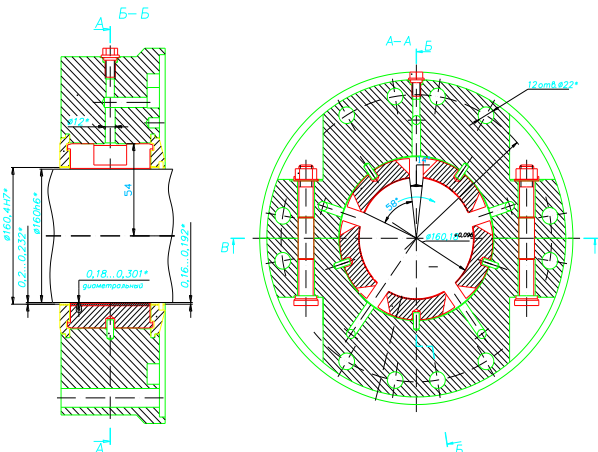


Рисунок 5.56 - Розрахункова схема п'ятиколодочного підшипника ковзання

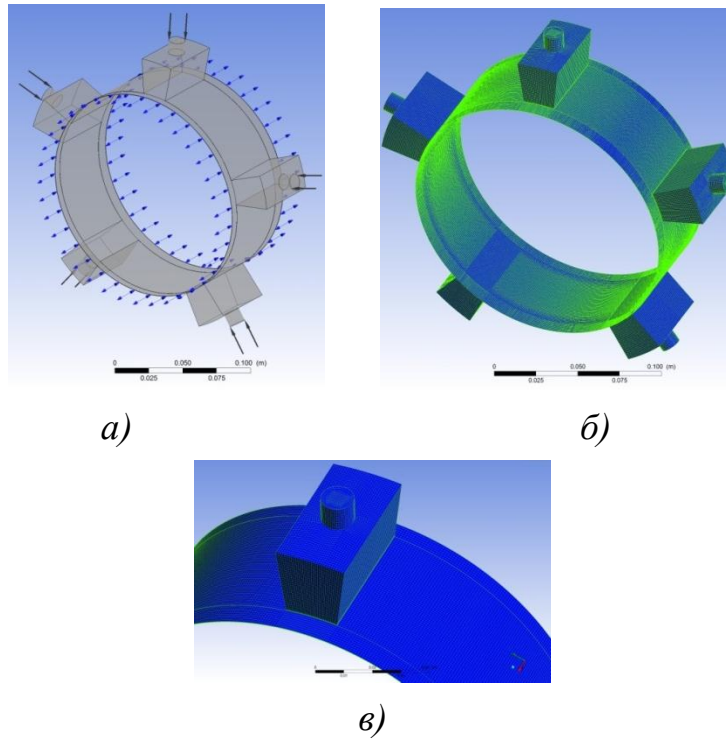


Рисунок 5.57 - Геометрія з граничними умовами *a)* і розрахункова сітка п'ятиколодочного опорного підшипника ковзання *б), в)*

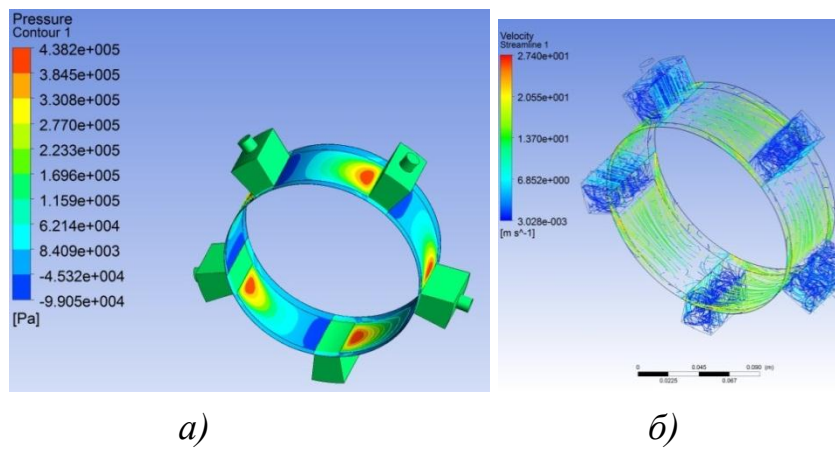


Рисунок 5.58 – Розподіл тиску *a)* і лінії току *б)* в п'ятиколодочному підшипнику ковзання

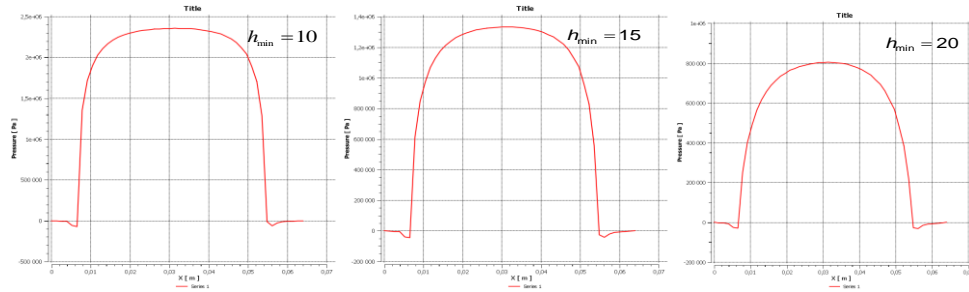


Рисунок 5.59 – Розподіл гідродинамічного тиску по ширині несучої колодки підшипника ковзання при різних значеннях зазору

5.2.1 Описання програми "Roll - Підшипник"

Засоби реалізації методики розрахунку

Програма автоматизації розрахунку підшипників ковзання реалізована на мові Iron Python. На підставі введених початкових даних програма передає в ANSYS Workbench задані параметри і ініціалізує виконання проекту ANSYS Workbench. Середовище ANSYS Workbench інтегрує компоненти додатків: ANSYS DesignModeler, ANSYS Meshing, ANSYS ICEM CFD, ANSYS CFX - Pre, ANSYS CFX - Solver Manager, ANSYS CFD - Post. Проект ANSYS Workbench зв'язує між собою окремі проекти побудови геометрії, сітки, задавання граничних і початкових умов, розв'язання і обробку результатів розрахунків, а також організовує обмін параметрами між ними.

Бази даних

Для забезпечення роботи програми використовуються файл-бази властивостей перекачуваного середовища (Sreda.xls);

База властивостей перекачуваного середовища (sreda.xls) містить наступні графи:

- 1) Назва середовища;
- 2) густина, $кг/м^3$;
- 2) в'язкість, $Па \cdot c$;
- 3) теплоємність, $Дж/кг \cdot K$;
- 4) теплопровідність, $Вт/м \cdot K$.

Таблиця 3.1 - Таблиця бази властивостей середовища

| Назва середовища | густина, $кг/м^3$ $\rho=a+b \cdot T$ | | в'язкість, Пас $\mu=a T^b$ | | теплоємність, $Дж/кг \cdot K$ $C=a+b \cdot T$ | | теплопровідність, $Вт/м \cdot K$ |
|------------------|---|-------|-------------------------------|-------|--|------|----------------------------------|
| | a | b | a | b | a | b | λ |
| TP22 | 908,5 | -0,65 | 124,41 | -2,24 | 1802,29 | 3,25 | 0,1288 |

Густина і теплоємність середовища представляються у вигляді лінійної залежності від температури ($\rho = a + b \cdot T$, $C = a + b \cdot T$), а динамічна в'язкість - у вигляді степеневої функції від температури ($\mu = a \cdot T^b$). При розрахунках передбачається, що теплопровідність не залежить від температури. Для задавання властивостей середовища необхідно знайти апроксимуючу функцію і внести значення коефіцієнтів a і b у відповідні комірки. Приклад знаходження апроксимуючих залежностей приведений у файлі TP22.xls.

База даних може бути розширена. Для цього необхідно дописати у кінці таблиці даних рядок нового елементу бази.

Описання інтерфейсу

Після запуску в ANSYS Workbench проекту ROLL_PODSHIPNIK.wbpj і скрипта ROLL_PODSHIPNIK.py з'являється структурна схема проекту Workbench і вікно програми Roll_Подшипник (рис. 5.60).

Програма також може бути запущена за допомогою файлу ROLL_PODSHIPNIK.bat, в цьому випадку ANSYS WORKBENCH буде запущений на виконання сценарію проекту в прихованому режимі.

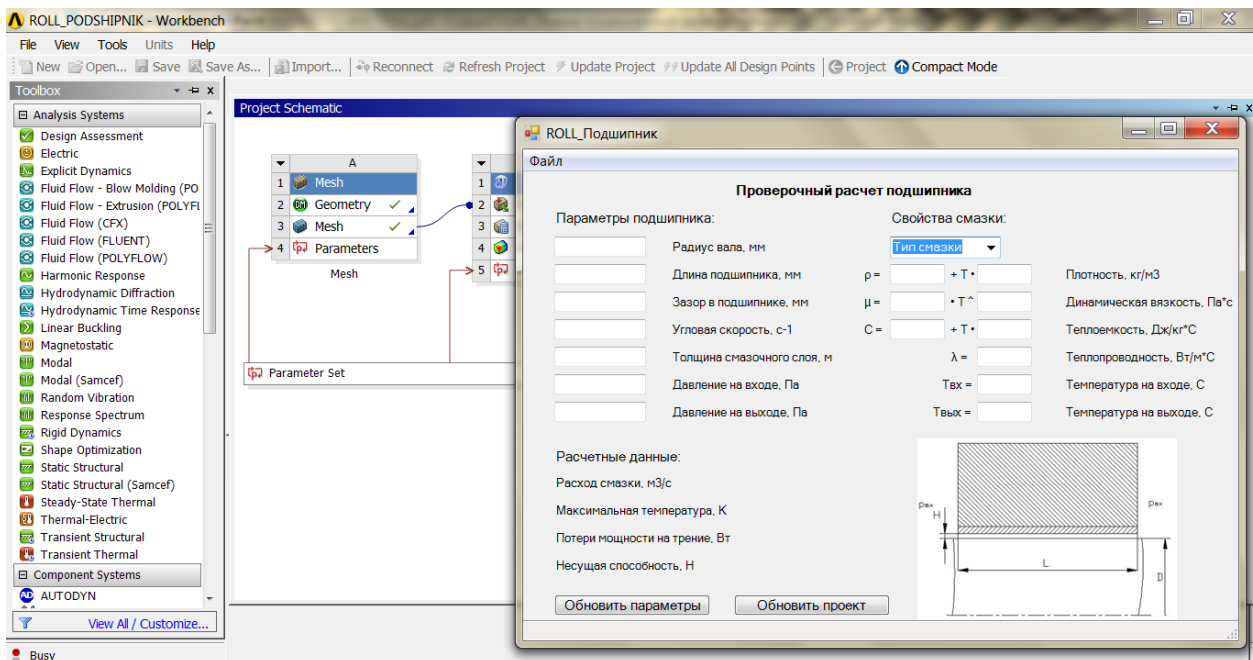


Рисунок 5.60 - Вікно програми і структурна схема проекту WORKBENCH

У правій нижній частині вікна програми розташовано зображення конструктивної схеми підшипника ковзання (рис. 5.61).

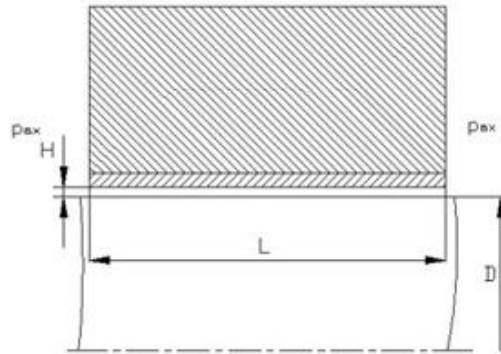


Рисунок 5.61 - Конструктивна схема підшипника ковзання
Панелі вихідних даних (рис. 5.62).

| Параметры подшипника: | | Свойства смазки: | |
|-----------------------|-----------------------------------|--|---------------------------------|
| <input type="text"/> | Радиус вала, мм | <input type="text"/> | Тип смазки <input type="text"/> |
| <input type="text"/> | Длина подшипника, мм | $\rho =$ <input type="text"/> + T • <input type="text"/> | Плотность, кг/м ³ |
| <input type="text"/> | Зазор в подшипнике, мм | $\mu =$ <input type="text"/> • T ^ <input type="text"/> | Динамическая вязкость, Па•с |
| <input type="text"/> | Угловая скорость, с ⁻¹ | $C =$ <input type="text"/> + T • <input type="text"/> | Теплоемкость, Дж/кг•С |
| <input type="text"/> | Толщина смазочного слоя, м | $\lambda =$ <input type="text"/> | Теплопроводность, Вт/м•С |
| <input type="text"/> | Давление на входе, Па | $T_{вх} =$ <input type="text"/> | Температура на входе, С |
| <input type="text"/> | Давление на выходе, Па | $T_{вых} =$ <input type="text"/> | Температура на выходе, С |

Рисунок 5.62 - Панелі вихідних даних

Панель «Параметри підшипника» містить наступні компоненти (рис. 5.62): поле введення «Радіус вала, мм», поле введення «Довжина підшипника, мм», поле введення «Зазор в підшипнику, мм», поле введення «Кутова швидкість, с⁻¹», поле введення «Товщина змазочного слою, м», поле введення «Тиск на входе, Па», поле введення «Тиск на виході, Па».

На панелі даних «Властивості мастила» (рис. 5.62) розміщені: випадаючий список «Тип мастила», поле введення «Густина, кг•м⁻³», поле введення «Динамічна в'язкість, Па•с», поля введення «Теплоємність, Дж/кг•К», поле введення «Теплопровідність, Вт/м•К», поле введення «Температура на входе, °С», поле введення «Температура на виході, °С».

Кнопка «Обновить параметры» (рис. 5.63) - передає введені початкові дані у базовий проект ANSYS WORKBENCH.

Під час передачі параметрів в проект ANSYS Workbench в нижньому лівому кутку вікна виводиться повідомлення «Передача даних в WB» (рис. 5.63).

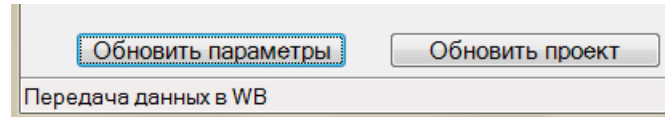


Рисунок 5.63 - Панель «Обновить параметры»

Кнопка «Обновить проект» (рис. 5.64) - запускає оновлення базового проекту Workbench, тобто оновлюються усі підпроекти побудови геометрії, сітки, задавання граничних і початкових умов, розв'язання і обробки результатів розрахунків.

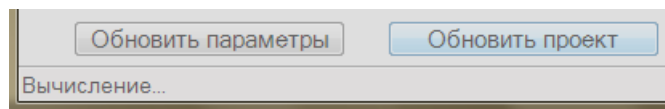


Рисунок 5.64 - Панель «Обновить проект»

При виконанні оновлення проекту в нижньому лівому кутку вікна виводиться повідомлення «Обчислення» (рис. 5.64).

По закінченню виконання сценарію проекту ANSYS Workbench в нижньому лівому кутку вікна з'являється повідомлення «Готово» (рис. 5.65).

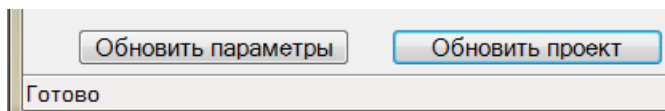


Рисунок 5.65 – Результат виконання сценарію проекту

Панель «Розрахункові дані» (рис. 5.66) виводить наступні величини:

Витрати мастила, $\text{м}^3/\text{с}$

Максимальна температура, К

Втрати потужності на тертя, Вт

Несуча здатність, Н

Расчетные данные:
 Расход смазки = $-7.18868E-06$ [$m^3 s^{-1}$]
 Максимальная температура = 306.128 [K]
 Потери мощности на трение = 130.122 [W]
 Несущая способность = 231.499 [N]

Рисунок 5.66 - Панель «Розрахункові дані»

Усі початкові дані і отримані результати розрахунків зберігаються в текстовому файлі PODSHIPNIK.dat в робочій директорії.

Інструкція по користуванню програмою автоматизованого розрахунку підшипників ковзання:

1. З робочої директорії, в якій виконуватиметься розрахунок, запускаємо файл проекту ANSYS WORKBENCH - SEAL_BEARING.wbpj. Відкривається структурна схема проекту розрахунку.

2. У головному меню вибираємо FILE - Scripting - Run Script File - WB_C.py (скрипт файл автоматизованого розрахунку, написаний на алгоритмічній мові PYTHON).

3. У діалоговому вікні SEAL_BEARING, вводимо початкові дані для розрахунку. Натискаємо кнопку Copy_Value - записуємо введені початкові дані в проект, натискаємо кнопку Update і запускаємо автоматичний розрахунок.

4. Після закінчення розрахунку в діалоговому вікні SEAL_BEARING в текстовому вигляді виводяться розрахункові величини: масова витрата, величини сил, жорсткості і демпфування.

5. У програмі ANSYS створюється розрахункова скінченно-елементна модель ротора з урахуванням жорсткостей і демпфувань, одержаних в гідродинамічному розрахунку.

5.3 Інструкція користувача програмного модулю для розрахунку динаміки ротора

Програмний модуль ДИПРОТОР є вбудованим у програмний комплекс ANSYS за допомогою макросу. Модуль дозволяє побудувати балкову модель ротора і визначити критичні швидкості і відповідні їм форми коливань, а також побудувати амплітудно-частотну характеристику.

Ротор моделюється у вигляді спрощеної плоскої моделі за допомогою балкових елементів різної довжини й діаметра з урахуванням розбивки на ділянки.

Підключення модуля ДИПРОТОР до програмного комплексу ANSYS

Для вбудування кнопки швидкого виклику модуля «ДИПРОТОР» в інтерфейс програми ANSYS необхідно внести зміни у файл:

```
\Program Files\Ansys Inc\v80\ANSYS\apdl\start80.ans
```

У файлі start80.ans необхідно дописати наступний рядок:

```
*ABBR, DYNROTOR , ~eui,'source d:\\?\\?\\dynrotor.tcl'
```

На місці знаків '?' вказати директорії.

Для підключення HELP-файлу програмного модуля «ДИПРОТОР» потрібно розмістити файл dynhelp.mht у директорії:

```
\Program Files\Ansys Inc\v80\CommonFiles\HELP\en-us\
```

Далі, у файл conp_index.hlp, що міститься в цій директорії дописати дві команди. У верхній частині файлу, де всі команди надруковані рядковими (маленькими) літерами додати рядок:

```
dynhelp
```

Серед команд надрукованих прописними (великими) літерами ввести команду:

```
DYNHELP dynhelp.mht
```

Після перезапуску програмного комплексу ANSYS на панелі інструментів ANSYS Toolbar з'явиться кнопка «DYNROTOR» для виклику програмного модуля (рис. 5.67).

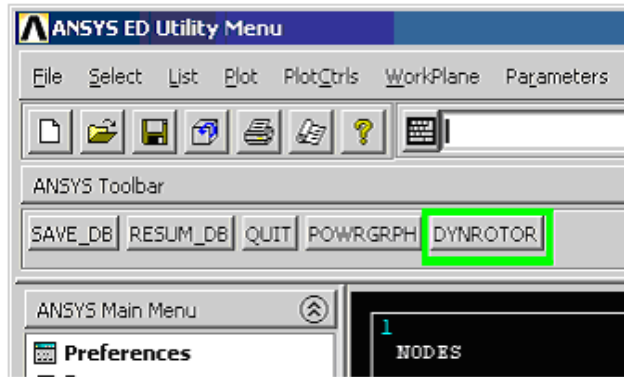


Рисунок 5.67 - Кнопка «DYNROTOR»

Запуск модуля «ДИПРОТОР».

Для запуску підключеного до програмного комплексу ANSYS модуля «ДИПРОТОР» необхідно натиснути кнопку «DYNROTOR» на панелі інструментів ANSYS Toolbar (рис. 5.67), після чого з'явиться вікно «ДИПРОТОР» (рис. 5.68).

