

УДК 621.67: 621.51
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
29.12.2011 р.

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

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

Д.І. Курбатов

Керівник НДР
зав. кафедри “Загальної механіки і
динаміки машин”
д-р техн. наук, професор

В.А. Марцинковський

2011

Рукопис закінчений 20 грудня 2011 р.
Результати роботи розглянуті науковою радою університету,
протокол від 29.12.2011 р. № 5

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник НДР зав. кафедри “Загальної механіки і динаміки машин”	20.12.2011 р.	В.А. Марцинковський
засл. діяч науки и техніки України докт. техн. наук, професор		(розд. 1, 2 висновки)
Відповідальний виконавець	06.12.2011 р.	А.В. Загорулько
старший науковий співробітник канд. техн. наук, доцент		(розд. 1, 2, 3 висновки)
зав. проблемною лабораторією «Гермомеханіки і вібродіагностики»	20.12.2011 р.	Є.М. Савченко
канд. техн. наук, доцент		(розд. 1, 2 висновки)
Молодший науковий співробітник	20.12.2011 р.	К.П. Герасиміва
		(розд. 2, 3)
Молодший науковий співробітник	20.12.2011 р.	С.М. Гудков
		(розд. 1, 2)
Молодший науковий співробітник	20.12.2011 р.	І.В. Павленко
		(розд. 2)
Лаборант	20.12.2011 р.	Д.П. Боярський
		(розд. 2, 3)
Лаборант	20.12.2011 р.	Д.В. Лісовенко
		(розд. 2, 3)

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 120 с., 138 рис., 4 табл., 11 джерел.

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

Предмет дослідження: чисельні (розрахункові) моделі газодинамічних процесів у проточній частині турбокомпресорів та їх вузлів і вібраційного стану агрегату, визначення причин динамічної нестійкості.

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

Компресорна техніка застосовується для стиснення газів в хімічній, нафтовій, газовій, машинобудівній промисловості, а також на транспорті, в металургії, геології, геодезії, будівництві, агропромисловому комплексі. Залежно від області застосування істотно розрізняються робочі характеристики і конструкція компресорів. Турбокомпресори використовуються при здобичі газу, для його транспортування, підготовки до транспортування і при зберіганні. Виробництво турбокомпресорів в розвинених промислових країнах росте на 8–10% щорічно. Застосування компресорів в сучасній економіці - це могутній засіб інтенсифікації технологічних і енергетичних процесів.

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 проекту, тобто вибором оптимальної форми проточної частини.

Трудність газодинамічного проектування турбокомпресорів пов'язана з виключно складним характером руху газу в проточній частині. Звичайна практика - експерименти з моделями, випробовуваними на спеціальних дослідницьких стендах, що дуже дорого 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.

В даній роботі вирішуються наступні практичні задачі: покращення газодинамічних характеристик проточної частини, герметичності та віброннадійності; розв'язання задачі газотермопружності для вихлопного тракту газоперекачувального агрегату; розв'язання задачі «ротор-статор» для течії газу у проточній частині ступені 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;

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

Рекомендації по використанню результатів роботи і галузь застосування - методики чисельного розрахунку газодинамічних та вібраційних характеристик турбокомпресорів та їх вузлів можуть використовуватися підприємствами насосного і компресорного машинобудування при розробці нових та модернізації існуючих конструкцій відцентрових машин, що використовуються на енергетичних блоках ТЕС і АЕС, системах 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, ЖОРСТКОСТНІ ТА ДЕМПФІРУЮЧІ ВЛАСТИВОСТІ, ВІБРАЦІЙНИЙ СТАН, ЕКОЛОГІЧНА БЕЗПЕКА.

Умови отримання звіту: за договором.

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

Сумський державний університет.

ЗМІСТ

Вступ.....	8
1 Розрахунок і оптимізація елементів проточної частини і вузлів турбокомпресорів.....	9
1.1 Багатокритерійна і багатопараметрична оптимізація.....	9
1.2 Чисельне розв'язання задачі аеропружності і оптимізація геометрії вихлопного тракту газоперекачуючого агрегату.....	15
1.2.1 Вступ.....	15
1.2.2 Причини виникнення газодинамічних навантажень, які діють на конструктивні елементи вихлопного тракту ГПА.....	16
1.2.2.1 Конструкція газотурбінної установки.....	16
1.2.2.2 Газодинамічні джерела у вихлопі ГПА.....	18
1.2.2.3 Природа коливань в ГПА.....	18
1.2.2.4 Вібрація газоповітряного тракту.....	19
1.2.2.5 Висновки.....	20
1.2.3 Постановка нестационарної газодинамічної задачі.....	20
1.2.3.1 Газодинамічний розрахунок.....	20
1.2.3.2 Результати газодинамічних розрахунків.....	22
1.2.3.3 Розрахунок термонапруженого стану газовихлопного тракту.....	27
1.2.3.4 Результати оптимізації.....	33
1.2.3.5 Висновки.....	34
1.3 Аналіз та оптимізація за допомогою методів обчислювальної гідродинаміки лабіринтних ущільнень.....	36
1.4 Чисельний аналіз і оптимізація ступені компресора.....	41
2 Методика розрахунку торцевих ущільнень.....	46
2.1 Результати чисельного розрахунку деформацій кілець.....	46

2.2 Розрахунок контактного тиску.....	48
2.3 Потужність, яка споживається торцевим ущільненням.....	51
2.4 Охолодження торцевих ущільнень.....	55
2.5 Перевірочний тепловий розрахунок торцевого ущільнення.....	56
2.6 Розрахунок витоків в торцевому ущільненні.....	58
2.7 Приклад розрахунку міцності і силових деформацій.....	59
2.8 Основні фізичні процеси і чисельний розрахунок торцевого імпульсного газового ущільнення.....	62
2.9 Вимоги, що пред'являються до торцевих ущільнень.....	63
3. Програмні комплекси для автоматизованого розрахунку вузлів турбокомпресорів.....	65
3.1 Методика і інструкція користувача програмного модулю для розрахунку торцевих ущільнень.....	65
3.2 Методика і програма автоматизованого розрахунку підшипників ковзання в програмному комплексі ANSYS.....	86
3.3 Інструкція користувача програмного модулю для розрахунку динаміки ротора.....	94
Висновки.....	119
Перелік посилань.....	120

ВСТУП

У теперішній час в країнах СНД експлуатуються понад 500 тисяч промислових компресорів, які разом з вентиляторами і насосами споживають близько 20% електроенергії, що виробляється. Виробництвом і ремонтом компресорів зайнято понад 1 млн. чоловік. У зв'язку з цим основним в діяльності багатьох науково-дослідних і конструкторсько-технологічних організацій, а також промислових підприємств галузі компресорного машинобудування є питання підвищення технічного рівня компресорів, ефективності і надійності.

Компресори широко використовуються у всіх галузях промисловості. 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 для перекачування природного газу. В процесі створення турбокомпресорів одними з першорядних задач є покращення їх газодинамічних і вібраційних характеристик та розробка надійних конструкцій підшипників та ущільнень.

Трудність газодинамічного проектування турбокомпресорів пов'язана з виключно складним характером руху газу в проточній частині. Звичайна практика - експерименти з моделями, випробовуваними на спеціальних дослідницьких стендах, що дуже дорого 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 перекачуваних продуктів, а також екологічну безпеку компресорного обладнання.

На підставі викладеного ясно, що актуальність задачі підвищення ефективності роботи турбокомпресорів газоперекачувальних агрегатів за рахунок чисельного аналізу та оптимізації їх газодинамічних та 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.

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

1 РОЗРАХУНОК І ОПТИМІЗАЦІЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ І ВУЗЛІВ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ

1.1 Багатокритерійна 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 цілочисельних, 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 неминуче 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-механических 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.