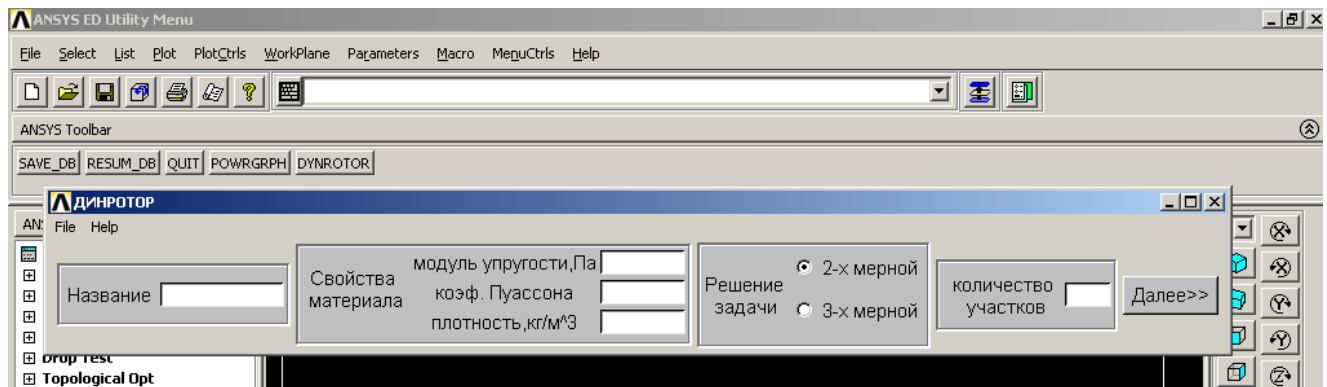


Рисунок 5.68 – Вікно програми «ДИПРОТОР»

Побудова моделі.

Вікно, що з'явилося після запуску програми, «ДИПРОТОР» містить поля введення, які призначені для введення початкових даних:

1. Задавання властивостей матеріалу вала. У поля введення: «модуль пружності», «коефіцієнт Пуассона», «густина» необхідно ввести відповідні значення.

2. Вибір постановки розв'язання задачі (двовірної або тривимірної). Необхідно поставити мітку напроти відповідного варіанта. Тривимірна постановка задачі доцільна, коли пружні властивості підшипників різні в різних радіальних напрямках.

3. Задавання кількості ділянок ротора. У відповідне поле введення ввести кількість ділянок ротора.

4. Після введення початкових даних натисніть кнопку «Далі>>». Вікно «ДИНРОТОР» “розгортається” (рис. 5.69) та дозволяє продовжити введення наступних вихідних даних.

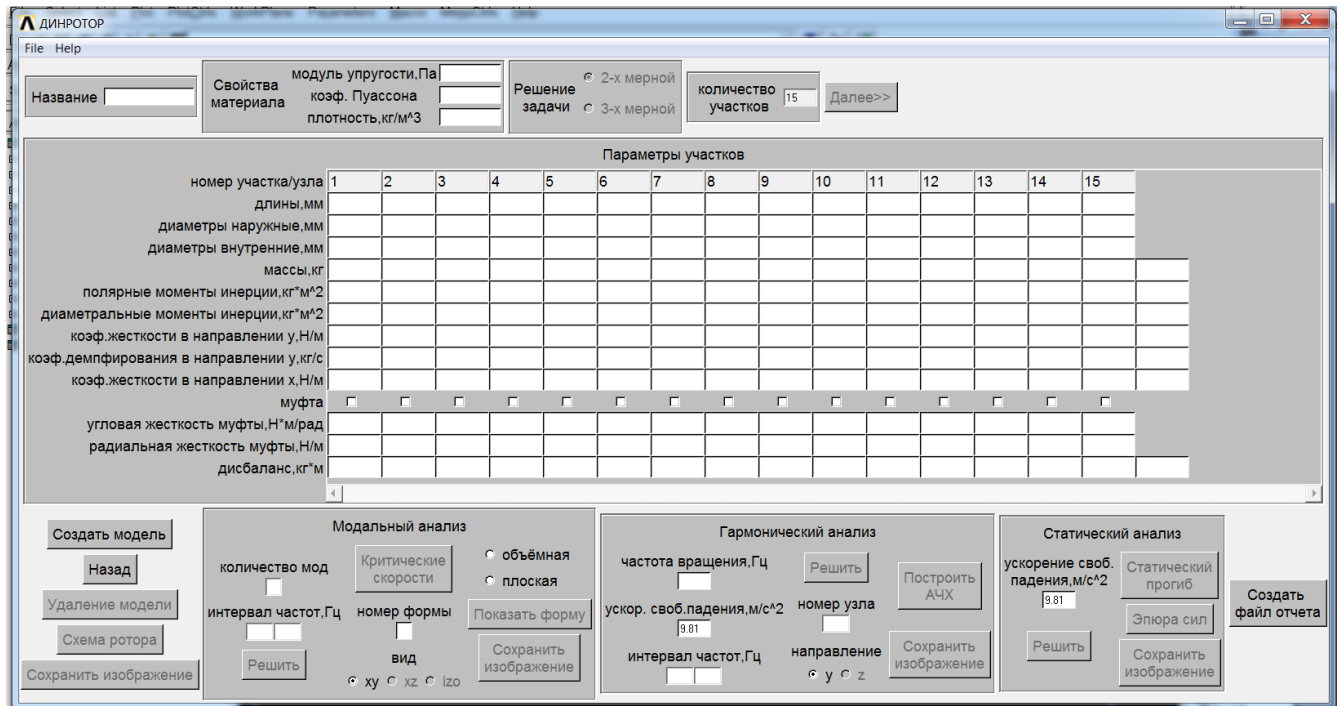


Рисунок 5.69 – Вікно програми «ДИНРОТОР», введення початкових даних

5. Задавання геометричних, пружно-масових і інерційних характеристик ротора. Необхідно ввести у відповідні поля таблиці «Параметри ділянок» величини довжин, зовнішніх і внутрішніх діаметрів ділянок. Указати за допомогою позначок місця розташування спеціальних ділянок (шарнірів нульової довжини, нульового діаметра) для моделювання муфт, ввести коефіцієнти

жорсткості муфт у відповідні комірочки. Задати в комірках таблиці величини розташованих у вузлах мас, діаметральних і полярних моментів інерції насаджених на вал деталей, коефіцієнтів жорсткості й демпфірування опор і ущільнень. При моделюванні зубчастих муфт задавати їхні коефіцієнти жорсткості не потрібно.

6. Якщо необхідно змінити кількість ділянок ротора - натисніть кнопку «Назад» (рис. 5.70).

7. Створення моделі. Після уведення всіх вихідних даних натисніть кнопку «Створити модель» (рис. 5.70) - у програмному комплексі ANSYS буде побудована балкова модель ротора.

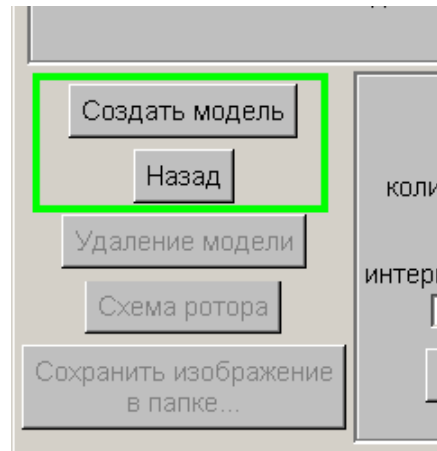


Рисунок 5.70 – Створення моделі

Допоміжні кнопки.

Ці кнопки стають доступними після створення моделі:

- кнопка «Видалити модель» (рис. 5.71) - дозволяє видалити побудовану модель ротора;

- кнопка «Схема ротора» (рис. 5.72) - дозволяє вивести на екран зображення схеми ротора (рис. 5.73).

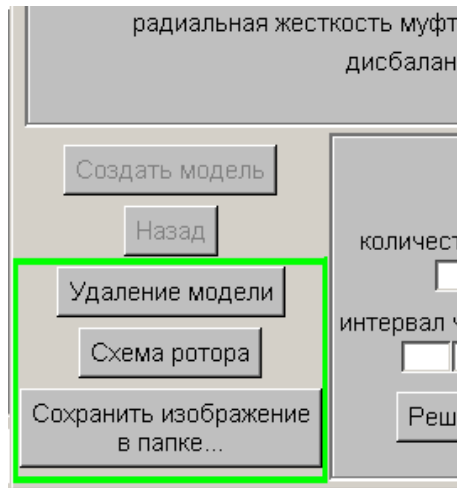


Рисунок 5.73 – Видалення моделі

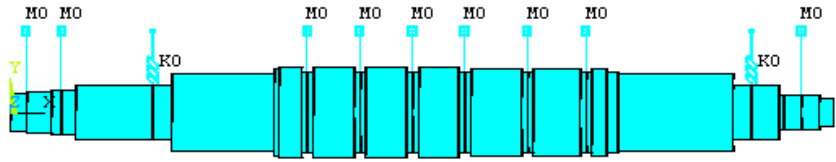


Рисунок 5.74 - Схема ротора 11 ТК-1

- кнопка «Зберегти зображення» (рис. 5.73) - дозволяє зберегти зображення схеми ротора в папці “file_report”. Збережене зображення буде використатися при формуванні файлу-звіту.

Примітка. Якщо необхідно зберегти зображення у файлі з певним ім'ям, тоді необхідно вибрати PlotCtrls> Capture Image в Utility Menu програми ANSYS. Зображення відкриється в окремому вікні «Image». Необхідно вибрати в меню File цього вікна команду “Save as” і зберегти зображення у файлі з потрібним ім'ям у потрібній папці.

Модальний аналіз.

Для виконання модального аналізу використовується панель "Модальний аналіз" (рис. 5.75):



Рисунок 5.75 - Панель "Модальный анализ"

1. Задавання кількості мод. У відповідному полі введення задається кількість мод, які необхідно знайти.

2. Завдання інтервалу частот. У відповідних полях введення задається інтервал частот, у якому шукається розв'язок. Задавати інтервал частот бажано, але не обов'язково. У випадку, коли початкова й кінцева частоти не задані, розв'язок шукається, починаючи з нульової частоти, і можуть бути визначені "помилкові" частоти (менше 1 Гц). Знаходження "помилкових" частот пояснюється похибками математичного методу обчислень закладеного в програмному комплексі ANSYS.

3. Запуск розв'язку. При натисканні кнопки «Розв'язати» запускається розв'язок задачі.

4. Перегляд значень критичних частот. Після завершення розв'язку задачі активується кнопка «Критичні швидкості», натискання якої виводить список знайдених критичних частот.

5. Задавання необхідних для перегляду форм коливань ротора параметрів. Потрібно вказати номер моди у відповідному полі введення, за допомогою міток вибрати вид (площина xy , xz або ізометрія izo), плоске або об'ємне відображення моделі.

6. Перегляд форм коливань. При натисканні кнопки «Показати форму» відображається зазначена форма коливань (рис. 5.76).

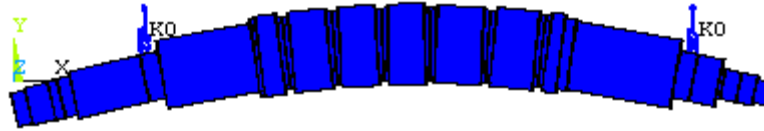


Рисунок 5.76 - 1-а форма коливань ротора 11ТК-1,
об'ємне зображення

7. Збереження зображення форми. При натисканні кнопки «Зберегти зображення» зображення форми коливань ротора зберігається в папці "file_report". Збережене зображення буде використатися при формуванні файлу-звіту.

Гармонійний аналіз.

Для виконання гармонійного аналізу використовується панель "Гармонійний аналіз" (рис. 5.77):

Гармонический анализ

| | | | |
|--|---|---------------------------------------|---|
| частота вращения, Гц | <input type="text"/> | <input type="button" value="Решить"/> | <input type="button" value="Построить АЧХ"/> |
| ускорение своб.падения, м/с ² | <input type="text" value="9.81"/> | номер узла | <input type="text"/> |
| интервал частот, Гц | <input type="text"/> <input type="text"/> | направление | <input checked="" type="radio"/> y <input type="radio"/> z |
| | | | <input type="button" value="Сохранить изображение в папке..."/> |

Рисунок 5.77 - Панель " Гармонійний аналіз"

1. Задавання величин дисбалансів. У таблиці «Параметри ділянок» у відповідних полях ввести значення величин дисбалансів.

2. Задавання частоти змушуючої сили. Указати частоту змушуючої сили, яка обумовлена дисбалансом, у полі введення “частота обертання”.

3. Задавання величини прискорення вільного падіння. У відповідному полі введення задається величина прискорення вільного падіння, якщо в гармонійному аналізі необхідно враховувати силу ваги.

4. Задавання інтервалу частот. Указати інтервал частот у відповідних полях введення.

5. Запуск розв’язку. При натисканні кнопки «Розв’язати» запускається розв’язок задачі.

6. Задавання необхідних для побудови АЧХ даних. Необхідно задати номер вузла, що цікавить, у відповідному полі введення, для якого буде будуватися АЧХ, і за допомогою мітки вибрати вертикальну або горизонтальну площину зміщення.

7. Побудова АЧХ. Після задавання номера вузла й вибору площини зміщення за допомогою кнопки «Побудувати АЧХ» на екрані буде відображений АЧХ (рис. 5.78).

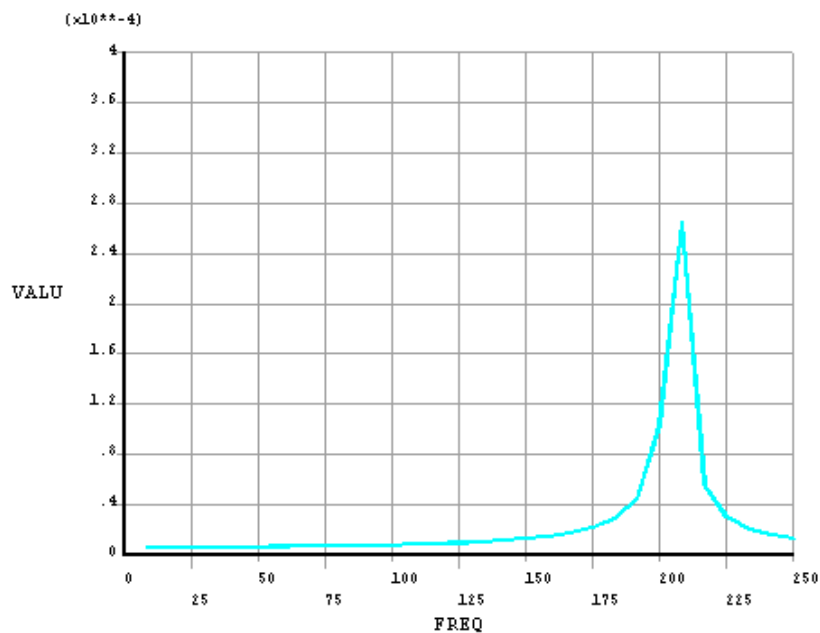


Рисунок 5.78 - Приклад АЧХ

8 Збереження зображення АЧХ. При натисканні кнопки «Зберегти зображення в папці» зображення АЧХ вузла ротора зберігається в папці “file_report”. Збережене зображення буде використатися при формуванні файлу звіту.

Примітка. У розрахунку використовується змушуюча сила постійної величини, тому єдине справжнє значення амплітуди зміщення вузла, яке можна визначити по побудованій АЧХ, це значення при частоті рівній частоті сили.

Статичний аналіз

Для виконання статичного аналізу використовується панель "Статичний аналіз" (рис. 5.79):

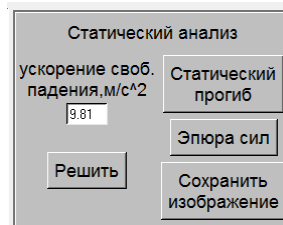


Рисунок 5.79 - Панель "Статичний аналіз"

1. Задавання величини прискорення вільного падіння у відповідному полі введення.
2. Запуск розв'язку. При натисканні кнопки «Розв'язати» запускається розв'язок задачі.
- 3 Побудова статичного прогину. За допомогою кнопки «Статичний прогин» на екрані відображається статичний прогин ротора (рис. 5.80).

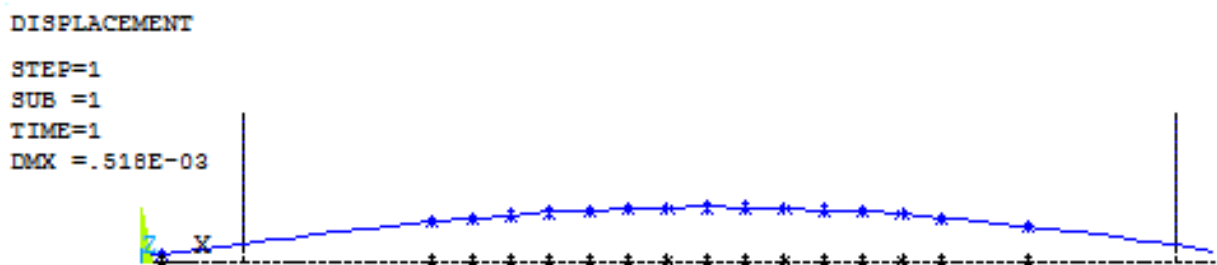


Рисунок 5.80 - Приклад статичного прогину ротора

4 Побудова епюри радіальних сил. При натисканні кнопки «Епюра сил» на екрані відображається епюра радіальних сил, які діють на ротор (рис. 5.81).

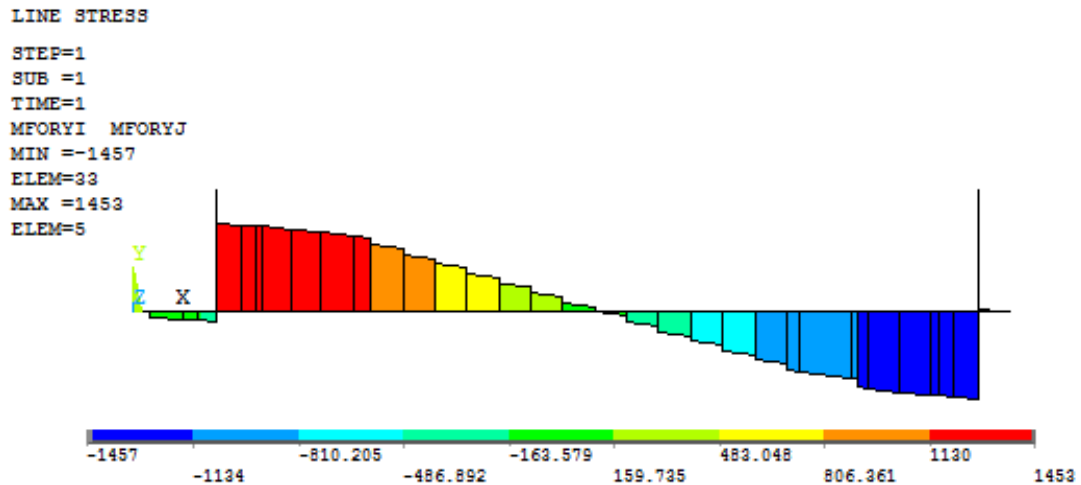


Рисунок 5.81 - Приклад епюри радіальних сил

5 Збереження зображень. При натисканні кнопки «Зберегти зображення» зображення на екрані зберігається в папці звіту «file_report».

Кнопка «Створити файл звіту».

При натисканні цієї кнопки (рис. 5.82) у папці звіту «file_report» генерується файл звіту file_report.html. Файл звіту містить всі збережені зображення і отримані при розрахунку критичні швидкості. Для аналізу критичних частот необхідно задати значення робочої частоти обертання ротора.

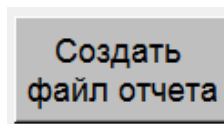


Рисунок 5.82 - Кнопка «Створити файл звіту»

Команди меню «File».

- «Зберегти в db-файлі» - зберегти результати виконаної роботи в ANSYS;
- «Зберегти початкові дані» - початкові дані, введені в програмі ДИПРОТОР, зберігаються у файлі з розширенням.idb;

- «Стерти попереднє» - видалити результати попереднього сеансу роботи в ANSYS;

- «Очистити» - очищуються всі поля введення програми ДИПРОТОР;

- «Зберегти початкові дані в текстовому файлі» - всі введені дані в програмі ДИПРОТОР зберігаються в текстовому файлі, призначеному для перегляду;

- «Відкрити» - вихідні дані зчитуються з файлу з розширенням .idb;

- «Вихід» - вихід із програми ДИПРОТОР.

Команди меню «Help»

- «Довідка» - виклик HELP-файлу програми ДИПРОТОР;

- «О програмі» - відомості про програму ДИПРОТОР.

Приклад 1. Розрахунок ротора

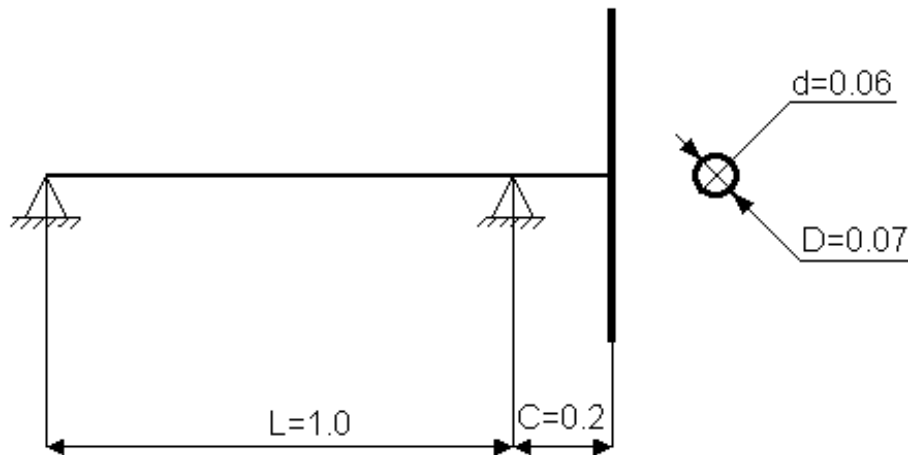


Рисунок 5.83 - Схема ротора

Створення моделі.

Назва: turbina

Властивості матеріалу вала:

- модуль пружності, Па: $2 \cdot 10^{11}$,

- густина, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$: 8000.

Постановка задачі: двомірна.

Умовно розбиваємо ротор, схема якого представлена на рисунку 5.83, на 12 ділянок рівної довжини.

Кількість ділянок: 12

Якщо обрано постановку завдання й зазначена кількість ділянок ротора – натисніть кнопку «Далі>>>» → у вікні «ДИНРОТОР» з'явиться таблиця «Параметри ділянок»

заповнить таблицю «Параметри ділянок».

Параметри ділянок ротора представлені в таблиці 5.2.

На рисунку 5.84 зображене вікно модуля ДИНРОТОР з уведеними в його поля вихідними даними.

Таблиця 5.2- Параметри ділянок ротора

| | | | | | | | | | | | | | |
|--|------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------------------|-----|---------|
| Номер ділянки | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | |
| Номер вузла | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
| Довжина ділянки, мм | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 |
| Зовнішній діаметр валу, мм | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 |
| Внутрішній діаметр валу, мм | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |
| Зосереджені маси деталей, кг | | | | | | | | | | | | | 78.5398 |
| Полярні моменти інерції деталей (диск), кг·м ² | | | | | | | | | | | | | 2.45436 |
| Діаметральні моменти інерції деталей (диск), кг·м ² | | | | | | | | | | | | | 1.22718 |
| Коефіцієнти жорсткості $\frac{H}{\text{опор, м}}$ | 10 ¹⁰ | | | | | | | | | | 10 ¹⁰ | | |

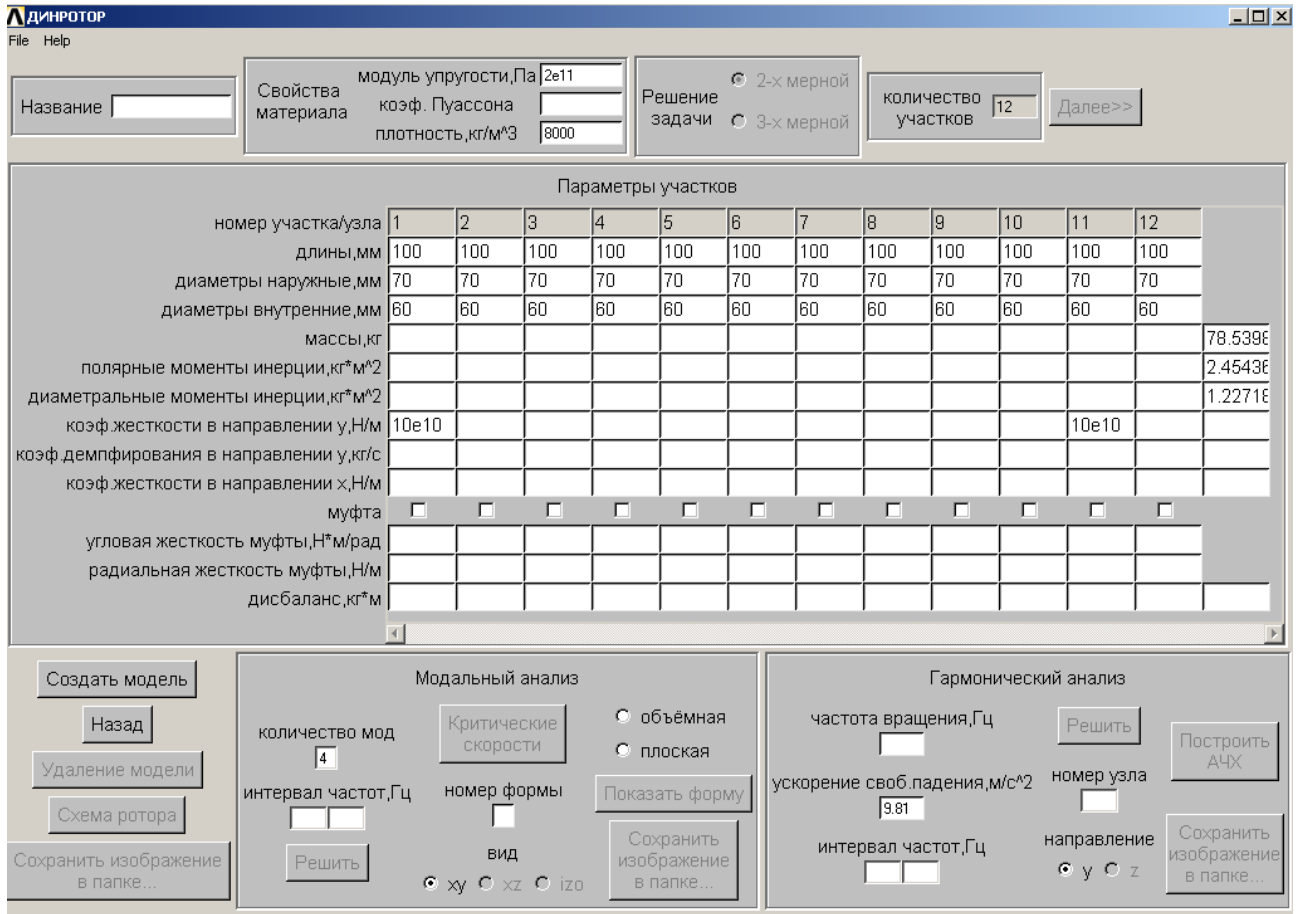


Рисунок 5.84 – Вікно програми з параметрами ділянок ротора

Коли таблиця «Параметри ділянок» буде заповнена, натисніть кнопку «Створити модель» → в ANSYS буде створена модель ротора.

Коли модель ротора буде створена, натисніть кнопку «Схема ротора» → на екран виводиться зображення схеми ротора (рис. 5.85).

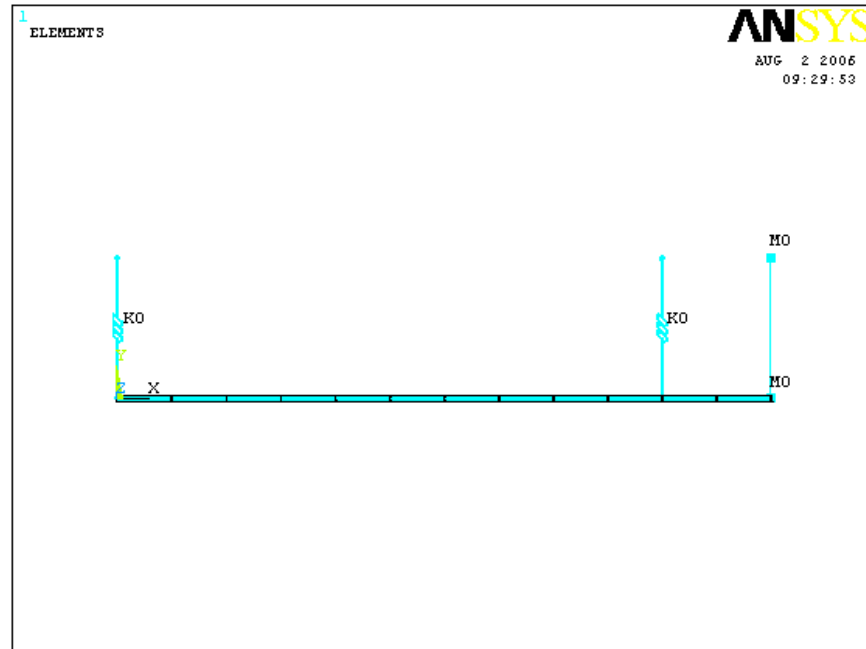


Рисунок 5.85 - Схема ротора

Після того як зображення схеми ротора буде виведено на екран, натисніть кнопку «Зберегти зображення у папці...» > зображення на екрані буде збережено у файлі в папці звіту «file_report».

Модальний аналіз.

Завдання: визначити власні частоти і відповідні їм форми коливань вала турбіни з консольним диском.

Кількість мод: 3 (рис. 5.86).

Інтервал частот, Гц: 1 ... 300 (рис. 5.87).

Якщо кількість мод зазначена - натисніть кнопку «Розв'язати» > запускається розв'язок задачі.



Рисунок 5.86 – Модальный анализ

Коли завдання буде розв'язано, натисніть кнопку «Критичні швидкості» > в окремому вікні буде виведений список значень трьох перших власних частот ротора отриманих у результаті розрахунку (рис. 5.87).

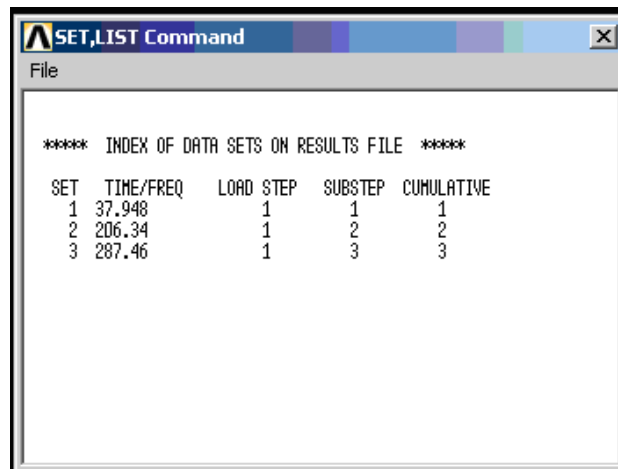


Рисунок 5.87 – Критичні швидкості

Побудуємо форми коливань:

- номер форми: 1 (рис. 5.87),
- форма зображення: об'ємна (рис. 5.87),
- натисніть кнопку «Показати форму» > на екран буде виведене зображення першої форми коливань (рис. 5.88),

- після того як зображення форми коливань ротора буде виведено на екран, натисніть кнопку «Зберегти зображення» > зображення на екрані буде збережено папці звіту «file_report».

Аналогічно будуються 2-а й 3-я форми коливань ротора (рис.5.89, 5.90).

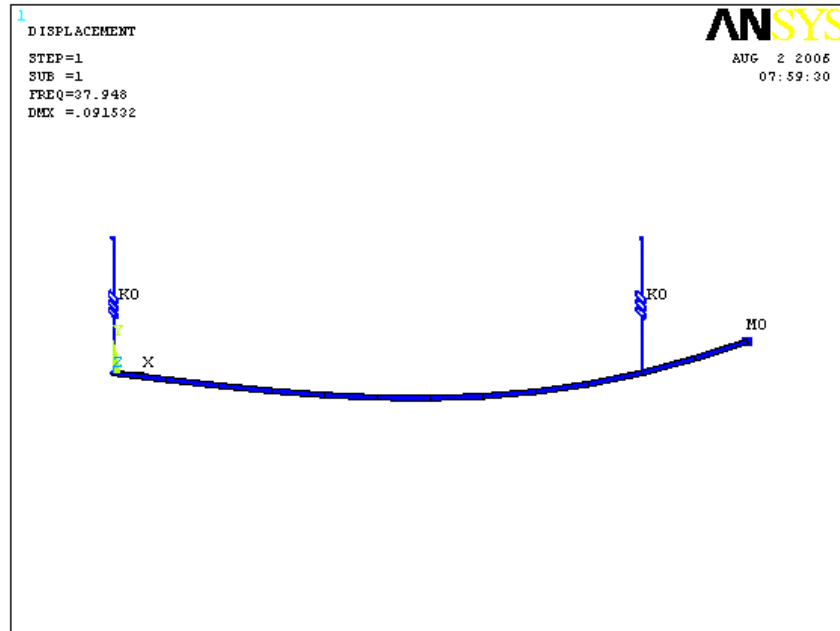


Рисунок 5.88 - 1-а форма коливань

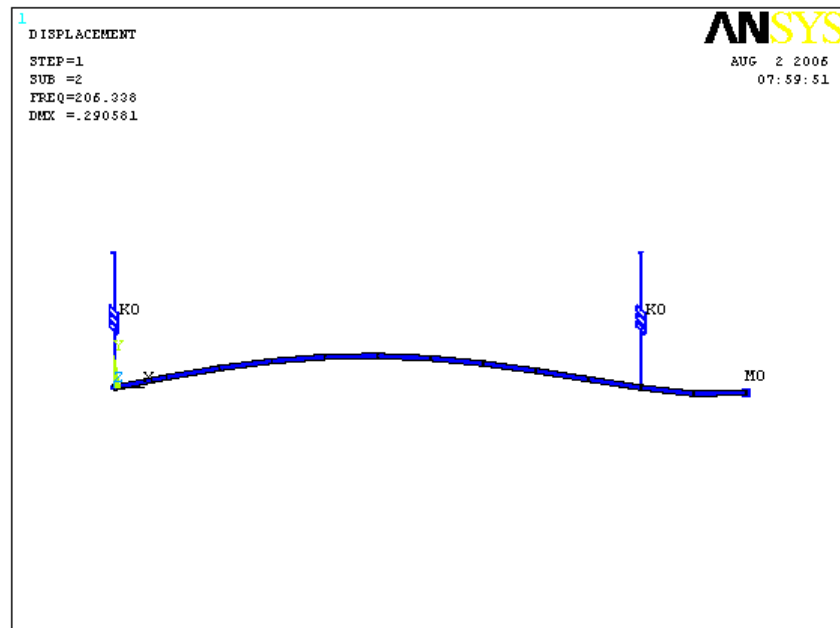


Рисунок 5.89 - 2-а форма коливань

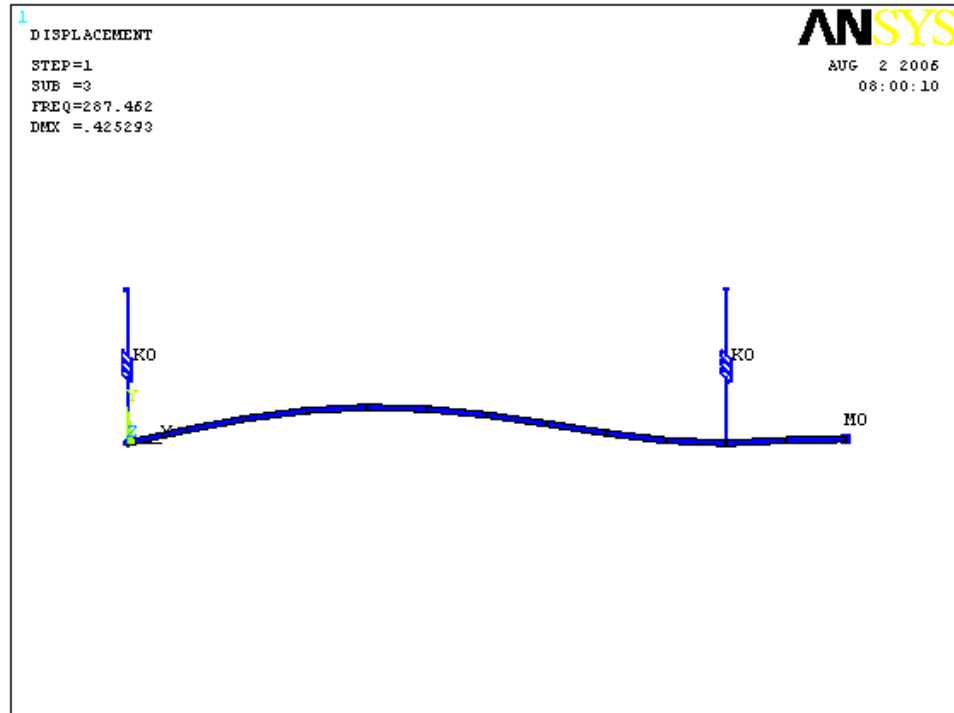


Рисунок 5.90 - 3-я форма коливань

Гармонічний аналіз.

Необхідно визначити величину зміщення вільного кінця ротора на частоті 60Гц, що обумовлено дисбалансом (рис. 5.91):

- дисбаланс в 13-ом вузлі, $кг \cdot м - 10^{-6}$,
- частота обертання, $Гц - 60$,
- прискорення вільного падіння, $a - 9.81$,
- інтервал частот, $Гц - 58...62 \dots 62$,
- натисніть кнопку «Розв'язати» > запускається розв'язання завдання,
- номер вузла: 13,

- якщо розв'язок задачі виконаний й зазначений номер вузла - натисніть кнопку «Побудувати АЧХ» > на екрані з'являється зображення амплітудно-частотної характеристики 13-ого вузла в заданому діапазоні частот (рис. 5.92).

За графіком визначаємо величину зміщення вільного кінця ротора $\Delta = 1.35 \cdot 10^{-8}$.

Після того як зображення АХЧ вузла ротора буде виведено на екран, натисніть кнопку «Зберегти зображення» > зображення на екрані буде збережено в папку звіту «file_report».

| Параметры участков | | | | | | | | | | | | |
|------------------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| номер участка/узла | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| длина, мм | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 |
| радиусы наружные, мм | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 | 70 |
| радиусы внутренние, мм | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |
| массы, кг | | | | | | | | | | | | |
| моменты инерции, кг*м ² | | | | | | | | | | | | |
| моменты инерции, кг*м ² | | | | | | | | | | | | |
| направление y, Н/м | 10e10 | | | | | | | | | | 10e10 | |
| направление y, кг/с | | | | | | | | | | | | |
| направление x, Н/м | | | | | | | | | | | | |
| муфта | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> | <input type="checkbox"/> |
| моменты муфты, Н*м/рад | | | | | | | | | | | | |
| жесткость муфты, Н/м | | | | | | | | | | | | |
| дисбаланс, кг*м | | | | | | | | | | | | 1e-6 |

| Модальный анализ | | | | Гармонический анализ | | | |
|---------------------|--|----------------------------------|-------------------------------|--|--|----------------------------------|--|
| количество мод | Критические скорости | <input type="radio"/> объёмная | <input type="radio"/> плоская | частота вращения, Гц | Решить | Построить АЧХ | |
| 3 | | | | 60 | | | |
| интервал частот, Гц | номер формы | Показать форму | | ускорение своб.падения, м/с ² | номер узла | Сохранить изображение в папке... | |
| 1 300 | 1 | | | 0 | 13 | | |
| Решить | вид | Сохранить изображение в папке... | | интервал частот, Гц | направление | Сохранить изображение в папке... | |
| | <input checked="" type="radio"/> xy <input type="radio"/> xz <input type="radio"/> izo | | | 58 62 | <input checked="" type="radio"/> y <input type="radio"/> z | | |

Рисунок 5.91 – Вікно програми з гармонійним аналізом

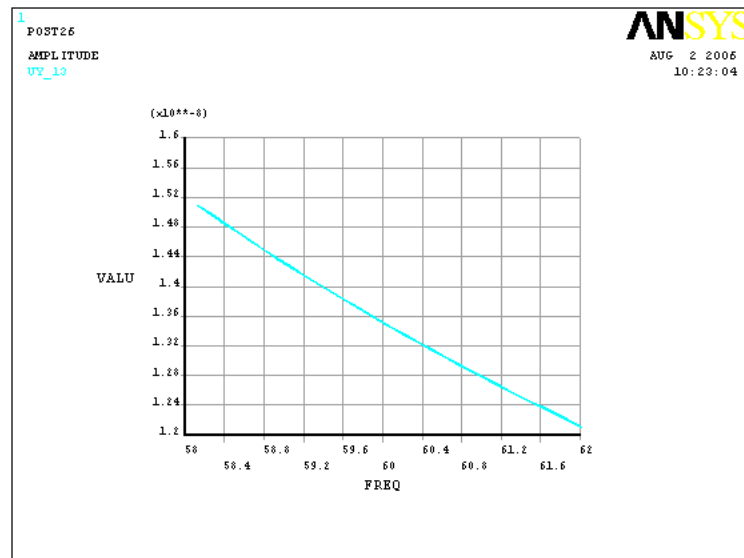


Рисунок 5.92– Амплітудно частотна характеристика

Статичний аналіз.