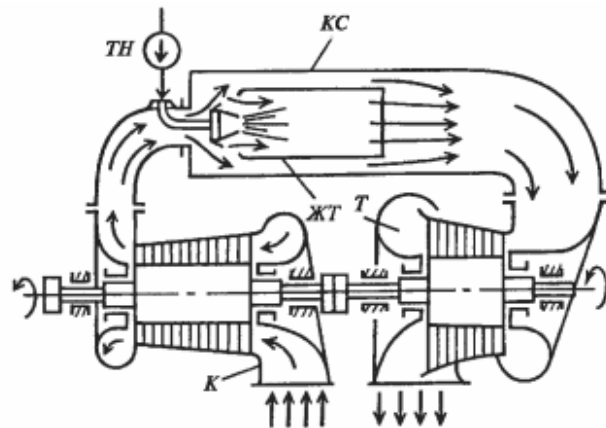


Рисунок 1.1 – Газотурбінна установка з горінням при постійному тиску

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 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.

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 Газодинамічний розрахунок

Газодинамічний розрахунок зводиться до просторового розрахунку нестационарної турбулентної течії в'язкого газу і отримання температурного поля в газовідводі ГПА-Ц-16С(рис. 2.1) 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 патрубка та шумоглушителя на виході газового потоку (рисунок 1.2). Скінчено елементна сітка представляє собою тетраедричні елементи у ядрі потоку і призматичні елементи в пограничному шарі.

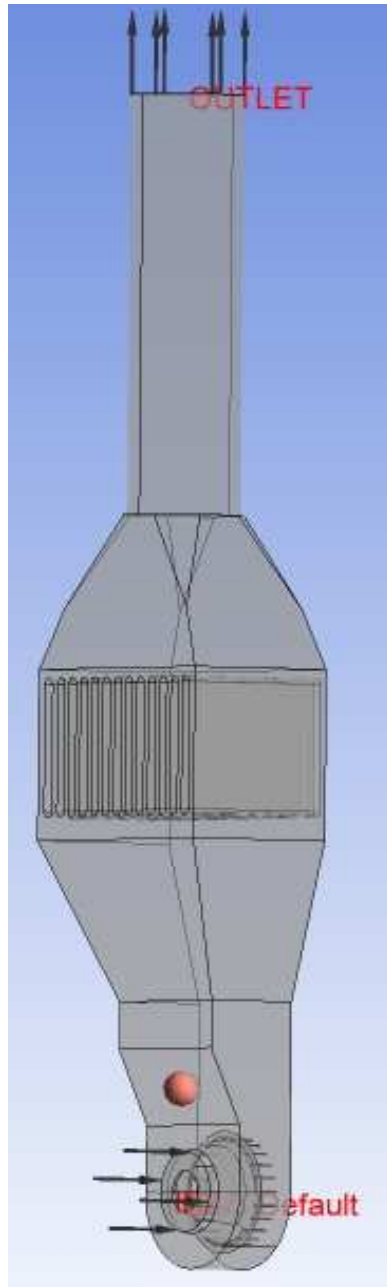


Рисунок 1.2 – Проточна частина вихлопного тракту ГПА з контрольною точкою для контролю пульсацій тиску

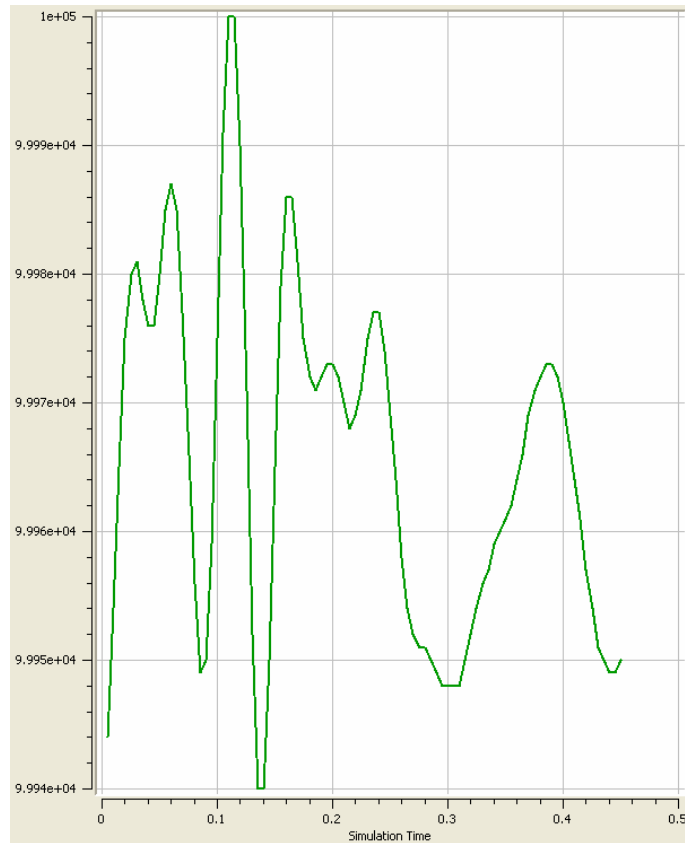


Рисунок 1.3 – Пульсації тиску у контрольній точці на стінці дифузора за уліткою

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 1.3 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. 1.4).

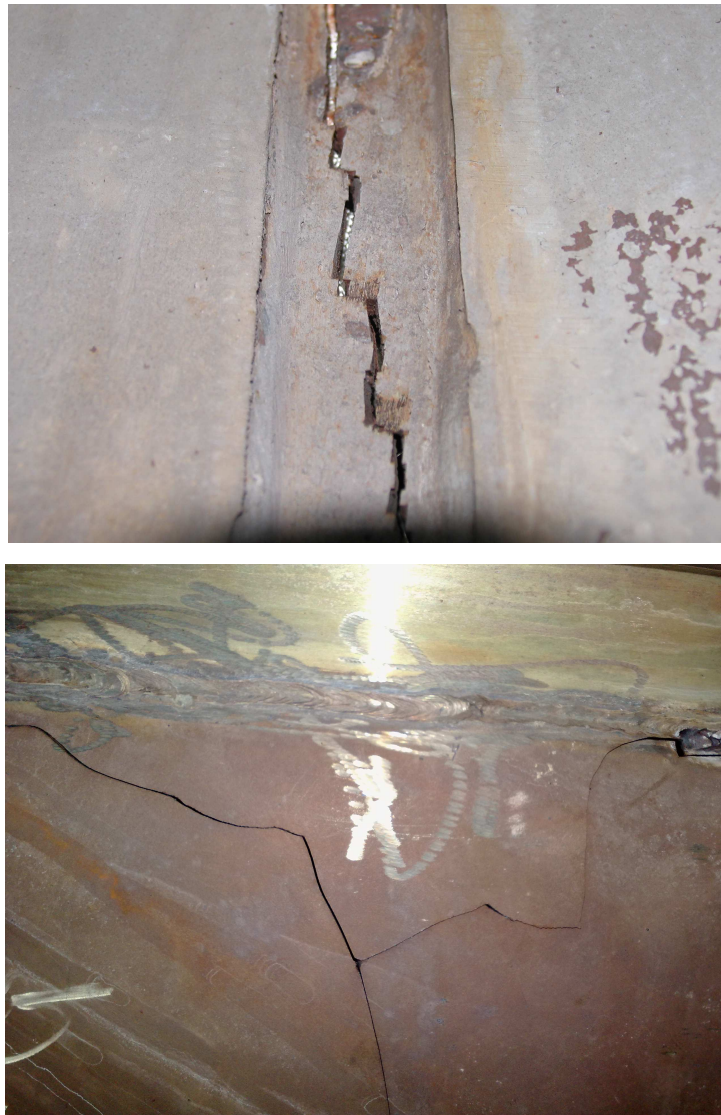
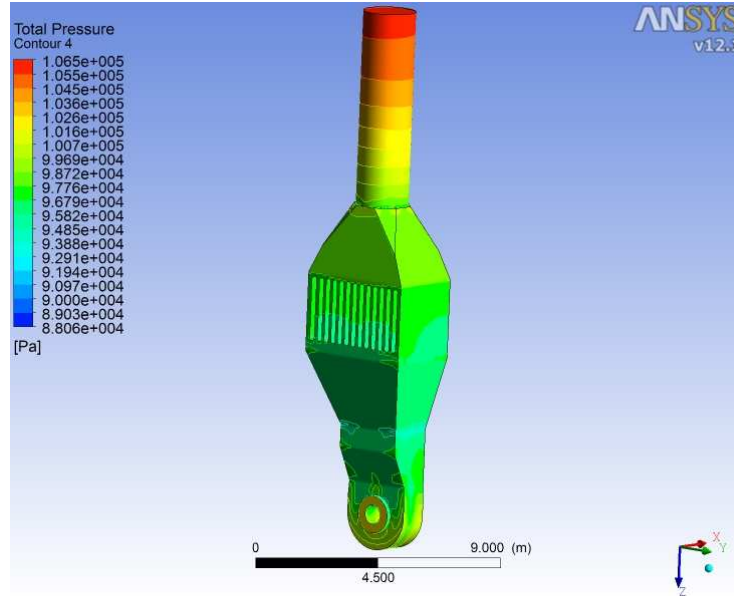