Задавання: Знайти статичний прогин і побудувати епюру радіальних сил:

- прискорення вільного падіння, $a - 9.81$ (рис. 5.93),
- натисніть кнопку «Розв'язати» > запускається розв'язок задачі.

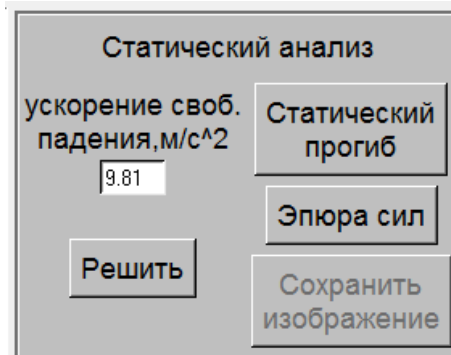


Рисунок 5.93 – Статичний прогин

- якщо розв'язок задачі виконано - натисніть кнопку «статичний прогин» > на екрані відображається статичний прогин ротора (рис. 5.94),

- після того як зображення статичного прогину ротора буде виведено на екран, натисніть кнопку «Зберегти зображення» > зображення на екрані буде збережено в папку звіту «file_report»,

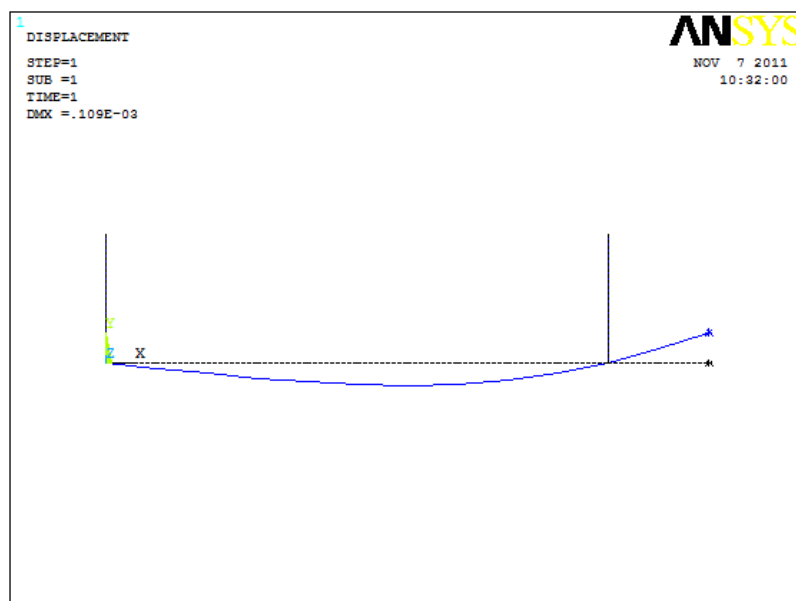


Рисунок 5.94 – Статичний прогин ротора

- для відображення на екрані епюри радіальних сил, які діють на ротор натисніть кнопку «Епюра сил» (рис. 5.95),

- після того як зображення епюри буде виведено на екран, натисніть кнопку «Зберегти зображення» > зображення на екрані буде збережено в папку звіту «file_report».

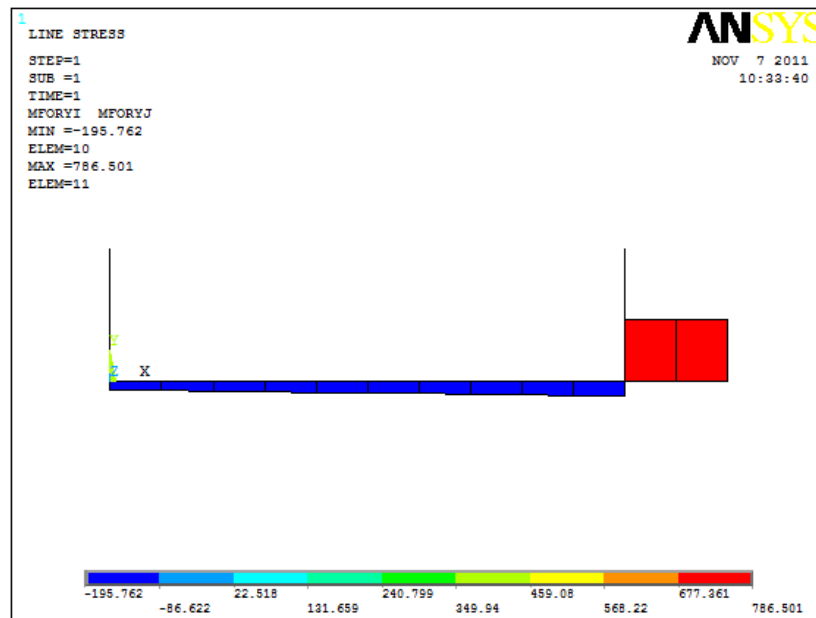


Рисунок 5.95 – Епюра радіальних сил

Приклад 2. Розрахунок динаміки валопроводу

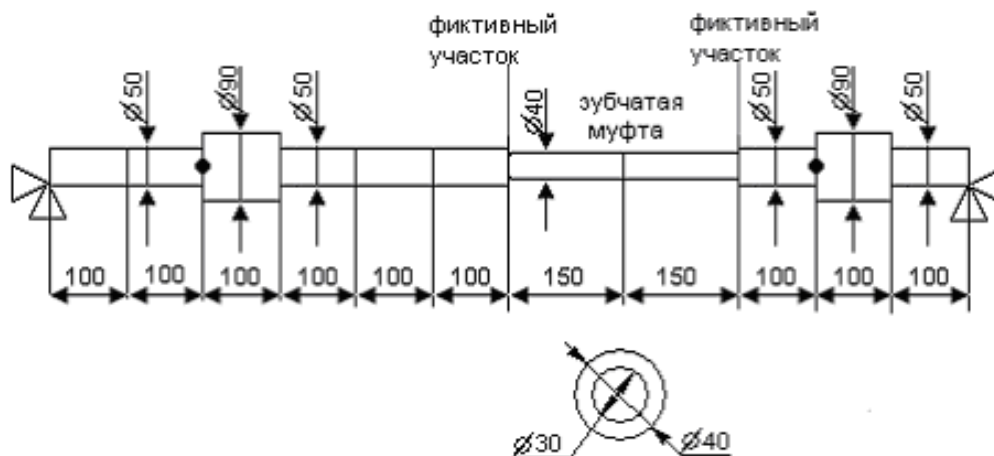


Рисунок 5.96 - Схема валопроводу

Створення моделі

Назва: primer2.

Властивості матеріалу вала: модуль пружності, Pa : $2 \cdot 10^{11}$, густина, $кг / м^3$: 8000.

Постановка задачі: двомірна.

Умовно розбиваємо ротор, схема якого представлена на рисунку 5.96, на 11 ділянок + 2 спеціальні ділянки для моделювання муфти. Кількість ділянок: 13.

Якщо обрано постановку задачі і зазначену кількість ділянок ротора – натисніть кнопку «Далі>>>» → у вікні «ДИНРОТОР» з'явиться таблиця «Параметри ділянок».

Заповніть таблицю «Параметри ділянок».

Параметри ділянок ротора представлені в таблиці 5.3.

На рисунку 5.97 зображене вікно модуля ДИНРОТОР з введеними в його поля вихідними даними.

Таблиця 5.3- Параметри ділянок ротора

| | | | | | | | | | | | | | | |
|---|-----------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----------|
| Номер ділянки | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | |
| Номер вузла | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| Довжина ділянки, <i>мм</i> | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | 100 | | 150 | 150 | | 100 | 100 | 100 | |
| Зовнішній діаметр вала, <i>мм</i> | 50 | 50 | 90 | 50 | 50 | 50 | | 40 | 40 | | 50 | 90 | 50 | |
| Внутрішній діаметр вала, <i>мм</i> | | | | | | | | 30 | 30 | | | | | |
| Зосереджені маси деталей, <i>кг</i> | | | 20 | | | | | | | | | 20 | | |
| Коефіцієнти жорсткості $\frac{H}{\text{опор в напрямку } y, \text{ } M}$ | 10^{10} | | | | | | | | | | | | | 10^{10} |
| Коефіцієнти жорсткості $\frac{H}{\text{опор в напрямку } x, \text{ } M}$ | 10^{10} | | | | | | | | | | | | | 10^{10} |
| Місця розташування фіктивних ділянок для моделювання муфт | | | | | | | *** | | | *** | | | | |

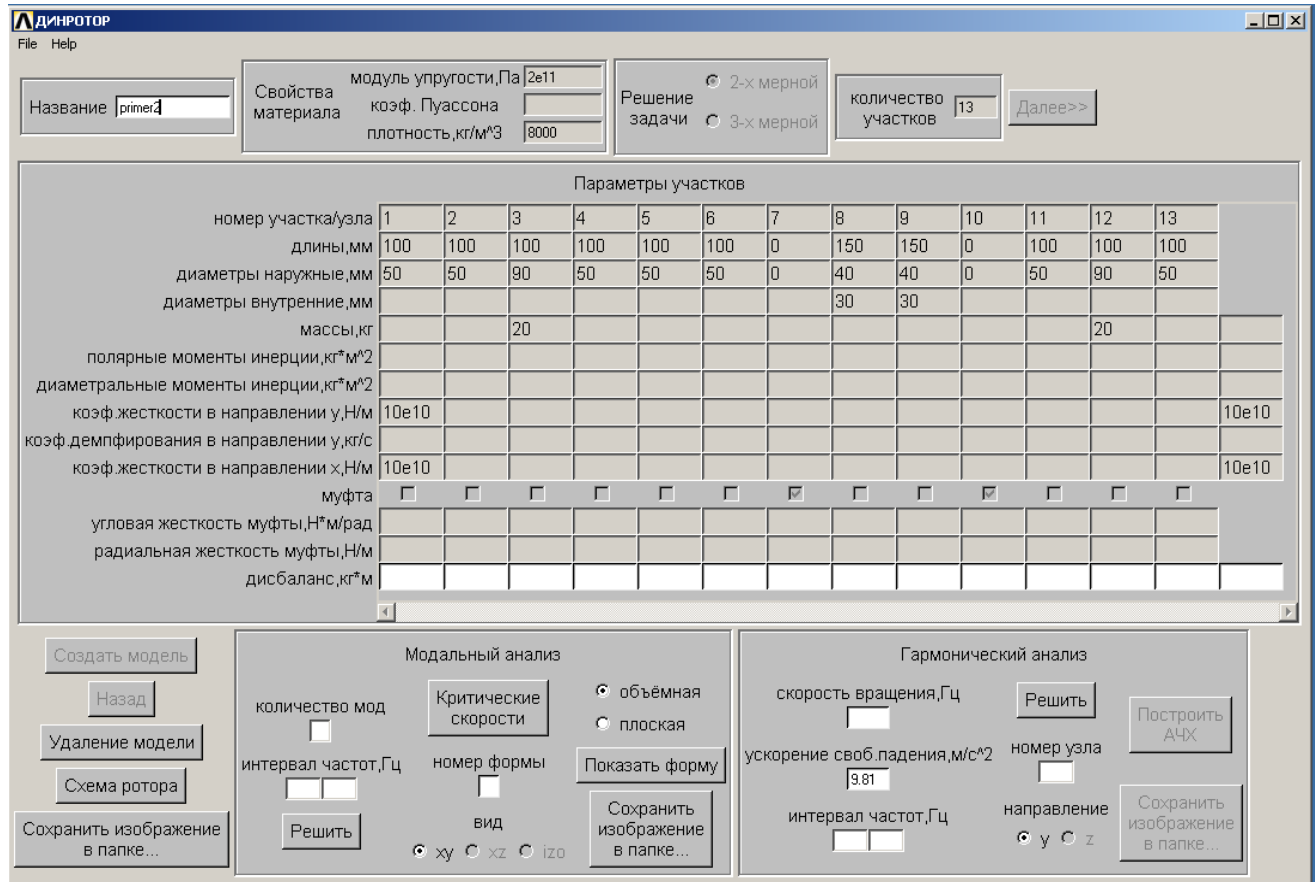


Рисунок 5.97 – Вікно програми

Коли таблиця «Параметри ділянок» буде заповнена, натисніть кнопку «Створити модель» → в ANSYS буде створена модель ротора.

Коли модель ротора буде створена, натисніть кнопку «Схема ротора» → на екран виводиться зображення схеми ротора (рис. 5.98).

Після того як зображення схеми ротора буде виведено на екран, натисніть кнопку «Зберегти зображення в папку...» > зображення на екрані буде збережено в папку звіту «file_report».

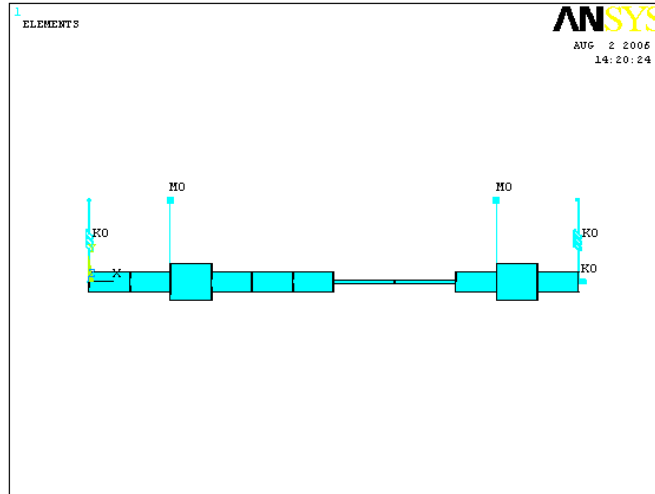


Рисунок 5.98 - Схема ротора

Модальний аналіз.

Необхідно визначити власні частоти й відповідні їм форми коливань валопроводу (рис. 5.99):

- кількість мод: 4,
- інтервал частот, Гц - 1,
- якщо кількість мод зазначена - натисніть кнопку «Розв'язати» > запускається розв'язання задачі,
- коли розв'язання задачі буде отримане, натисніть кнопку «Критичні швидкості» > в окремому вікні буде виведений список значень чотирьох перших власних частот ротора отриманих у результаті розрахунку (рис. 5.100).



Рисунок 5.99 – Модальний аналіз

| SET | TIME/FREQ | LOAD STEP | SUBSTEP | CUMULATIVE |
|-----|-----------|-----------|---------|------------|
| 1 | 4.4123 | 1 | 1 | 1 |
| 2 | 269.13 | 1 | 2 | 2 |
| 3 | 937.64 | 1 | 3 | 3 |
| 4 | 1237.1 | 1 | 4 | 4 |

Рисунок 5.100 – Власні частоти

Побудуємо форми коливань (рис. 5.101):

- номер форми - 1,
- форма зображення - об'ємна,
- натисніть кнопку «Показати форму» > на екран буде виведене зображення першої форми коливань,

- після того як зображення форми коливань ротора буде виведено на екран, натисніть кнопку «Зберегти зображення у папку...» > зображення на екрані буде збережено у папку звіту «file_report».

Аналогічно будуються 2-а, 3-я й 4-а форми коливань ротора (рис. 5.102-5.104).

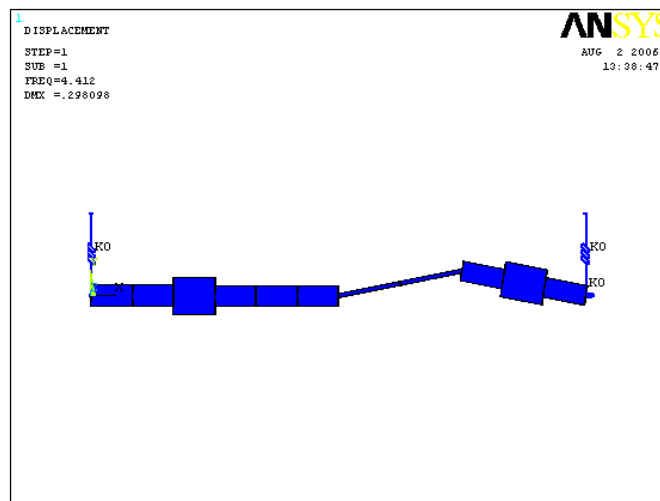


Рисунок 5.101 - 1-а форма коливань

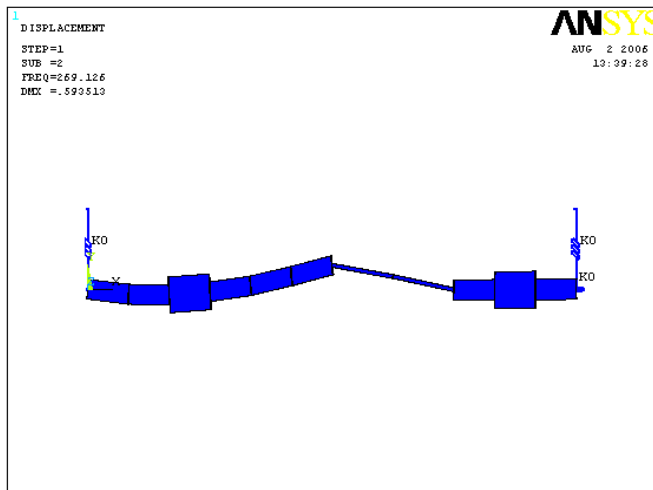


Рисунок 5.102 - 2-я форма коливаний

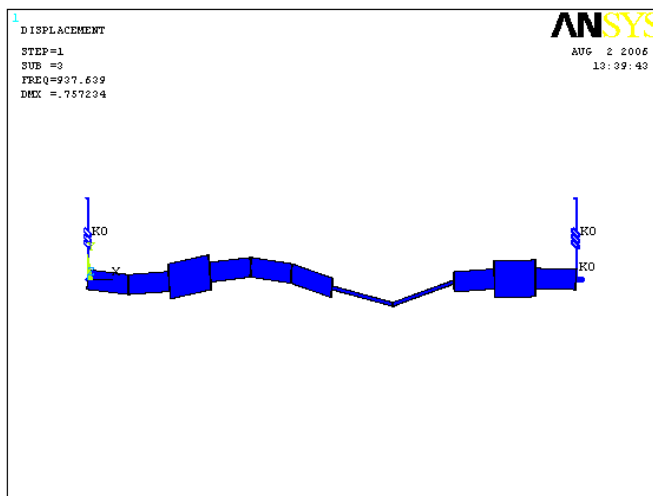


Рисунок 5.103 - 3-я форма коливаний

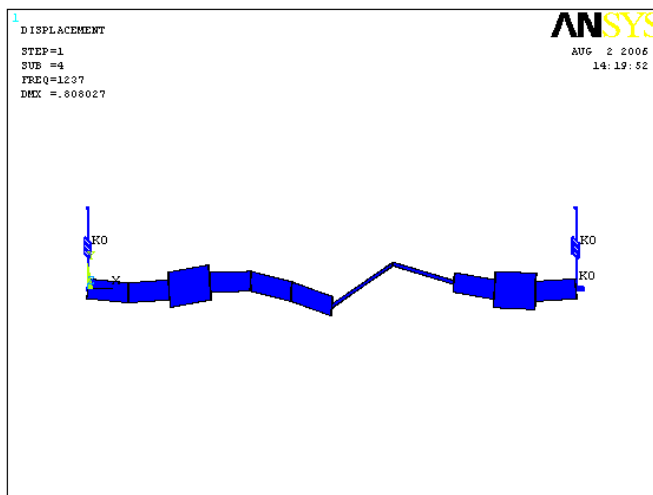


Рисунок 5.104 - 4-я форма коливаний

5.4 Інструкція користувача програми "Муфта_ ROLL"

1 Засоби реалізації методики розрахунку

Програма автоматизації проектування і розрахунку пружних пластинчатих муфт реалізована на алгоритмічній мові DELPHI 6. На підставі введених початкових даних програма запускає проект ANSYS Workbench і формує скрипт-файл (файл набору команд) на мові IronPython. При запуску Python- файлу mufta.py відбувається передача початкових даних в проект і з'являється вікно з кнопкою ініціалізації виконання проекту ANSYS Workbench.

Середовище ANSYS Workbench інтегрує компоненти додатка (ANSYS DesignModeler, ANSYS Mechanical). Проект ANSYS Workbench зв'язує між собою окремі проекти: побудова геометрії, сітки, задавання граничних і початкових умов, розв'язання і обробка результатів розрахунків, а також організує обмін параметрами між ними (рис. 5.105).

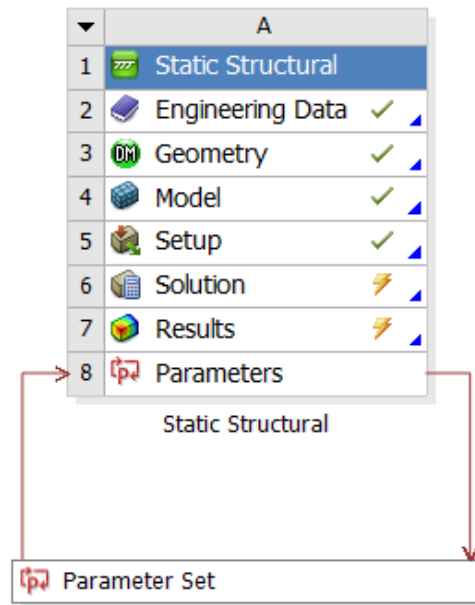


Рисунок 5.105 – Схема проекту ANSYS Workbench

Бази даних, що необхідні для роботи програми створюються за допомогою

EXCEL.

2 Бази даних

Для роботи програми використовуються файли бази даних у форматі .xls:

- база даних властивостей матеріалів напівмуфти і проставки (Mat.xls);
- база даних властивостей матеріалів пластин (MatPlastin.xls);
- база даних властивостей матеріалів кріпильних елементів (MatKrepezh.xls);
- база даних болтів (Bolt.xls);
- база даних гвинтів (Vint.xls).

2.1 Баз даних властивостей матеріалів (Mat.xls, MatPlastin.xls, MatKrepezh.xls) містять наступні папки:

- 1) назва матеріалу;
- 2) модуль пружності, МПа;
- 3) коефіцієнт Пуассона;
- 4) межа текучості, МПа.

2.2 База даних болтів (Bolt.xls) містить наступні папки:

- 1) тип болта;
- 2) діаметр болта, мм;
- 2) діаметр головки болта, мм;
- 3) висота головки болта, мм;
- 4) величина затягування болта, кН;

2.3 База гвинтів (Vint.xls) містить наступні папки:

- 1) тип гвинта;
- 2) діаметр гвинта, мм;

2.4 Бази даних можуть бути розширені. Для цього необхідно дописати у файлі бази даних у кінці таблиці даних рядок нового елемента.

3 Файлова структура

| | |
|--------------|---|
| Робоча папка | Mufta_Roll.exe – запускаючий файл |
| | image – папка із зображенням схеми муфти |
| | Bolt.xls – база даних болтів |
| | Vint.xls – база даних гвинтів |
| | Mat.xls – база даних властивостей матеріалів напівмуфти і проставки |
| | Mat Krepezh.xls – база даних властивостей матеріалів кріпильних елементів |
| | Mat Plastin.xls – база даних властивостей матеріалів пластин |
| | «6» – папка базового проекту |
| | «8» – папка базового проекту |
| | «10» – папка базового проекту |
| | Project – папка робочого проекту |
| | mufta.dat – текстовий файл початкових даних і результатів розрахунку |

4 Описання інтерфейсу

При запуску файлу Mufta_Roll.exe з'являється вікно програми (рис. 5.106):

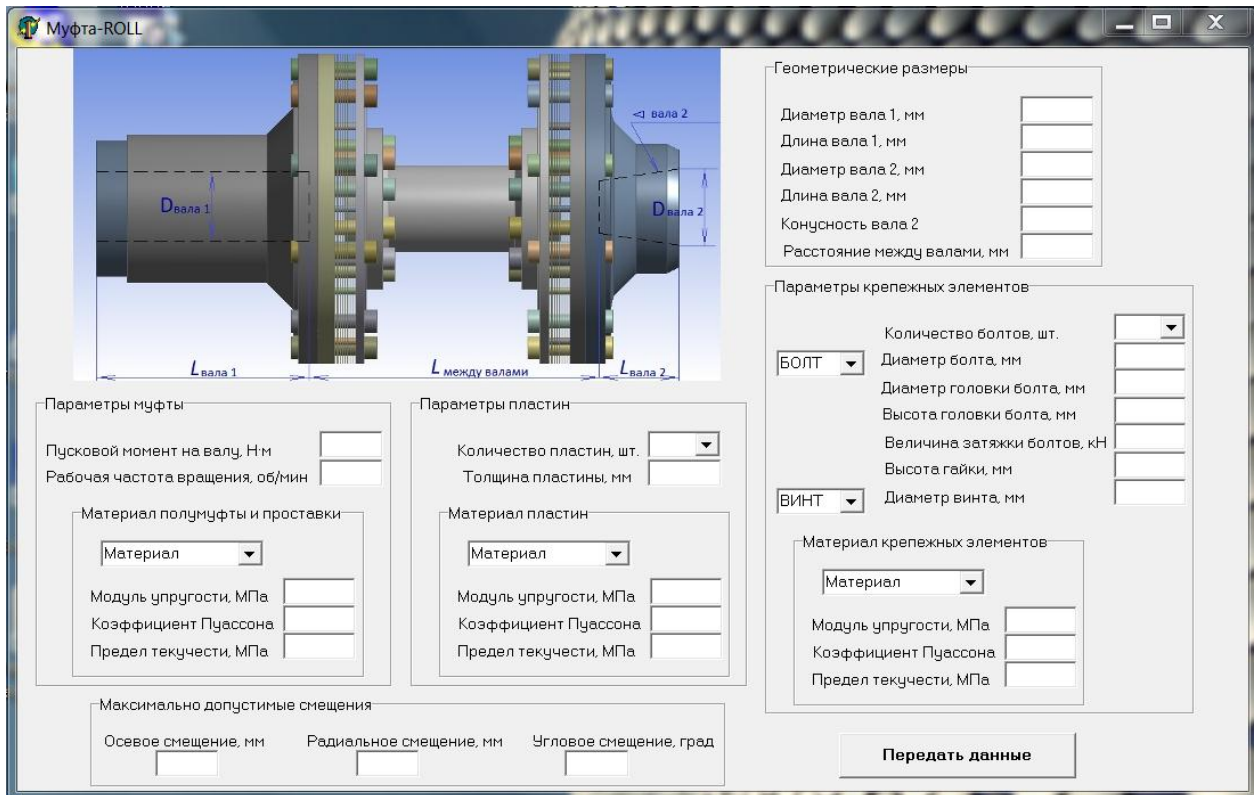


Рисунок 5.106 – Вікно програми «Муфта_ROLL»

У верхньому лівому кутку вікна програми розташована конструктивна схема муфти (рис. 5.107).

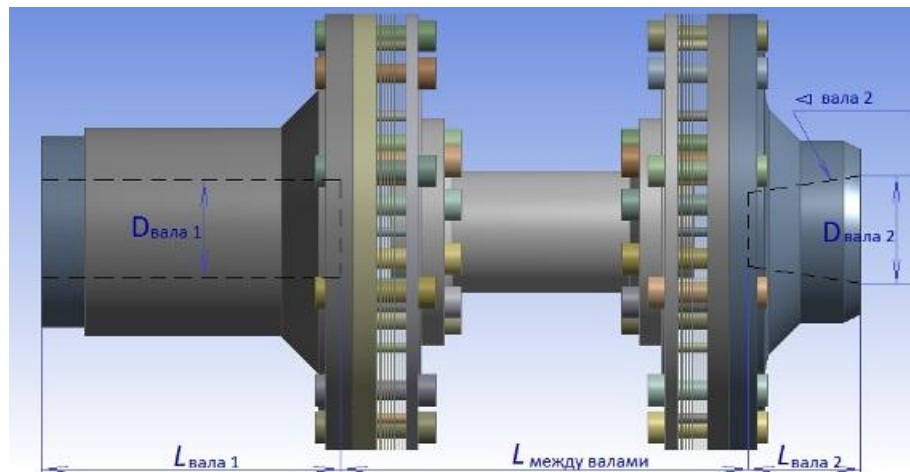


Рисунок 5.107 – Конструктивна схема муфти

Панель «Параметри муфти» містить наступні елементи (рис. 5.108):

- поле введення «Пусковий момент на валу, Н·м»
- поле введення «Робоча частота обертання, об/хв»
- панель «Матеріал напівмуфти і проставки» що складається з:
 - випадаючого списку матеріалів «Матеріал»,
 - поля введення «Модуль пружності, МПа»,
 - поля введення «Коефіцієнт Пуассона»,
 - поля введення «Межа текучості, МПа».

Поля панелі «Матеріал муфти і проставки» можуть бути заповнені вручну або автоматично, при виборі матеріалу з випадаючого списку матеріалів бази (Mat.xls).

Рисунок 5.108 - Панель «Параметри муфти»

Панель «Параметри пластин» об'єднує елементи (рис. 5.109):

- поле введення «Кількість пластин, шт.»,
- поле введення «Товщина пластин, мм»,
- панель «Матеріал пластин» включає:
 - випадаючий список матеріалів «Матеріал»,
 - поле введення «Модуль пружності, МПа»,
 - поле введення «Коефіцієнт Пуассона»,
 - поле введення «Межа текучості, МПа».

Поля панелі «Матеріал пластин» можуть бути заповнені вручну або

автоматично, при виборі матеріалу з випадуючого списку матеріалів бази (MatPlastin.xls).

Панель «Параметри пластин» містить наступні елементи:

- Количество пластин, шт. (список)
- Толщина пластины, мм (текстове поле)
- Материал пластин (список)
- Модуль упругости, МПа (текстове поле)
- Кoeffициент Пуассона (текстове поле)
- Предел текучести, МПа (текстове поле)

Рисунок 5.109 – Панель «Параметри пластин»

На панелі «Геометричні розміри» розташовані наступні поля введення даних (рис. 5.110):

- «Діаметр валу 1, мм»,
- «Довжина валу 1, мм»,
- «Діаметр валу 2, мм»,
- «Довжина валу 2, мм»,
- «Конусність валу 2»,
- «Відстань між валами, мм».

Панель «Геометричні розміри» містить наступні елементи:

- Диаметр вала 1, мм (текстове поле)
- Длина вала 1, мм (текстове поле)
- Диаметр вала 2, мм (текстове поле)
- Длина вала 2, мм (текстове поле)
- Конусность вала 2 (текстове поле)
- Расстояние между валами, мм (текстове поле)

Рисунок 5.110 – Панель «Геометричні розміри»

Панель «Параметри кріпильних елементів» містить наступні елементи (рис.

5.111):

- випадаючий список болтів «Болт»,
- поле введення «Кількість болтів, шт.»,
- поле введення «Діаметр болта, мм»,
- поле введення «Діаметр головки болта, мм»,
- поле введення «Висота головки болта, мм»,
- поле введення «Величина затягування болтів, кН»,
- поле введення «Висота гайки, мм»,
- випадаючий список гвинтів «Гвинт»,
- поле введення «Діаметр гвинта, мм»,
- панель «Матеріал кріпильних елементів» включає:
 - випадаючий список матеріалів «Матеріал»,
 - поле введення «Модуль пружності, МПа»,
 - поле введення «Коефіцієнт Пуассона»,
 - поле введення «Межа текучості, МПа».

Поля панелі «Діаметр болта, мм», «Діаметр головки болта, мм», «Висота головки болта, мм», «Величина затягування болтів, кН» можуть бути заповнені вручну або автоматично, при виборі болта з випадаючого списку бази болтів (Bolt.xls).

Поле панелі «Діаметр гвинта, мм» заповнюється вручну або автоматично, при виборі гвинта з випадаючого списку бази гвинтів (Vint.xls).

Поля панелі «Матеріал кріпильних елементів» можуть бути заповнені вручну або автоматично, при виборі матеріалу з випадаючого списку матеріалів бази (MatKrepezh.xls).

Рисунок 5.111 - Панель «Параметри кріпильних елементів»

Панель «Максимально допустимі зміщення» включає поля введення (рис. 5.112):

- «Осьове зміщення, мм»,
- «Радіальне зміщення, мм»,
- «Кутове зміщення, град.».

Рисунок 5.112 - Панель «Максимально допустимі зміщення»

Кнопка «Передати дані» - кнопка запускає базовий проект ANSYS Workbench і формує скрипт-файл mufta.py.

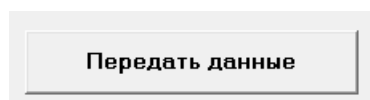


Рисунок 5.113 - Кнопка «Передати дані»

При натисненні кнопки «Передати дані» в пункт Project, копіюється і запускається базовий проект ANSYS Workbench. При запуску згенерованого Python-файла mufta.py відбувається передача початкових даних в поточний проект і з'являється вікно «Mufta_Roll».

Кнопка «Відновити проект і запустити на розрахунок» - ініціалізує виконання проекту ANSYS Workbench.

5 Приклад проектування і розрахунку

Спроекуємо пластинчасту муфту на задані параметри.

Запуск програми - запускаючий файл Mufta_Roll.exe; відкривається вікно програми Муфта-ROLL.

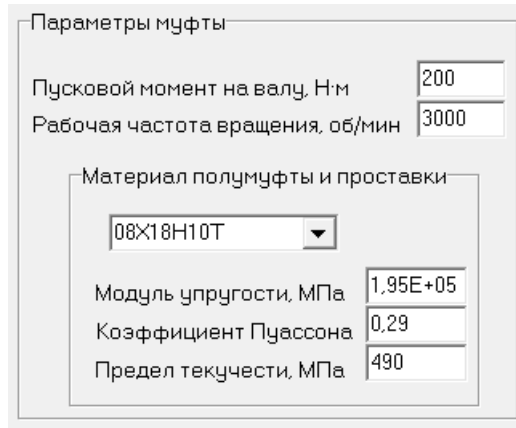
Введення початкових даних

У відповідні поля введення панелі «Параметри муфти» заносимо наступні значення:

Пусковий момент на валу = 200 Н·м,

Робоча частота обертання = 3000 об/мин.

У випадяючому списку матеріалів панелі «Матеріал напівмуфти і проставки» вибираємо 08X18H10T, при цьому поля введення «Модуль пружності, МПа», «Коефіцієнт Пуассона», «Межа текучості, МПа» заповнюються автоматично з бази матеріалів. Якщо необхідного матеріалу немає в базі - поля властивостей необхідно заповнити вручну (рис. 5.114).



Параметры муфты

Пусковой момент на валу, Н·м

Рабочая частота вращения, об/мин

Материал полумуфты и проставки

Модуль упругости, МПа

Коэффициент Пуассона

Предел текучести, МПа

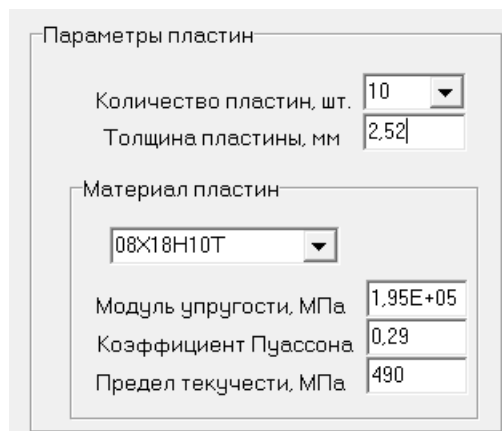
Рисунок 5.114 – Панель «Параметри муфти»

Заповнюємо поля введення панелі «Параметри пластин» (рис. 5.115):

Кількість пластин = 10 шт.

Товщина пластин = 2.52 мм

Поля панелі «Матеріал пластин» можуть бути заповнені вручну або автоматично, при виборі матеріалу з випадваючого списку матеріалів бази. Якщо необхідного матеріалу немає в базі - поля властивостей необхідно заповнити вручну.



Параметры пластин

Количество пластин, шт.

Толщина пластины, мм

Материал пластин

Модуль упругости, МПа

Коэффициент Пуассона

Предел текучести, МПа

Рисунок 5.115 – Панель «Параметри пластин»

Заносимо дані в панель «Геометричні розміри»:

Діаметр валу 1 = 80 мм,

Довжина валу 1 = 175 мм,

Діаметр валу 2 = 76 мм,
 Довжина валу 2 = 55.5 мм,
 Конусність валу 2 = 0.1,
 Відстань між валами = 87 мм.

| Геометрические размеры | |
|-----------------------------|------|
| Диаметр вала 1, мм | 80 |
| Длина вала 1, мм | 175 |
| Диаметр вала 2, мм | 76 |
| Длина вала 2, мм | 55,5 |
| Конусность вала 2 | 0,1 |
| Расстояние между валами, мм | 87 |

Рисунок 5.116 - Панель «Геометричні розміри»

В панелі «Параметри кріпильних елементів» задаємо:

Кількість болтів = 10 шт.

У випадяючому списку болтів «Болт» вибираємо М16, при цьому поля введення «Діаметр болта, мм», «Діаметр головки болта, мм», «Висота головки болта, мм», «Величина затягування болтів, кН» заповнюються автоматично з бази даних болтів.

Висота гайки = 10 мм.

У випадному списку гвинтів «Гвинт» вибираємо М16, при цьому поле введення «Діаметр гвинта, мм» заповнюється автоматично з бази даних гвинтів.

Поля панелі «Матеріал кріпильних елементів» можуть бути заповнені вручну або автоматично, при виборі матеріалу з випадяючого списку матеріалів бази. Якщо необхідного матеріалу немає в базі - поля властивостей необхідно заповнити вручну.

Панель «Параметры крепежных элементов»

| | |
|-----------------------------|------|
| Количество болтов, шт. | 10 |
| Диаметр болта, мм | 16 |
| Диаметр головки болта, мм | 27,7 |
| Высота головки болта, мм | 10 |
| Величина затяжки болтов, кН | 245 |
| Высота гайки, мм | 10 |
| Диаметр винта, мм | 16 |

Материал крепежных элементов

| | |
|-----------------------|----------|
| 08X18H10T | |
| Модуль упругости, МПа | 1,95E+05 |
| Коэффициент Пуассона | 0,29 |
| Предел текучести, МПа | 490 |

Рисунок 5.117 - Панель «Параметри кріпильних елементів»

На панелі «Максимально допустимі зміщення» заповнюємо поля введення:

Осьове зміщення = 2 мм;

Радіальне зміщення = 0.1 мм;

Кутове зміщення = 0.5 град.

Максимально допустимые смещения

| | | |
|---------------------|-------------------------|------------------------|
| Осевое смещение, мм | Радиальное смещение, мм | Угловое смещение, град |
| 2 | 0,1 | 0,5 |

Рисунок 5.118 - Панель «Максимально допустимі зміщення»

Запуск проекту ANSYS Workbench

При натисненні кнопки «Передати дані» робоча папка проекту Project очищується/створюється і в неї копіюється, а потім запускається базовий проект ANSYS Workbench.