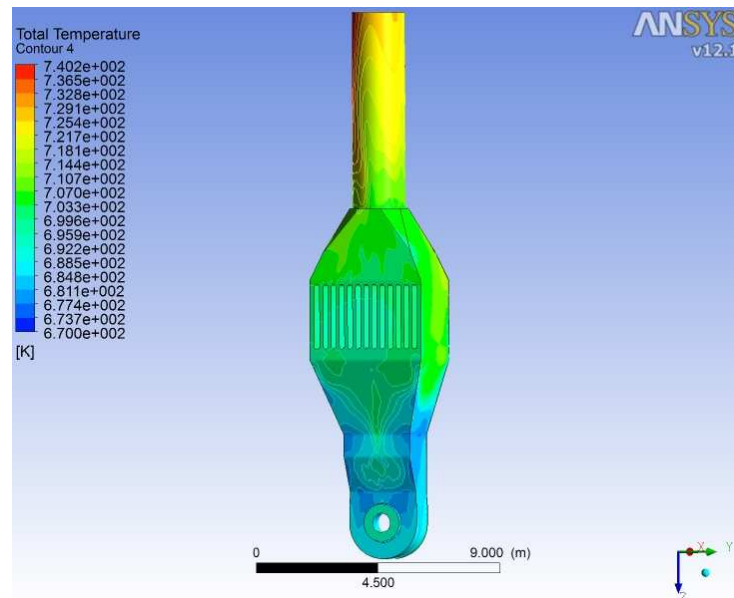
Рисунок 1.4 – Втомні тріщини на стінці корпусу вихлопного тракту газоперекачувального агрегату

На рисунку 1.5 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. 1.6. 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 1.5 - Поле повного тиску а) і температури б) на стінці тракту газоперекачуючого агрегату (момент часу - 0,2 с)

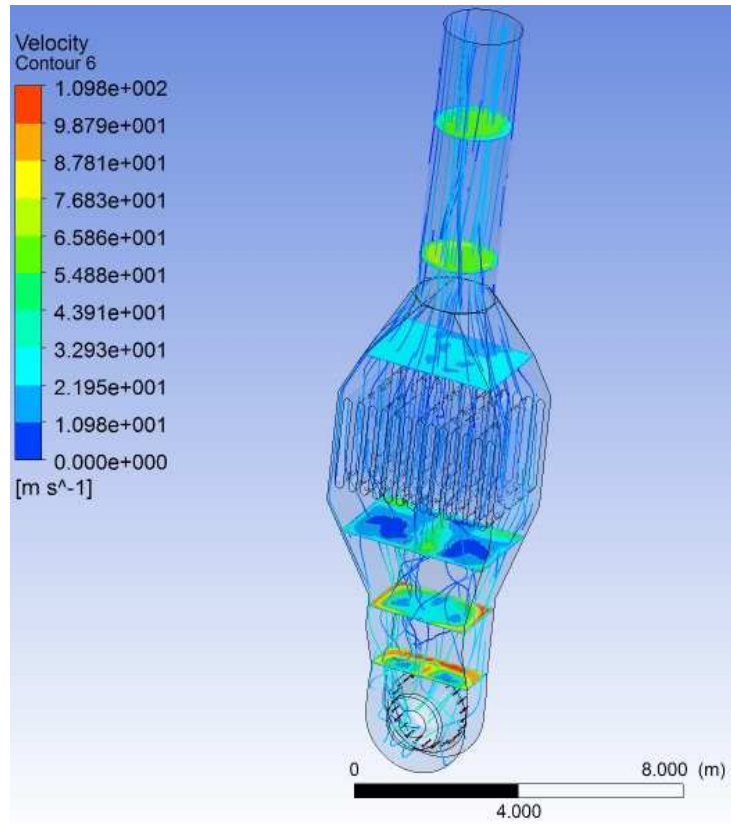
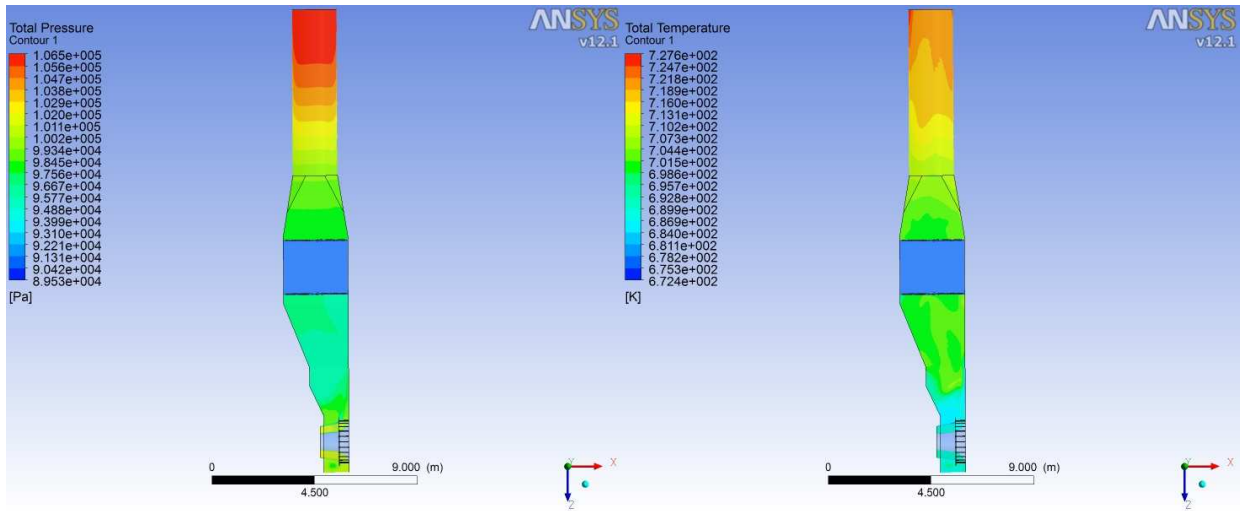


Рисунок 1.6 - Лінії току і поля швидкостей в поперечних перетинах вихлопного тракту (момент часу - 0,2 с)

На рис. 1.7 представлені поля повного тиску, температур і швидкостей у продольному перетині вихлопного тракту.

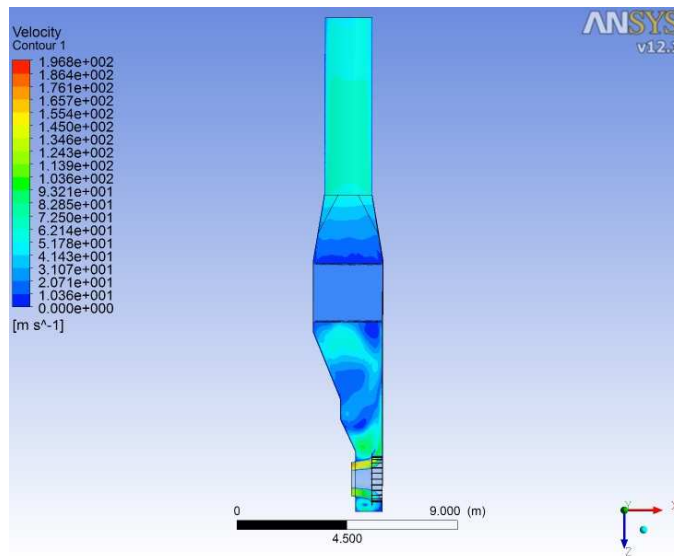
Аналіз розподілу температур свідчить про те, що у зв'язку з малими швидкостями руху газу внутрішні поверхні стінок газовідводу нагріваються практично до однакової температури, перепад температури на висоті 20 м складає 100 °С. Набагато більший перепад по товщині стінки газовідводу.