Передать данные

Рисунок 5.119 – Кнопка «Передати дані»

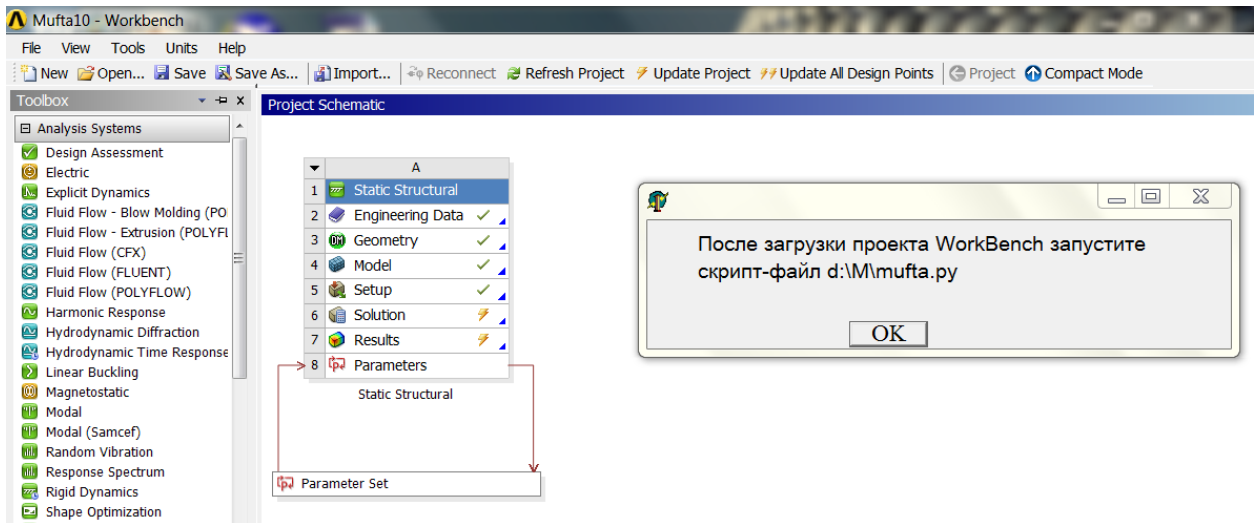


Рисунок 5.120 - Проект і повідомлення про запуск скрипт-файлу

При завантаженні проекту з'являється повідомлення про необхідність запуску згенерованного Python-файлу mufta.py (рис. 5.120).

Для запуску скрипт-файлу: File -> Scripting -> Run Script File...-> вказати шлях до файлу mufta.py.

При запуску скрипт-файлу mufta.py відбувається передача початкових даних в поточний проект і з'являється вікно «ROLL_Муфта» (рис. 5.121).

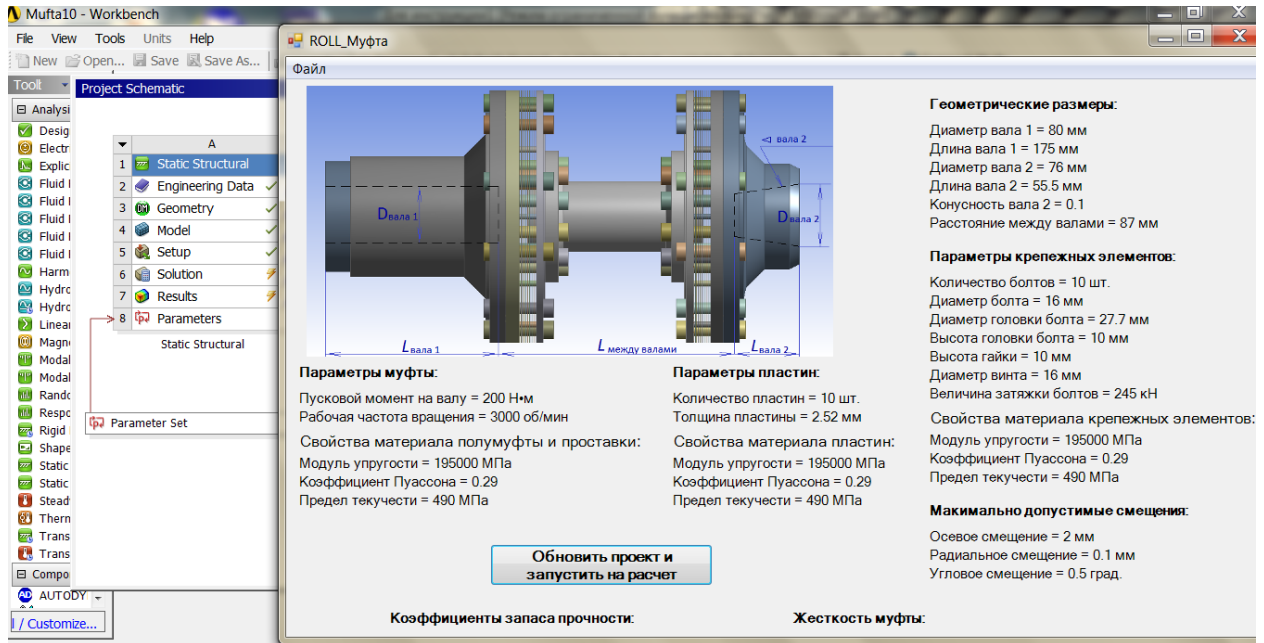


Рисунок 5.121 - Робочий проект і вікно «ROLL_Муфта»

У вікні «ROLL_Муфта» відображені всі початкові дані.

Кнопка «Відновити проект і запустити на розрахунок» вікна «ROLL_Муфта» ініціалізує виконання проекту ANSYS Workbench. Перед запуском виконання проекту необхідно переконатися, що на поточному жорсткому диску вільно 60 ГБ.

По завершенню розрахунку у вікні «ROLL_Муфта» виводяться отримані в результаті розрахунку значення коефіцієнтів запасу міцності і жорсткості.

Всі початкові дані, а також отримані значення коефіцієнтів запасу міцності і жорсткості зберігаються в текстовому файлі mufta.dat в робочій папці.

Приклади розрахункової сітки та результатів розрахунку пластинчатої муфти приведені на рис. 5.121-5.124.

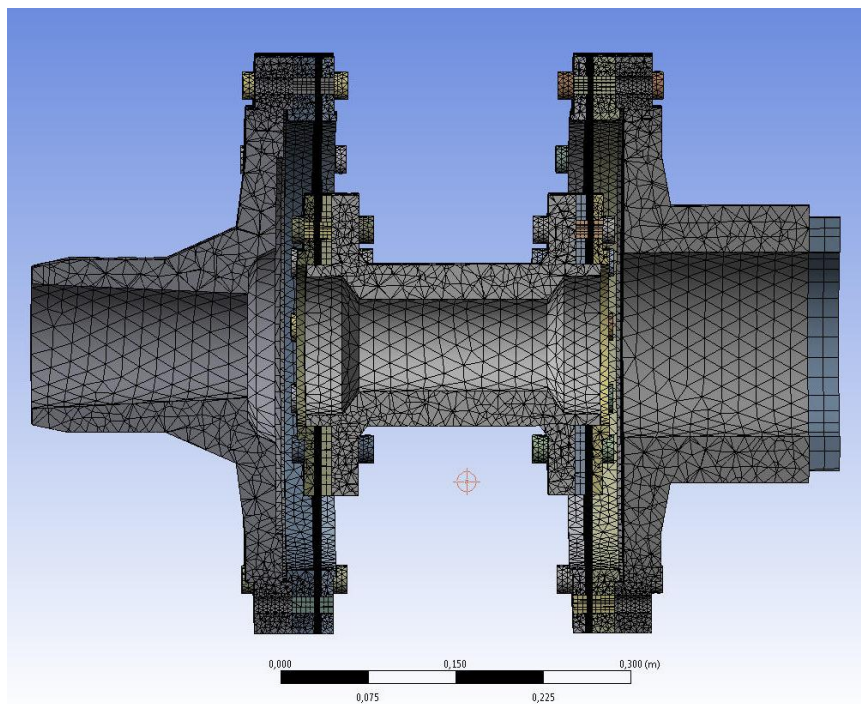


Рисунок 5.122 – Розрахункова сітка

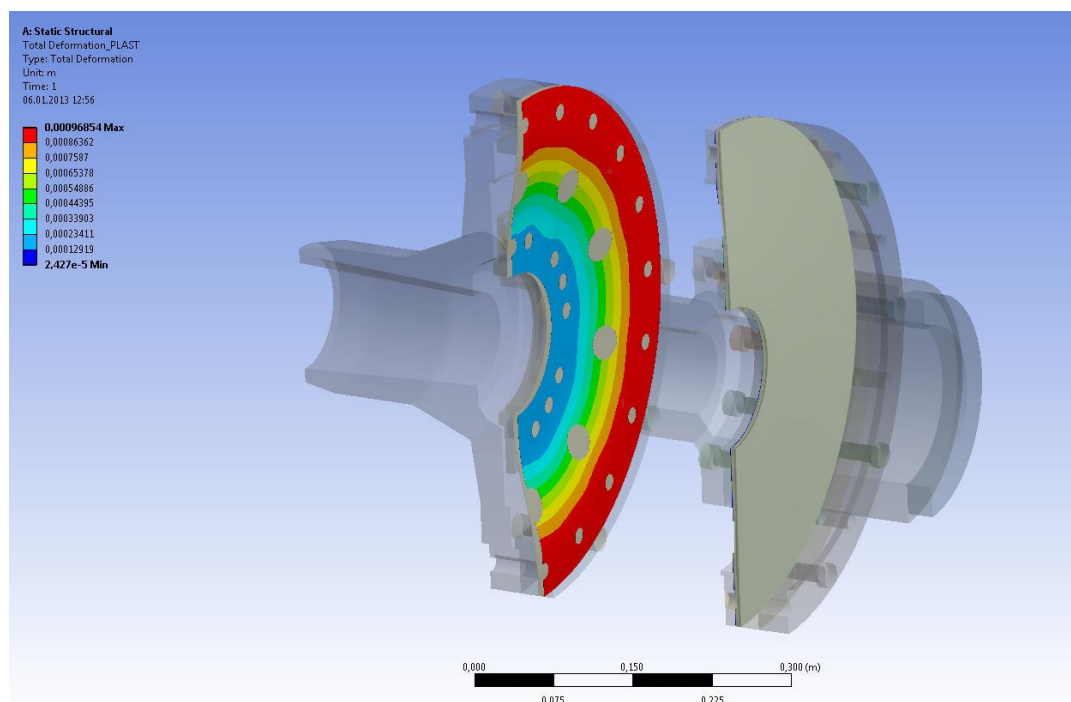


Рисунок 5.123 – Поле деформацій пластини

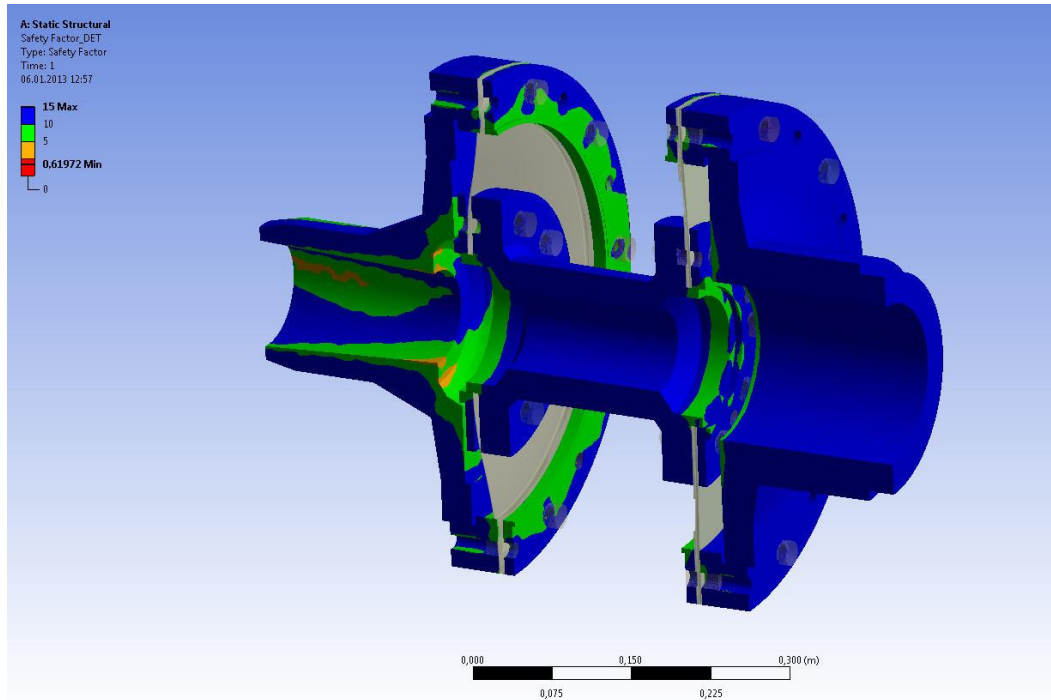


Рисунок 5.124 – Поле коефіцієнту запасу міцності

5.5 Інструкція користувача програми "Roll - гідроп'ята"

1 Засоби реалізації методики розрахунку

Програма автоматизації проектування розвантажувальних пристроїв реалізована на алгоритмічній мові DELPHI 6. На підставі введених вихідних даних розроблена програма створює файли макросів (файли набору команд). Для автоматизованої побудови ескізу гідроп'яти в програмі AUTOCAD на мові Autolisp створюється файл-макрос Test.lsp.

На мові APDL генерується файл команд Test.mac, який необхідний для запуску міцного розрахунку і розрахунку деформацій в програмному комплексі ANSYS. Бази даних необхідні для роботи програми створюються за допомогою EXCEL.

2 Бази даних

Для роботи Програми використовуються файли-бази у форматі .xls:

- база властивостей матеріалів (Mat.xls);
- база властивостей перекачуваного середовища (Sreda.xls);

База властивостей матеріалів (Mat.xls)

- 1) назва матеріалу;
- 2) модуль пружності, МПа;
- 3) коефіцієнт Пуассона;
- 4) межа міцності, МПа;

База властивостей перекачуваного середовища (sreda.xls) містить наступні розділи:

- 1) назва середовища;
- 2) густина, кг/м³;

Бази даних можуть бути розширені. Для цього необхідно дописати у файлі у кінці таблиці даних рядок нового елемента бази і виконати збереження файлу.

3 Файлова структура програми

| | |
|--------------------|---|
| Roll - | <u>Gidropyata.exe</u> (запускаючий файл) |
| Gidropyata: | <u>mat.xls</u> (база матеріалів) |
| | <u>sreda.xls</u> (база середовищ) |
| | <u>napr.mac</u> (макрос відображення напруженого стану в ANSYS) |
| | <u>Test.mac</u> (файл-макрос запуску розрахунку напружено- деформованого стану в ANSYS) |

| | | | |
|--|--|---|---|
| | <u>Test.lsp</u> (файл-макрос побудови ескізу в AUTOCAD) | | |
| | <u>Results:</u> (результати) | <u>Data.txt</u> (файл містить початкові дані і розраховані величини) | |
| | | <u>статична характеристика.bmp</u> (рисунок стататичної хар-ки) | |
| | | <u>витратна характеристика.bmp</u> (рисунок витратної хар-ки) | |
| | <u>Images:</u> (зображення) | | <u>image1.png</u> (зображення деформованого стану, формується в результаті виконання макросу Test.mac) |
| | | | <u>image2.png</u> (зображення напруженого стану, формується в результаті виконання макросу napr.mac) |

4 Описання інтерфейсу

При запуску файлу *Gidropyata.exe* з'являється вікно програми :

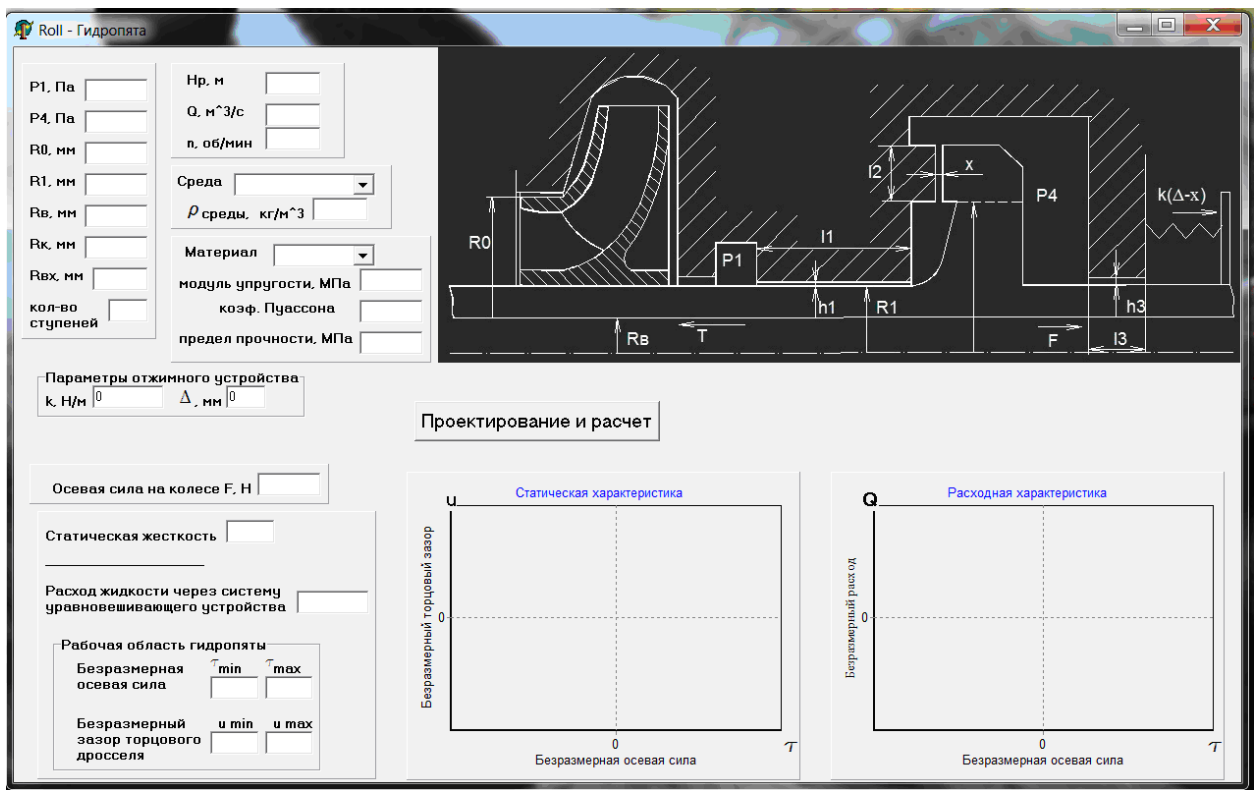


Рисунок 5.125 - Вікно програми

У правій частині вікна програми розташовано зображення конструктивної схеми гідроп'яти

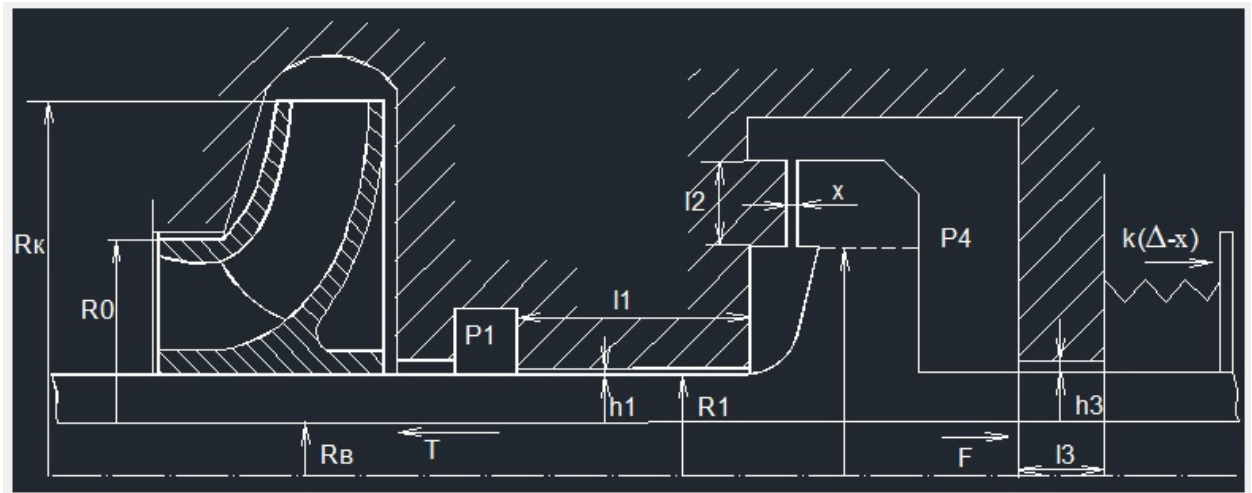


Рисунок 5.126 - Конструктивна схема гідроп'яти

Панелі початкових даних :

Рисунок 5.127 - Панелі початкових даних

Панель полів введення геометричних розмірів і тиску (рис. 5.128):

Рисунок 5.128 – Геометричні розміри, величина тиску і кількість ступенів

- P1, Па - тиск перед циліндричною шпариною;
- P4, Па - тиск в камері за гідроп'ятою;
- R0, мм - радіус переднього ущільнення робочого колеса;

- R_1 , мм - радіус втулки;
- R_v , мм - радіус валу;
- R_k , мм - радіус робочого колеса;
- R_{vx} , мм - радіус вхідного патрубку;
- кількість ступенів насоса.