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



a)

б)



в)

Рисунок 1.7 - 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 1.8 представлена просторова геометрична модель (симетрія) для розв'язання зв'язаної задачі течії газу у проточній частині і термонапруженого стану стінок конструкції газовихлопного тракту.

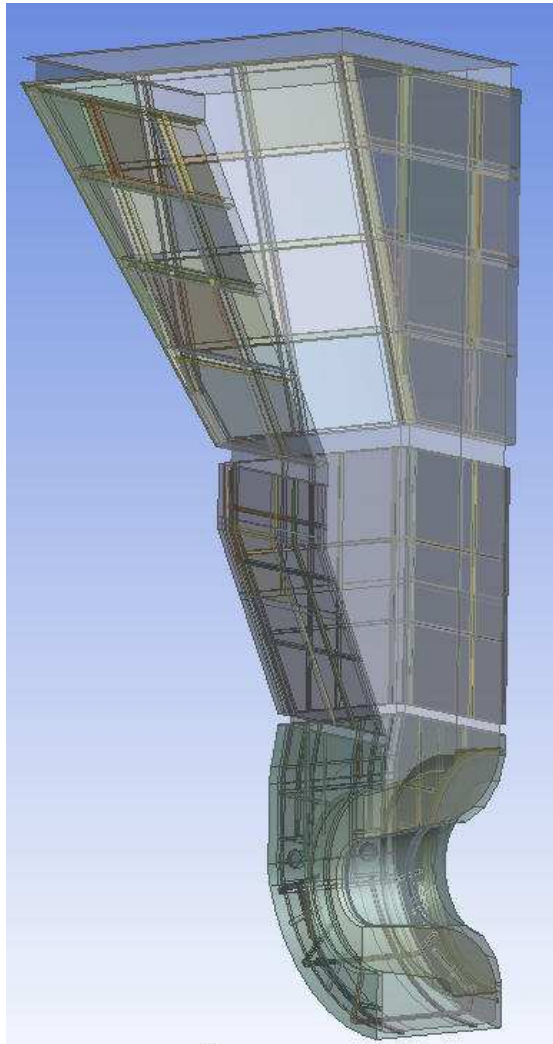


Рисунок 1.8 - Просторова геометрична модель газової і твердотільної області

Приклад скінченно елементної сітки стінок корпусу із оболонкових елементів і скінченно об'ємної сітки проточної частини із тетраедричних елементів наведений на рисунку 1.9.

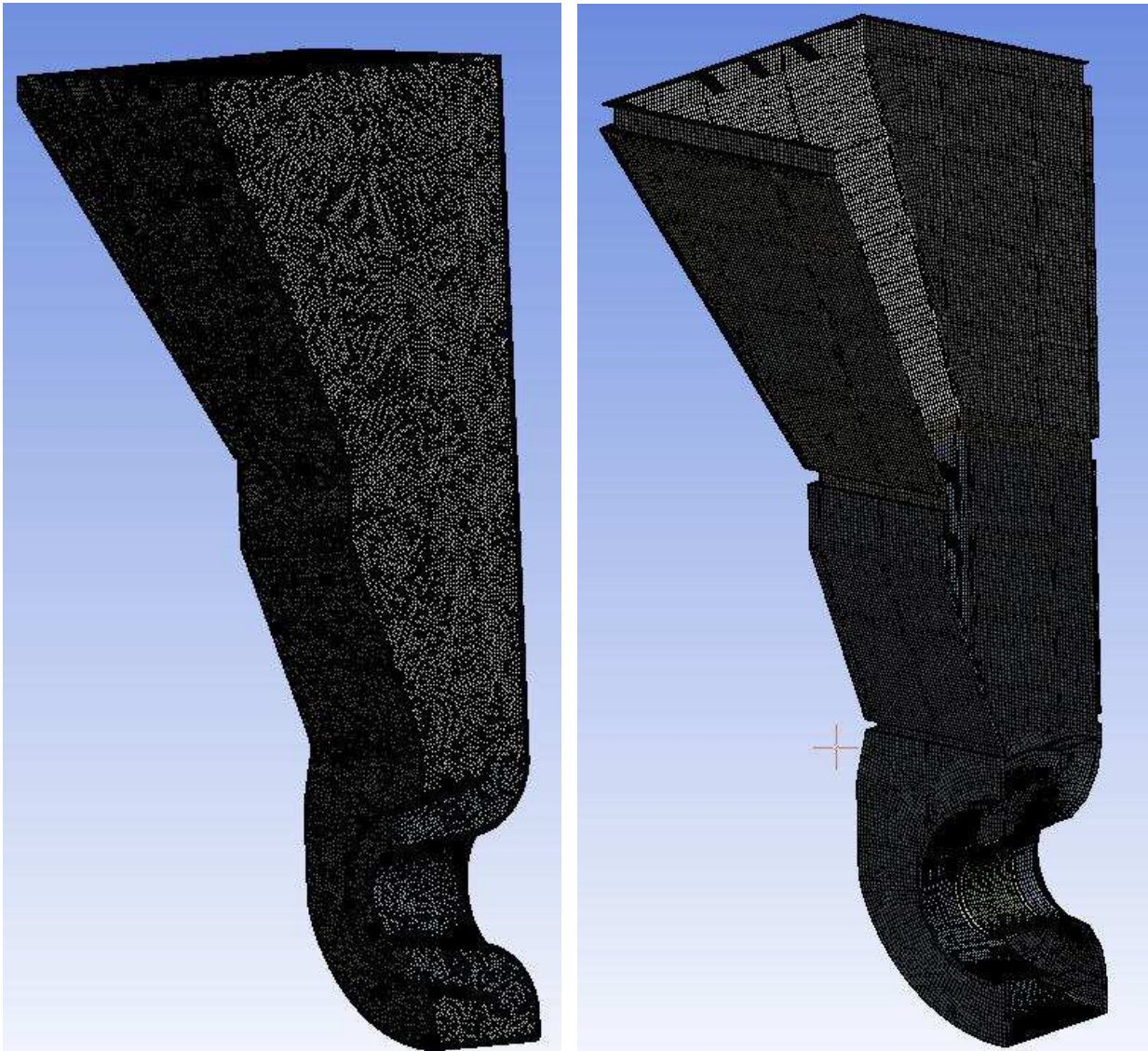


Рисунок 1.9 – Приклад скінченнооб’ємної і скінченноелементної сіток

Розрахункова модель газовідводу з точками контролю пульсацій тиску у програмі ANSYS CFX представлена на рисунку 1.10. Пульсації тиску на стінках дифузорів улітки і вихлопного тракту приведені на рис. 1.11 з яких видно, що тиск на стінці дифузорів після 0,5 с течії газу стабілізується.

На рис. 1.12 показані лінії току і температура на стінці, а на рис. 1.13 лінії току і поле тиску в продольному перерізі газовихлопного тракту.

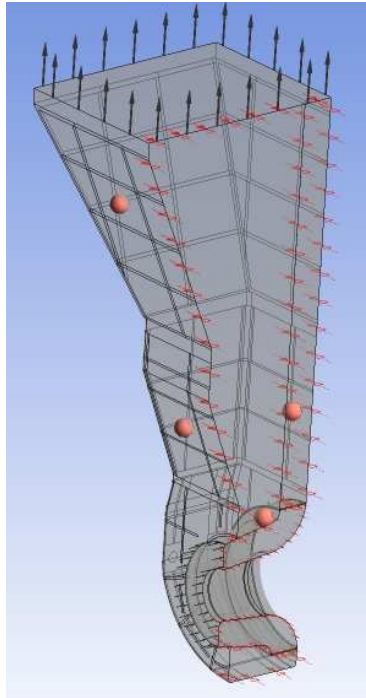


Рисунок 1.10 – Розрахункова модель газівідводу з точками контролю пульсацій тиску

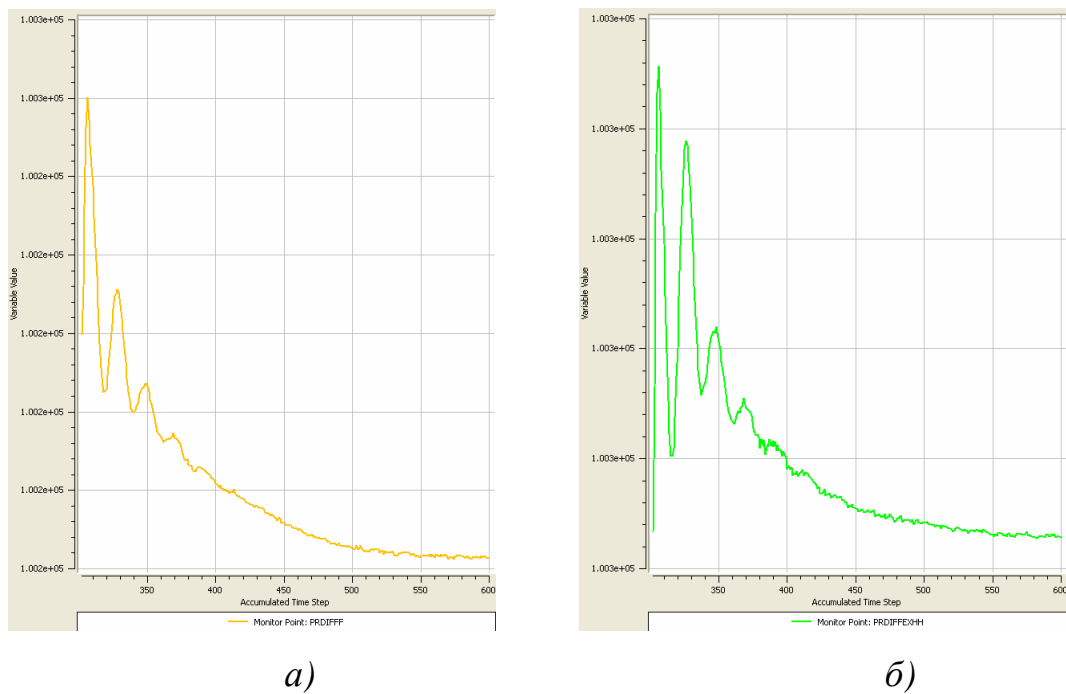
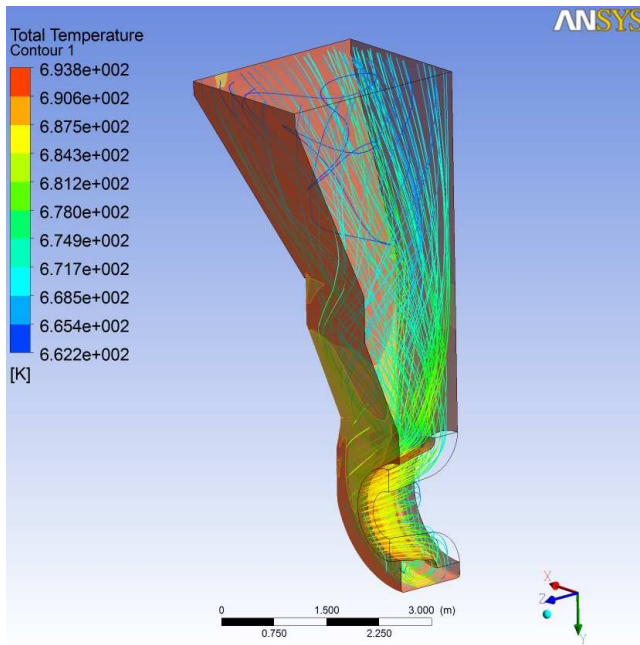
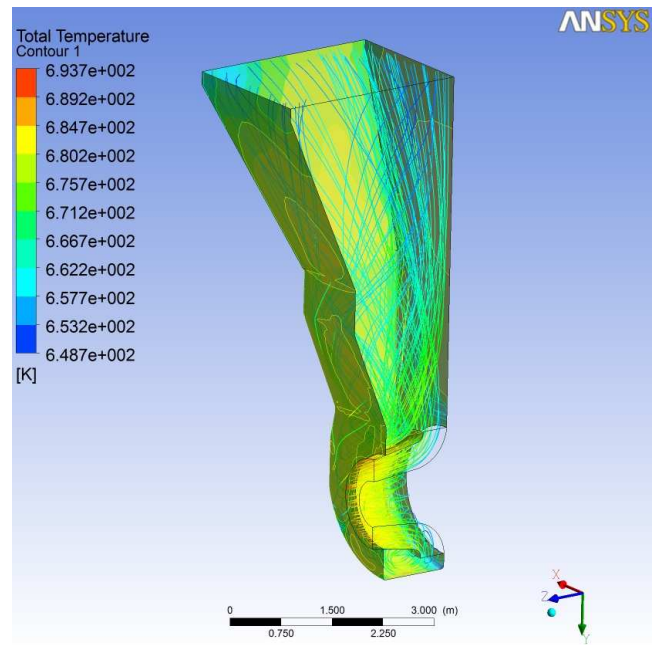


Рисунок 1.11 – Пульсації тиску на стінках дифузорів улітки *а)* і вихлопного тракту *б)*

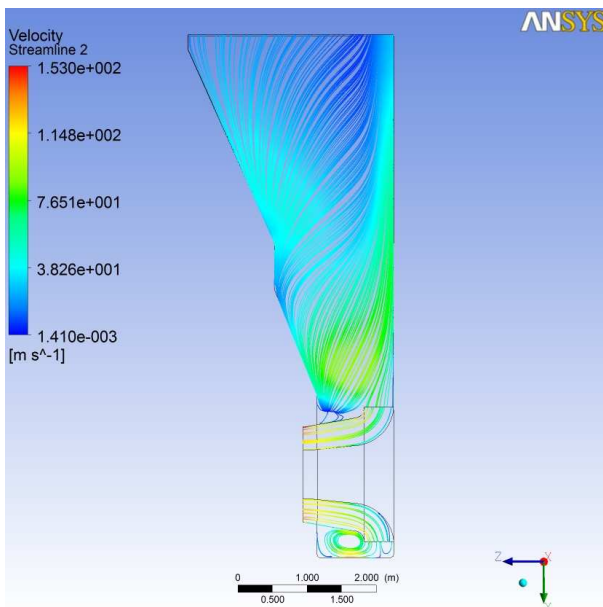


a)

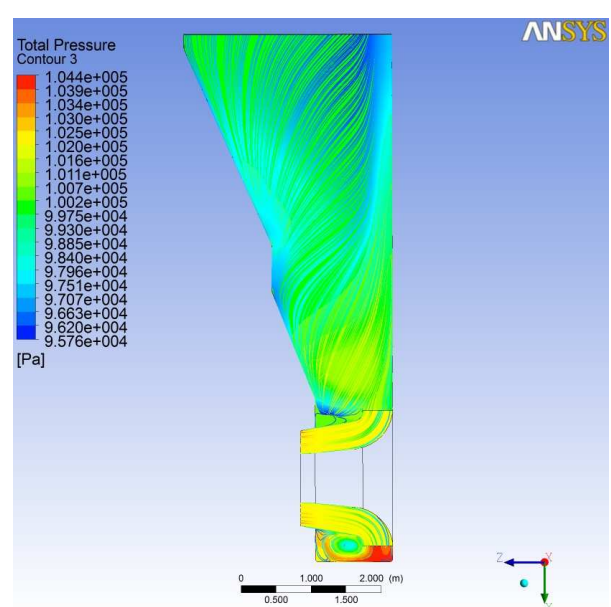


б)

Рисунок 1.12 – Лінії току і температура на стінці в газовихлопному тракті:
а) адіабатні стінки, б) тепловіддача від стінок до зовнішнього середовища



a)



б)

Рисунок 1.13 – 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 теплоперепад 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. 1.14.

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].