На наступній панелі даних (рис 5.129) розміщені поля введення:

- H_p , м - статичний напір робочого колеса;
- Q , м³/с - подача;
- n , об/хв - частота обертання.

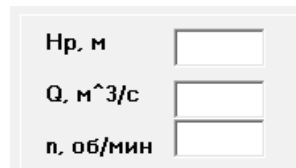


Рисунок 5.129 – Робочі характеристики насоса

Панель «Середовище» (рис. 5.130) містить випадаючий список перекачуваних середовищ, які закладені у базу (sreda.xls). При виборі середовища з випадаючого списку автоматично заповнюється поле густина. Якщо необхідного середовища немає у базі, властивості задаються вручну.



Рисунок 5.130 - Панель «Середовище»

Панель «Матеріал» (рис. 5.131):

Рисунок 5.131 - Панель «Матеріал»

Поля панелі «модуль пружності, МПа», «коэф. Пуассона», «межа міцності, МПа» можуть бути заповнені вручну або автоматично при виборі матеріалу з випадального списку матеріалів бази (Mat.xls).

Панель «Параметри віджимного пристрою» (рис.5.132) включає поля введення:

- k , Н/м - приведена жорсткість пружин;
- Δ , мм - попереднє стискування пружин.

Рисунок 5.132 - Панель «Параметри віджимного пристрою»

Кнопка «Проектування і розрахунок» (рис. 5.133) - запускає виконання розрахунків і генерацію файлів-макросів Test.lsp і Test.mac.

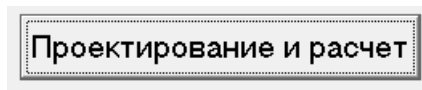


Рисунок 5.133 - Кнопка «Проектування і розрахунок»

Панель результатів розрахунків (рис. 5.134) виводить значення осьової сили на робочому колесі, величину статичної жорсткості, витрату рідини через систему врівноважуючого пристрою.

Осевая сила на колесе F, Н

Статическая жесткость

Расход жидкости через систему уравнивающего устройства

Рабочая область гидропята

| | | |
|---------------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| Безразмерная осевая сила | τ min <input type="text"/> | τ max <input type="text"/> |
| Безразмерный зазор торцового дросселя | u min <input type="text"/> | u max <input type="text"/> |

Рисунок 5.134 - Панель результатов расчетов

На панели також відображається діапазон робочої області гідроп'яти: мінімальне і максимальне значення безрозмірної осьової сили і безрозмірного зазору торцевого дроселя. У нижньому правому кутку вікна програми виводяться графіки статичною і витратною характеристик (рис. 5.135).

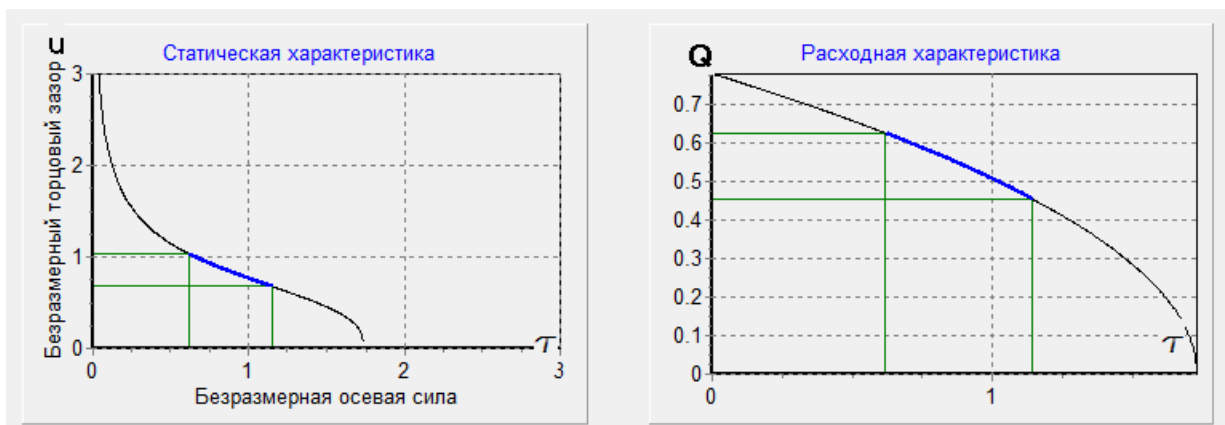


Рисунок 5.135 - Графіки статичної і витратної характеристик

4 Приклад проектування і розрахунків

Спроекуємо врівноважуючий пристрій - гідроп'яту на задані параметри і виконаємо розрахунок напружено-деформованого стану.

- 1) Запуск програми - запускаючий файл Gidropyata.exe;

2) Введення початкових даних у відповідні поля введення:

- Задавання параметрів насоса:

| | |
|-----------------|-----|
| P1, Па | 8e6 |
| P4, Па | 5e6 |
| R0, мм | 53 |
| R1, мм | 47 |
| Rв, мм | 37 |
| Rк, мм | 50 |
| Rвх, мм | 50 |
| кол-во ступеней | 10 |

Рисунок 5.136 – Параметри насоса

тиск перед циліндричною шпариною $P1=8e6$ Па;

тиск в камері за гідроп'ятою $P4=5e6$ Па;

радіус переднього ущільнення робочого колеса $R0=53$ мм;

радіус втулки $R1=47$ мм;

радіус валу $Rв=37$ мм;

радіус робочого колеса $Rк=70$ мм;

радіус вхідного патрубку $Rвх=50$ мм;

кількість ступенів насоса - 10.

| | |
|----------------------|------|
| Нр, м | 44 |
| Q, м ³ /с | 0.3 |
| n, об/мин | 3000 |

Рисунок 5.137 – Робочі параметри насоса

статичний напір робочого колеса $Hр=44$ м;

подача $Q=0.3 \text{ м}^3/\text{с}$;

частота обертання $n=3000 \text{ об/хв}$.

- Задавання властивостей перекачаного середовища:

Вибираємо з випадаючого списку середовище - вода, 20 °С (рис. 5.138, а).

Поля густини заповнюються автоматично з бази середовищ (рис. 5.138, б). Якщо у базі відсутнє відповідне середовище - поля заповнюються вручну.

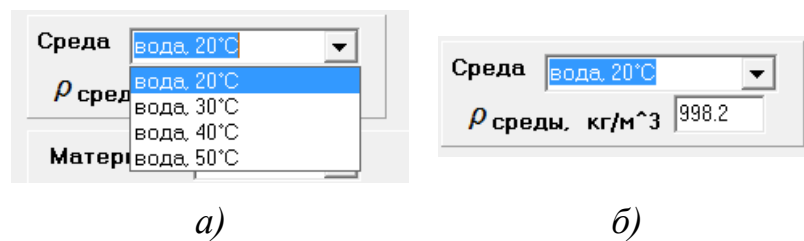


Рисунок 5.138 - Заповнення поля панелі «Перекачуване середовище»

- Задавання властивостей матеріалу:

Вибираємо з випадаючого списку бази матеріалів 08X18H10T (рис. 5.139, а), при цьому поля властивостей матеріалу заповнюються з бази автоматично (рис 5.139, б). Якщо необхідного матеріалу немає у базі - поля властивостей необхідно заповнити вручну.

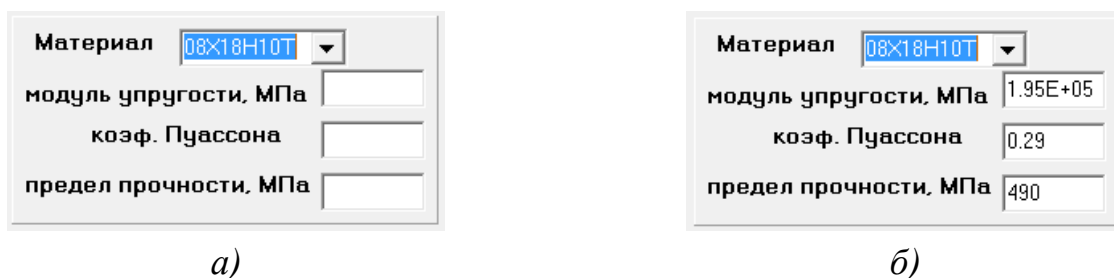


Рисунок 5.139 - Заповнення полів панелі «Матеріал»

- Задавання параметрів віджимного пристрою

Якщо в конструкції насоса віджимний пристрій не передбачений, тоді приведена жорсткість пружин задається рівною 0 (рис 5.140).

Параметры отжимного устройства
 k, H/m Δ, мм

Рисунок 5.140 - Параметри віджимного пристрою

3) Розрахунки

- Для запуску на розрахунок і проектування необхідно натиснути кнопку «Проектування і розрахунок» (рис. 5.141).

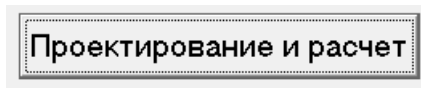


Рисунок 5.141 - Кнопка «Проектування і розрахунок»

- В результаті розрахунків виводяться значення осьової сили, величина статичної жорсткості, витрата рідини через врівноважуючий пристрій (рис. 5.142).

Осевая сила на колесе F, Н

Статическая жесткость

Гидропята статически устойчива

Расход жидкости через систему уравновешивающего устройства

Рабочая область гидропяты

| Безразмерная осевая сила | τ_{min} | τ_{max} |
|---------------------------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| <input type="text" value="0.42"/> | <input type="text" value="0.42"/> | <input type="text" value="0.78"/> |
| Безразмерный зазор торцового дросселя | u_{min} | u_{max} |
| <input type="text" value="0.91"/> | <input type="text" value="0.91"/> | <input type="text" value="1.24"/> |

Рисунок 5.142 - Виведення результатів розрахунків

- На панелі також відображається діапазон робочої області гідроп'яти: мінімальне і максимальне значення безрозмірної осьової сили і безрозмірного зазору торцевого дроселя.

- У нижньому правому кутку вікна програми виводяться графіки статичної і витратною характеристик (рис. 5.143).

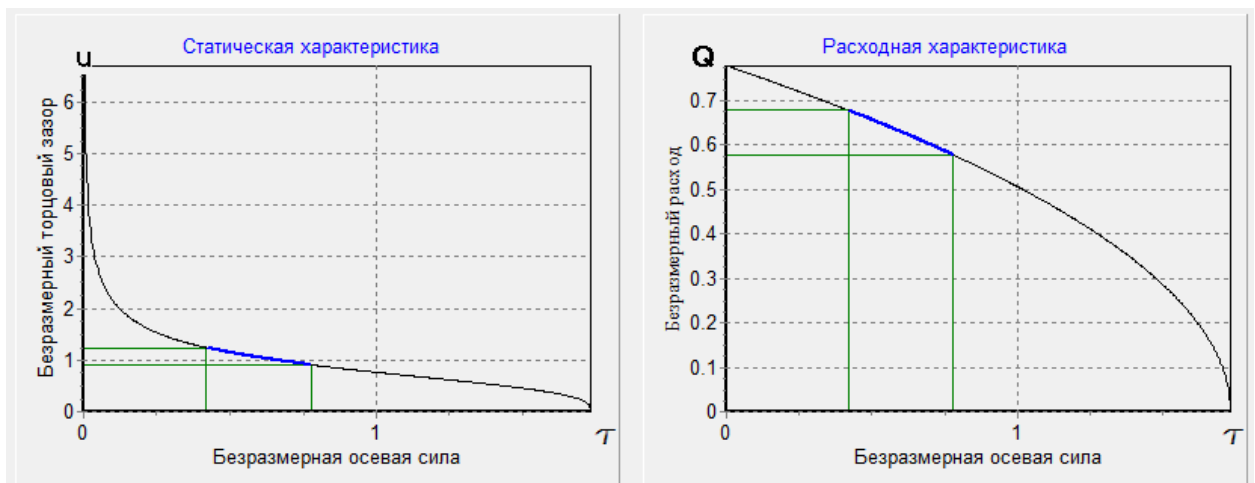


Рисунок 5.143 - Графіки статичної і витратної характеристик

- Після виконання розрахунків усі початкові дані і отримані результати зберігаються в поточній директорії в розділі Results у вигляді текстового файлу data.txt і файлів-зображень: статична характеристика.bmp і витратна характеристика.bmp.

- За результатами розрахунків в робочій теці генеруються файли-макроси:

Test.lsp - файл-макрос побудови ескізу в AUTOCAD.

Test.mac - файл-макрос розрахунку напружено-деформованого стану в ANSYS.

4) Міцносний розрахунок в ANSYS

- запускаємо ANSYS Mechanical APDL;

- в якості робочого розділу ANSYS Mechanical APDL вибираємо розділ Hidropyata.
- у командному рядку пишемо команду-макрос test, згенерований при натисненні кнопки «Проектування і розрахунок».

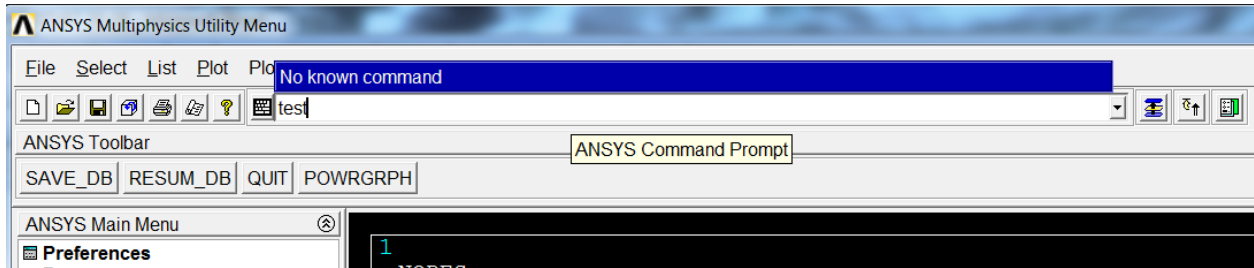


Рисунок 5.144 - Виклик програми-макросу розрахунку напружено-деформованого стану

Результат виконання макросу - графічне відображення поля розподілу деформації диска гідроп'яти. Результати відображаються в міліметрах.

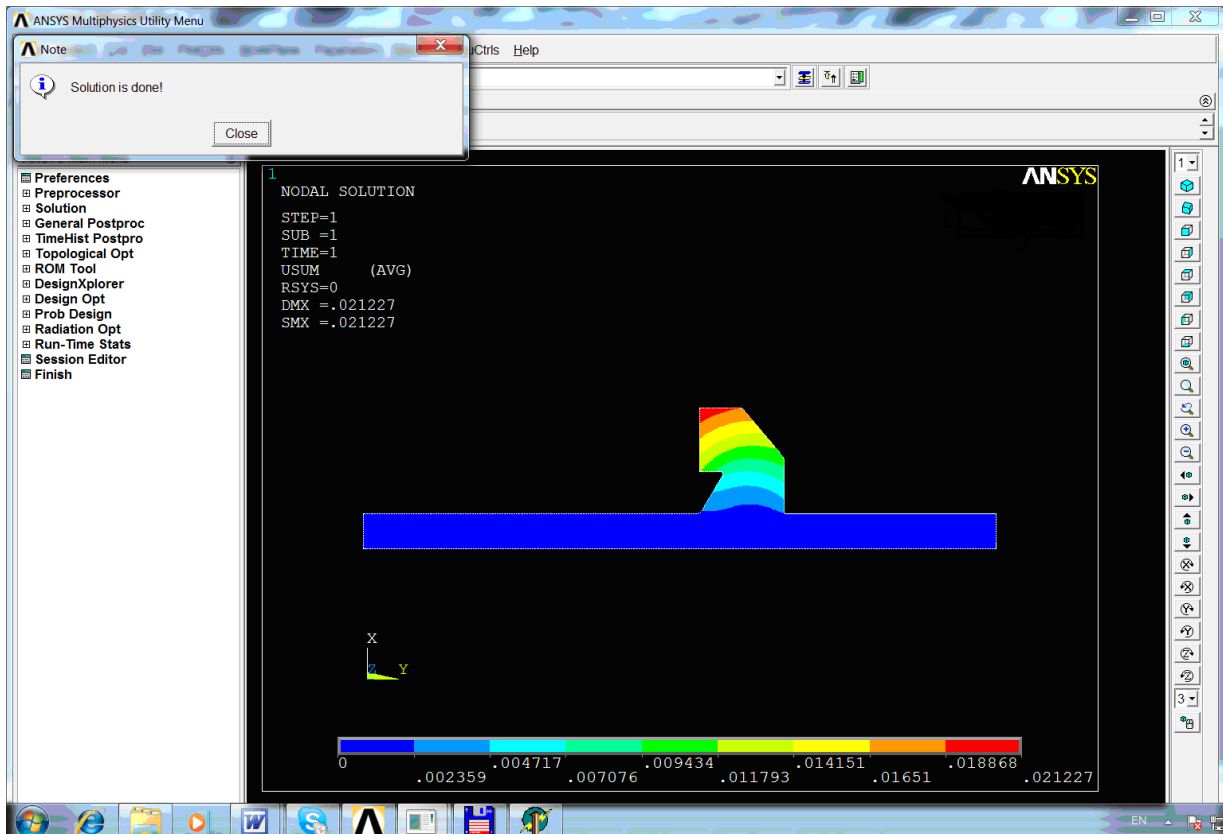


Рисунок 5.145 - Поле еквівалентного напруження

- для відображення еквівалентного напруження і виведення повідомлення про межі міцності з командного рядка запускаємо на виконання макросу `ptren`.

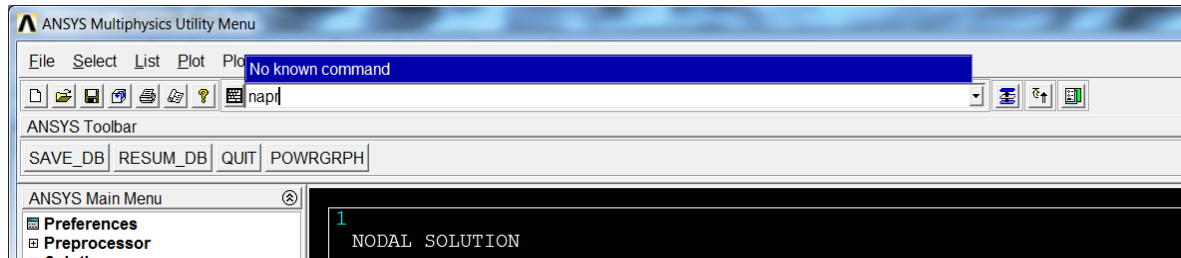


Рисунок 5.146 - Виклик макросу відображення еквівалентного напруження

Результат виконання макросу - графічне відображення поля розподілу еквівалентного напруження. Результати розрахунку відображаються в МПа. На екран виводиться значення межі міцності на стиснення і вигин.