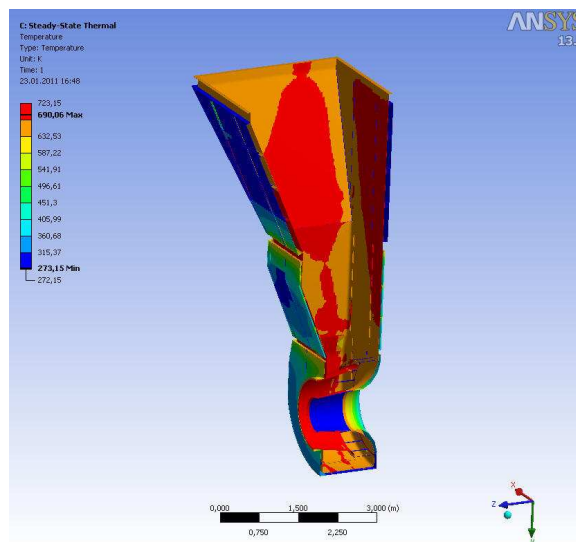


Рисунок 1.14 – Поле температури у газовихлопному тракті

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

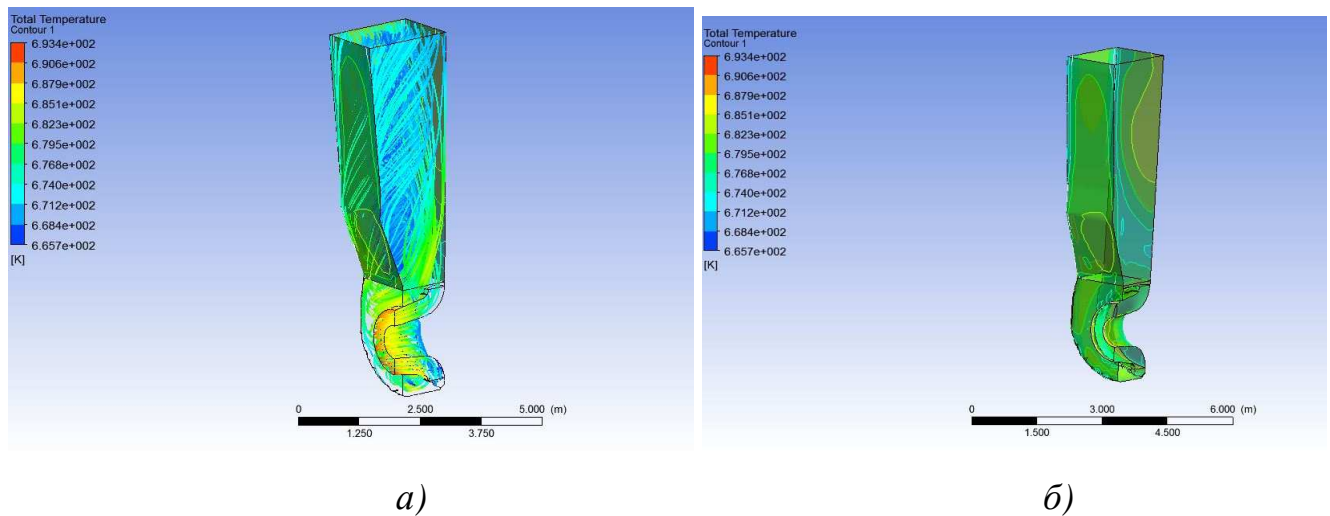


Рисунок 1.15 – Лінії струму і температура на стінці газовихлопного тракту *a)* та розподіл температур на внутрішньому корпусі вихлопного тракту *б)*

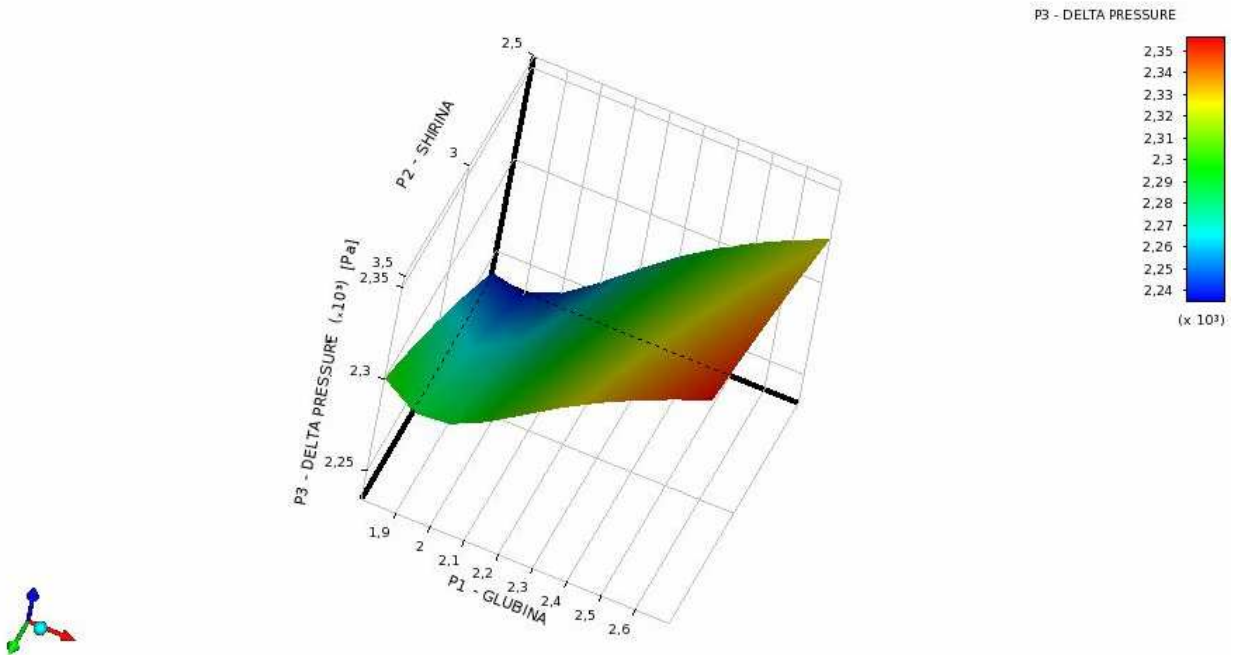


Рисунок 1.16 – Кореляційна залежність між параметрами оптимізації і цільовою функцією

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 теплоізованих 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.

1.3 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 1.17, 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].

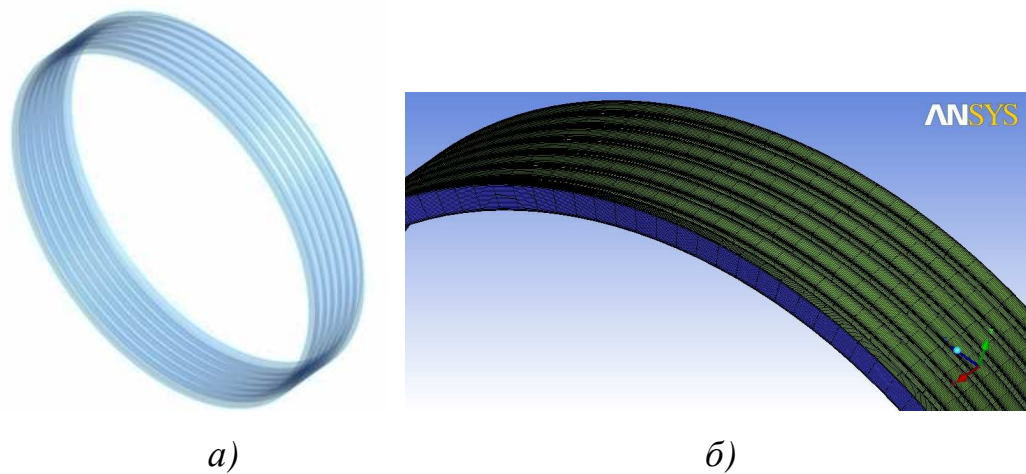
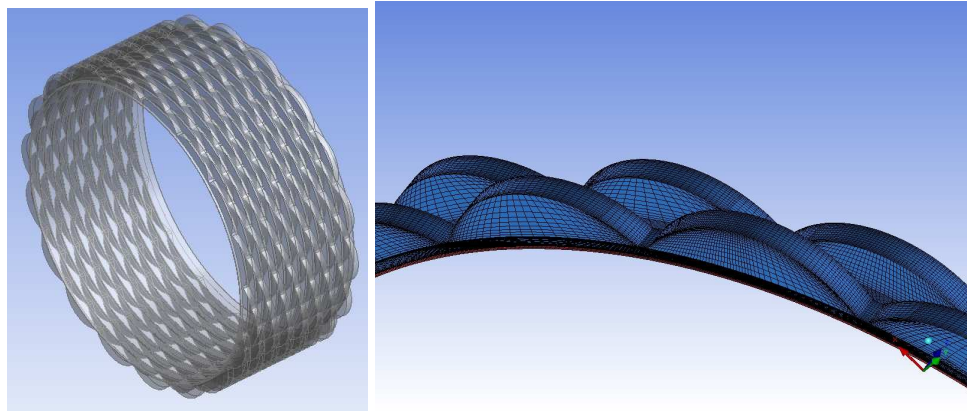


Рисунок 1.17 – Геометрична *a)* і сіткова *б)* моделі лабіринтного ущільнення

Геометрія і розрахункова сітка лункового ущільнення на аналогічні параметри компресора наведені на рисунку 1.18.



a)

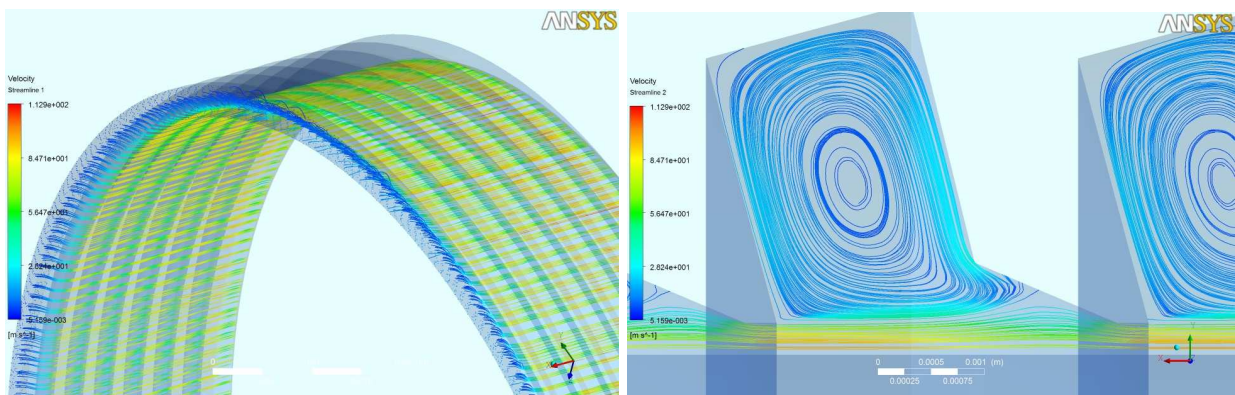
б)

Рисунок 1.18 – 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 1.19 *a,б* показаний розподіл ліній току для повної моделі та для поперечного перетину лабіринтного ущільнення.



a)

б)

Рисунок 1.19 – Розподіл ліній току для повної моделі *a)* 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 1.20 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 (P_{in} , P_{out}) розрахунку та запис їх до таблиці Excel,
- запис цільової функції C_p .

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.

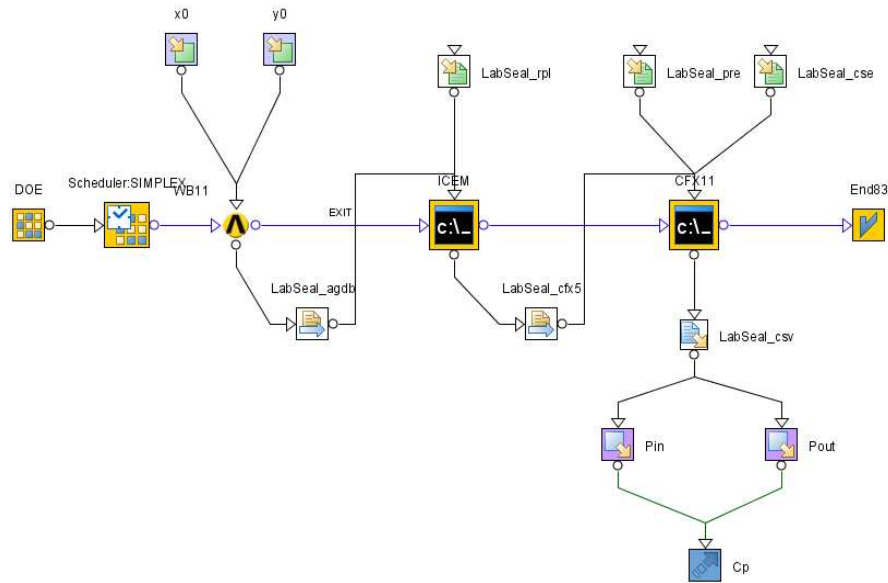


Рисунок 1.20 – Структурна схема процесу оптимізації у програмі modeFrontier

На рис.1.21,22 показані лінії тока в лунці ущільнення в процесі оптимізації.

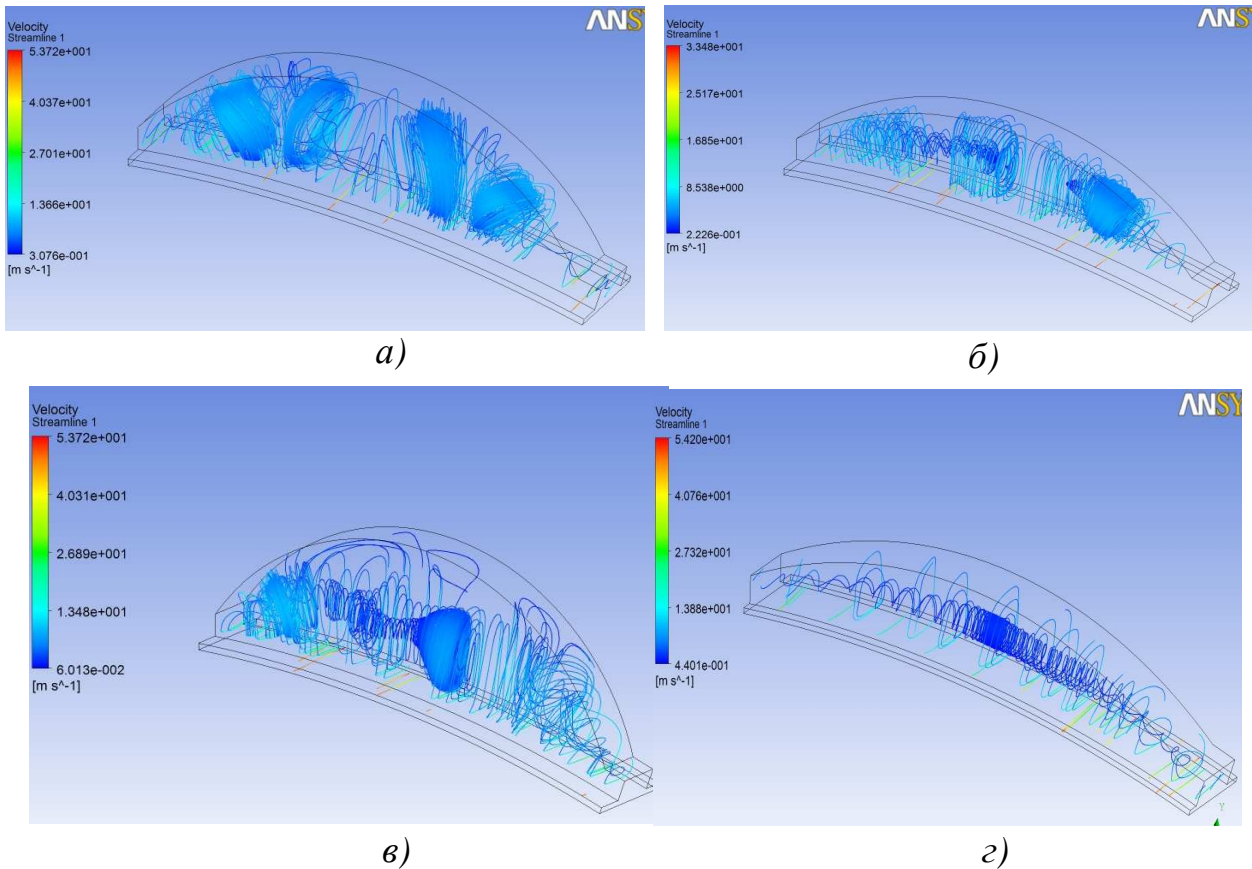
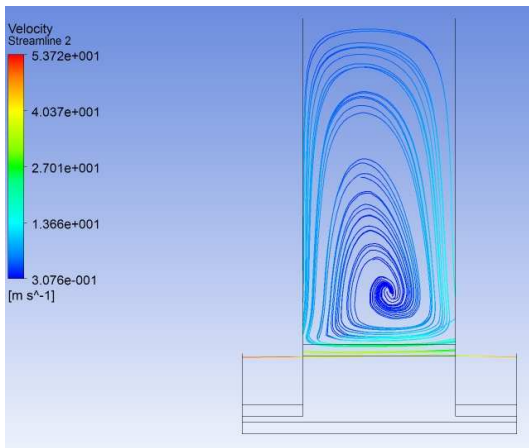
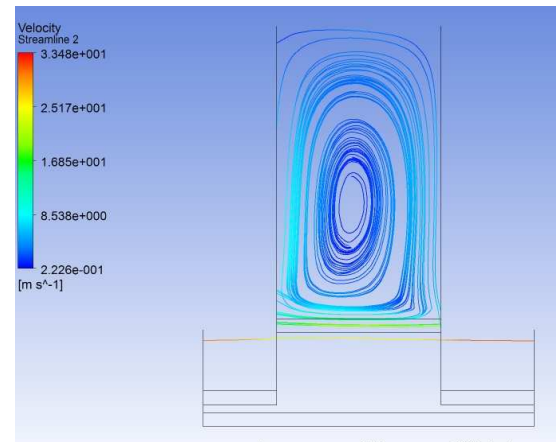