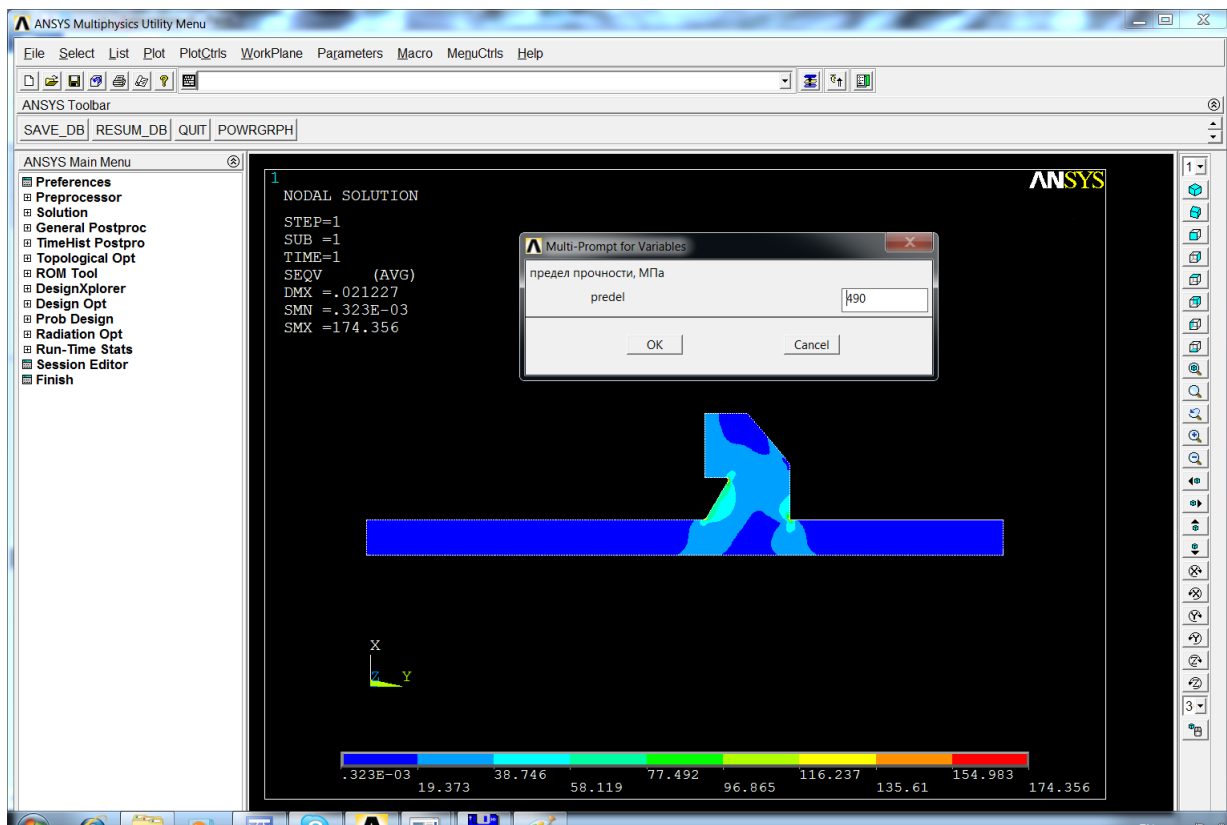


Рисунок 5.147 - Відображення еквівалентного напруження

4) Побудова ескіза гідроп'яти в AUTOCAD.

- Запускаємо AUTOCAD;

- Вибираємо вкладку «Управління», кнопка «Додаток». У вікні, що відкрилося, «Завантаження/вивантаження додатків» вибираємо файл Test.lsp, що знаходиться в поточній папці. Натискаємо кнопку «Завантажити», потім «Закрити». В результаті виконання завантаженого макросу отримуємо ескіз врівноважуючого пристрою в масштабі 1: 1 (рис. 5.148).

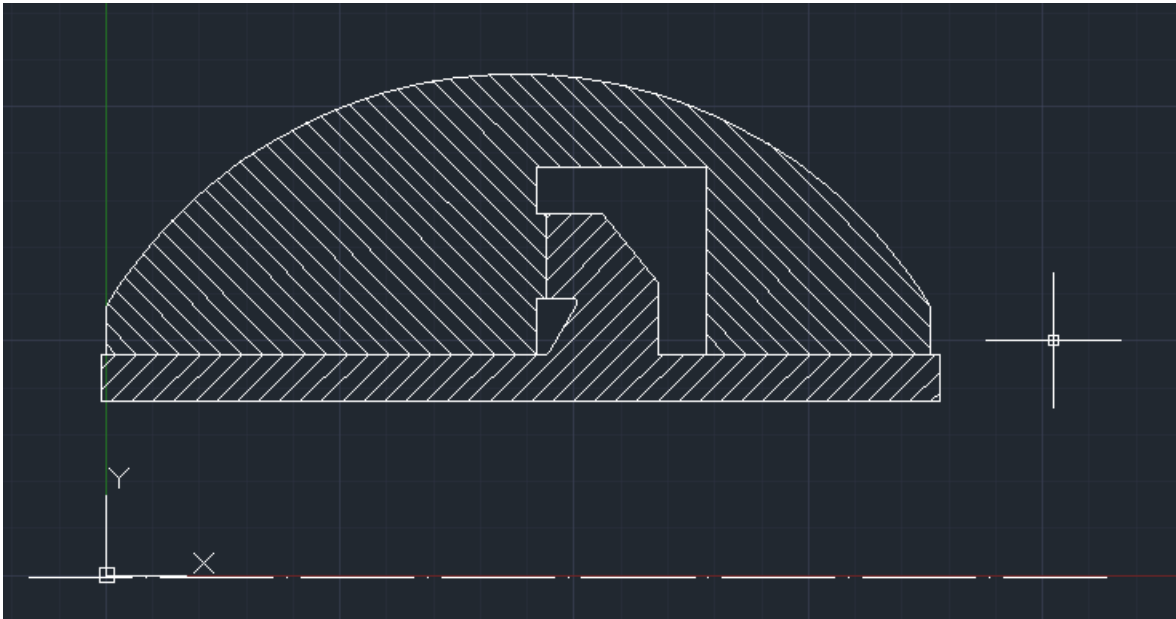


Рисунок 5.148 - Ескіз гідроп'яти

Розрахункова сітка і результати перевірного розрахунку: поле тиску, лінії току 3D моделі врівноважуючого пристрою з урахуванням циліндричної прецесії і аксіальної рухомості валу в програмі ANSYS CFX приведені на рис. 5.149-5.151.

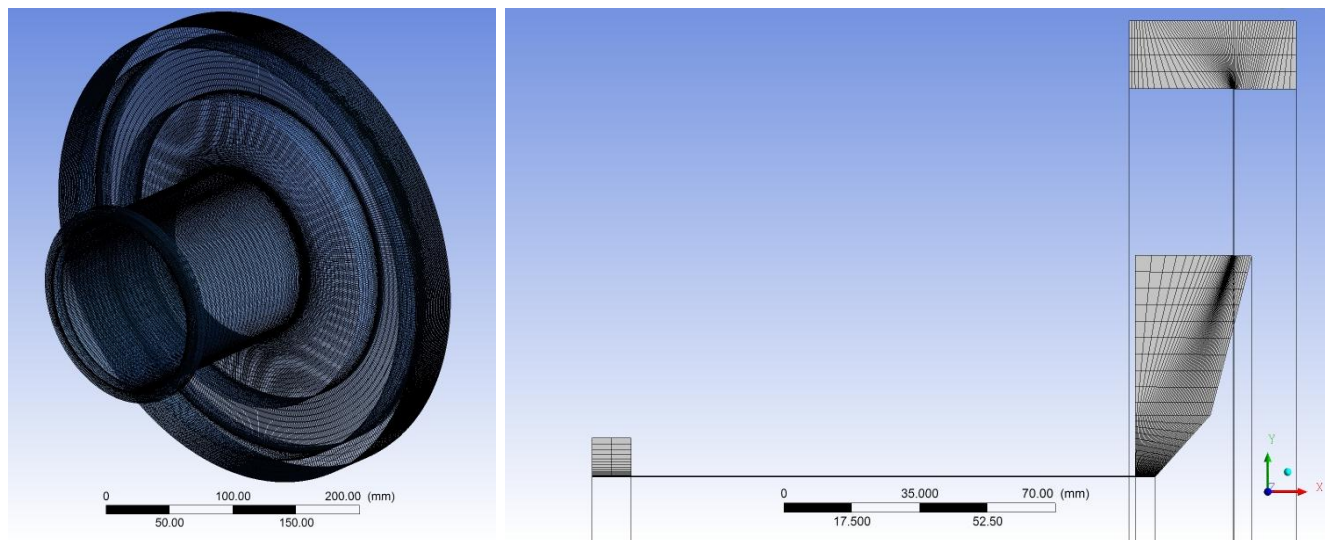


Рисунок 5.149 – Розрахункова сітка (ICEM CFD)

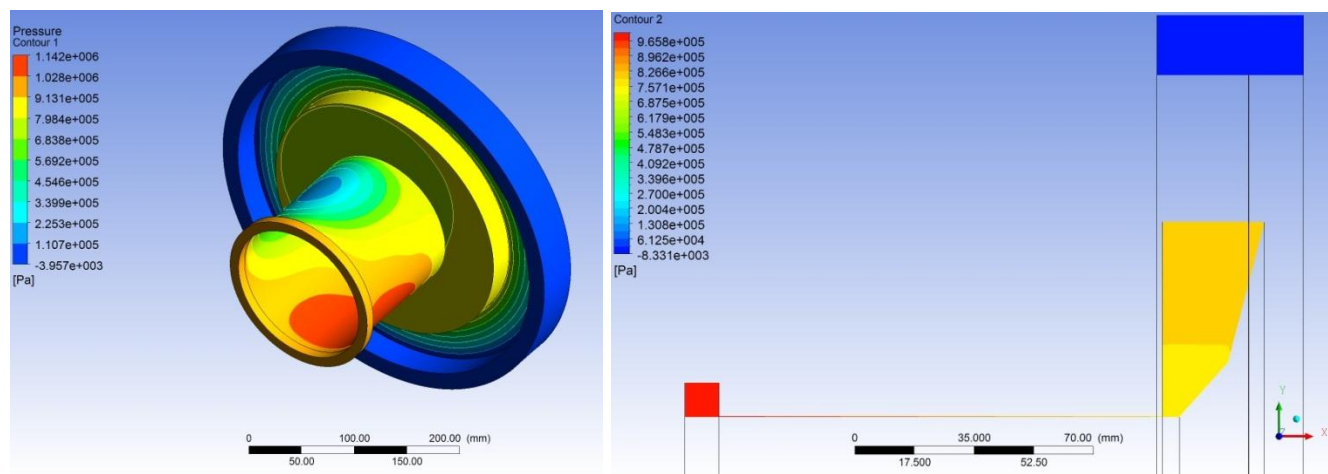


Рисунок 5.150 – Поле тиску

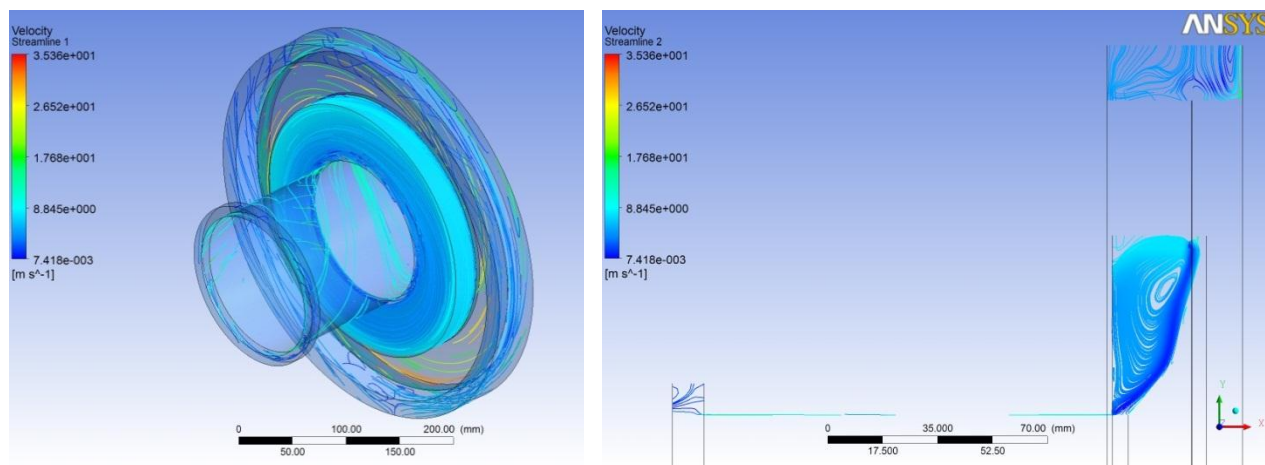


Рисунок 5.151 – Лінії току

ВИСНОВКИ

1. Проведені числові розрахунки і оптимізація геометрії проточної частини вихлопного тракту, лункового ущільнення і ступені компресора, що дозволило істотно підвищити ефективність роботи цих вузлів.
2. Розв'язана задача газотермопружності для вихлопного тракту газоперекачувального агрегату, задача «ротор-статор» для течії газу у проточній частині ступені відцентрового компресора, задача течії рідини та газу у каналах підшипників ковзання та ущільнень з урахуванням прецесійного руху, радіальних і осьових коливань валу, визначені жорсткості та демпфірування, та проведений аналіз їх впливу на динаміку ротора.
3. Розроблені методики числового розрахунку торцевих механічних, торцевих імпульсних ущільнень, підшипників ковзання і динаміки ротора турбомашин.
4. Розроблений пакет програм для автоматизованого розрахунку і проектування з використанням програмного комплексу ANSYS торцевих механічних ущільнень, підшипників ковзання, динаміки ротора, пружних пластинчатих муфт, розвантажувачих пристроїв, який дозволяє виконувати тепловий і міцносний аналіз, розраховувати витоки та ресурс торцевих механічних ущільнень, виконувати динамічний аналіз ротора з урахуванням ущільнень-опор і підшипників ковзання в залежності від параметрів відцентрових машин.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Сабатюк А. Обзор проблем аэродинамического возбуждения колебаний в турбомашинах / А. Сабатюк, Ф. Систо. – М.: ИИЛ, 1957, №3.
2. Костюк А.Г. Газотурбинные установки: учебное пособие для вузов/ А.Г. Костюк, А.Н. Шерстюк. – М.: Высшая школа, 1979. – 254 с.
3. Загорулько А.В. Программный комплекс ANSYS в инженерных задачах: Навчальний посібник /А.В. Загорулько. – Вид-во СумДУ, 2008. – 200 с.
4. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Исаак Евсеевич Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.
5. Буглаев В.Т., Климцов А.А., Перевезенцев В.Т., Перевезенцев С.В. Сотовые уплотнения в турбомашинах. – Брянск: БГТУ, 2002. – 148 с.
6. Vance J. Machinery vibration and rotordynamics / John Vance, Fouad Zeidan, Brian Murphy, 2010. – 417 p.
7. Kanemori Y., Iwatsobo T. Experimental Study of Dynamic Fluid Forces and Moments for a Long Annular seals // ASME Journal of Tribology, 1992, T.114, Oct. – pp. 773-778.
8. Ю.Б. Галеркин, Л.Я. Стрижак. Методы расчета, обработки экспериментальных данных и проектирование центробежных компрессоров промышленного назначения. – Санкт-Петербург: СПбГУ, 2003. – 93 с.
9. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
10. Максимов В.А., М.Б. Хадиев, И. Г. Хисамеев, Р.М. Галиев. Бесконтактные уплотнения роторов центробежных и винтовых компрессоров. Издательство «ФЕН» Казань – 1998.
11. Марцинковский В. А. Гидродинамика и прочность центробежных насосов. М.: Машиностроение, 1970.
12. Burgmann Mechanical Seals Design Manual 15.0. – 144 p.

13. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.Б. Овандер и др.; Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
14. Майер Э. Торцовые уплотнения. – М.: Машиностроение, 1978. – 288 с.
15. ОСТ 26-06-1493-87. Уплотнения торцовые валов насосов. Типы. Основные параметры и размеры.
16. Y. Qiu, M.M. Khonsari. Investigation of tribological behaviors of annular rings with spiral groove. *Tribology International* 44 (2011) 1610-1619.
17. Whipple RT. The Inclined Grooved Bearing. A.E.R.E. Report T/R 622, Atomic Energy Research Establishment, Harwell, Berkshire, England; 1958.
18. Muijderland EA. Spiral Groove Bearings, Philips Technical Library. New York: Springer-Verlag; 1966.
19. Vhor JH, Pan CHT. On the Spiral Grooved Self-Acting Gas-Bearing. MTI Report 63TR52, prepared under Contract Nonr-3730(00) Task NR 061-131, Office of Naval Research, 1964.
20. Malanoski SB, Pan CHT. The static and dynamic characteristics of the spiral-grooved thrust bearing. *ASME Journal of Basic Engineering* 1965; 87: 547–58.
21. Smalley AJ. The narrow groove theory of spiral groove gas bearing: development and application of a generalized formulation for numerical solution. *ASME Journal of Lubrication Technology* 1972; 94: 86–92.
22. Buck GS, Volden D. Upstream pumping: a new concept in mechanical sealing technology. *Lubrication Engineering* 1990; 46(4):213–7.
23. Pat. 6076830 USA, F 16 J 15/34. Dual Non-Contacting Mechanical Face Seal Having Concentric Seal Faces.
24. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение, 1980 - 200 с.

25. Gaft J., Martsinkovskyy V., Gromyko B., Zahorulko A. Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance. Proc. XVII Int. Conf. on Fluid sealing, BHR Group, York, England (2003), pp. 505-520.
26. V. Martsinkovsky, J. Gaft, B. Gromyko, A. Zahorulko. Dry Gas Buffer Impulse Seal Investigations. Proc. XI Int. Conf. Seals and Sealing Technology in Machines and Devices, Wroclaw (2007), pp. 141-147.
27. А.Корчак, Г.Печкис, В.Марцинковский. Использование гидропяты в качестве затворно-уравновешивающего устройства ротора. Вісник Сумського державного університету, №1 (73), 2005. С.68-76
28. Костерин Ю.И. Механические автоколебания при сухом трении. – М.: Изд-во АН СССР, 1960. – 76 с.
29. Марцинковский В.А. Основы динамики роторов. Сумы: Изд-во Сумского госуниверситета, 2009. – 307 с.
30. Korczak A., Marcinkowski W., Peczkis G. Wpływ szczelin uszczelniających na dynamikę zespołu wirującego pompy odśrodkowej. Politechnika śląska. Prace naukowe, 2007, Z.18, s. 161-170.
31. Дж. П. Ден-Гартог. Механические колебания. Пер. с англ. М.: Физматгиз, 1960. – 580 с.
32. Марцинковский В.А., Демин С.И., Гулый А.Н., Башкина А.А. Центробежный насос. Патент №1771248 Российской Федерации. БИ, №2, 1995.
33. Мельник В.А. Торцовые уплотнения валов. М.: Машиностроение, 2008. – 320 с.
34. Marcinkowski W., Korczak A., Peczkis G. Dynamika zespołu wirującego pompy odśrodkowej wielostopniowej z tarczą odciążającą. Zeszyty naukowe. Nauki techniczne, NR13, 2009, s-245-263. Politechnika Świętokrzyska, Kielce.
35. Korczak A., Marcinkowski W., Peczkis G.: Tarcza odciążająca siłę osiową w sprężarce wirnikowej. P-365432. z 20. 02.2004.
36. Marcinkowski W., Kundera Cz. Teoria konstrukcji uszczelnien bez- stykowych. - Kielce: Wyd-wo Politechniki Świętokrzyskiej, 2008. – 443 s.

37. Muszynska A. Improvements in lightly loaded rotor/bearing and rotor/seal models. *Journal of Vibration, Acoustics and Reliability in Design*. 1988, 110(2), pp. 129-136.
38. Marcinkowski W., Kundera Cz. Teoria konstrukcji uszczelnien bezstykowych.- Kielce:Wyd-wo Politechniki Swiętokrzyskiej, 2008. – 443 s.
39. Марцинковский В.А., Васильев В.А. Гидродинамический вибровозбудитель. А.с. №1020663 (СССР). Оpubл. в Б.И. 1983, №20.
40. Марцинковский В.А. Динамика роторов центробежных машин: монография /В.А. Марцинковский. – Сумы: Сумский государственный университет, 2012. – 563 с.
41. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. М.: Машиностроение, 1982. – 135 с.
42. Байбаков О.В., Матвеев И.В., Малащенко В.И. Анализ конструктивных схем насосов с кавитационным коэффициентом быстроходности $C_{кр} = 5\ 000-20\ 000$.– В кн.: Лопастные насосы. / Под ред. Л.П.Грянка и А.Н.Папира. Л.: Машиностроение, 1975, с. 186-192.
43. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1976. – 424 с.
44. Цаплин М.И. Исследование течения в зазоре между неподвижной стенкой и вращающимся диском // Энергомашиностроение, 1967, №8. С.15-18.
45. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти томах. - М.: Машиностроение, Т. 1. Колебания линейных систем/Под ред. В.В.Болотина. 1978. – 352 с.
46. Бережной И.С., Марцинковский В.А., Пестун С.К. и др. Центробежный насос. А.с. СССР, №1353940. Б.и. №43, 1987 г.