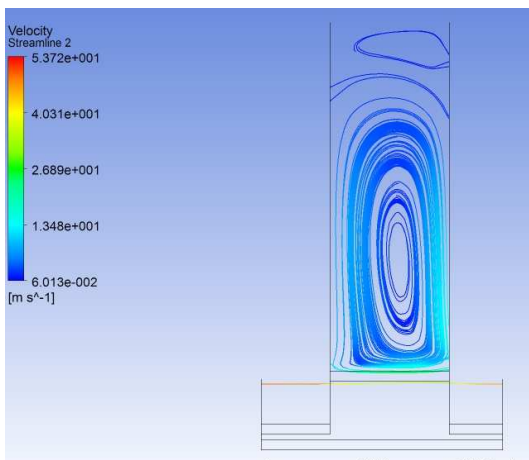
Рисунок 1.21 – Лінії тока в лунці ущільнення



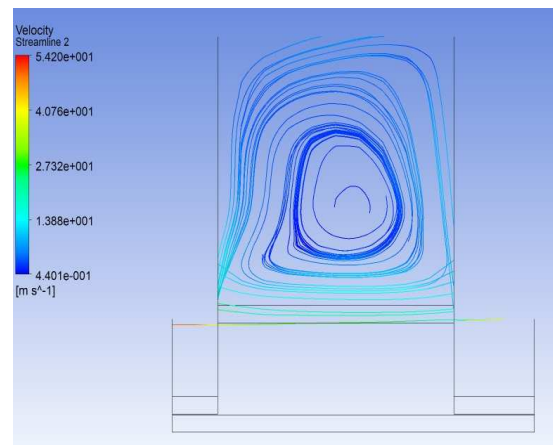
а)



б)



в)



г)

Рисунок 1.22 – Лінії струму в поперечному перетині лунки ущільнення

Таблиця 1.1 - 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.

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 1.23,1.24 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 [6]. Таким чином, необхідно провести оптимізацію проточної частини ступені компресора і підвищити його газодинамічну ефективність.

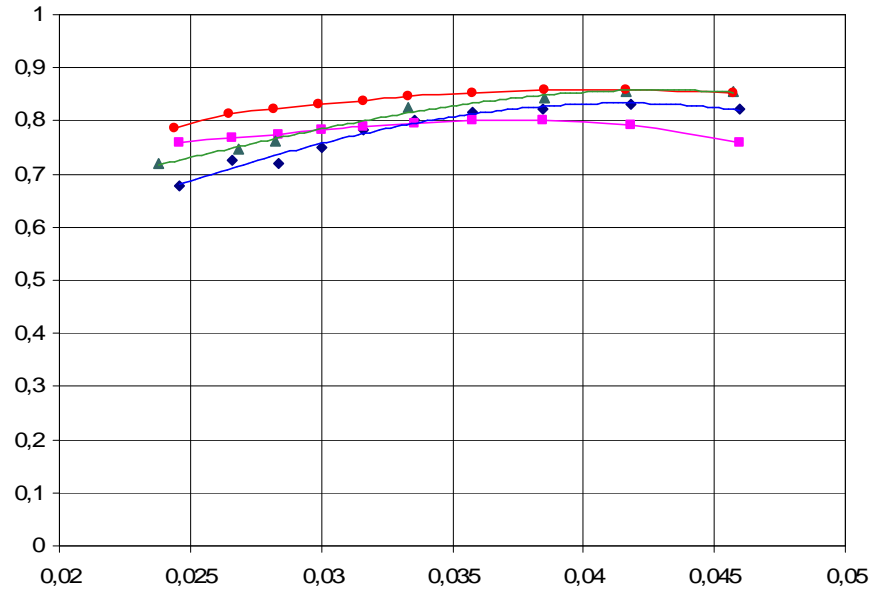


Рисунок 1.23 - Залежність к.к.д. від коефіцієнту витрати
(коло – к-ε модель турбулентності (структурована гекса сітка), чотирикутник – експеримент, трикутник – SST модель турбулентності (тетра сітка), ромб - к- ε модель турбулентності (тетра сітка))

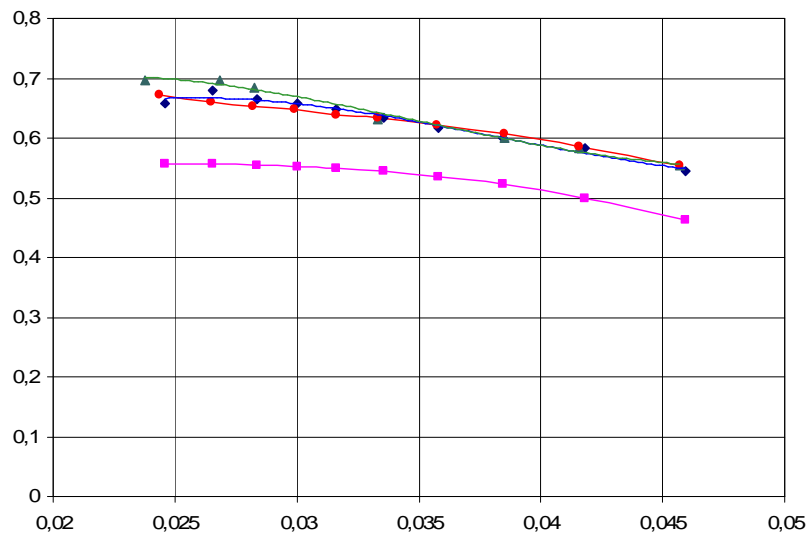


Рисунок 1.24 - Залежність коефіцієнту напору від коефіцієнту витрати
(коло – к-ε модель турбулентності (структурована гекса сітка), чотирикутник – експеримент, трикутник – SST модель турбулентності (тетра сітка), ромб - к- ε модель турбулентності (тетра сітка))

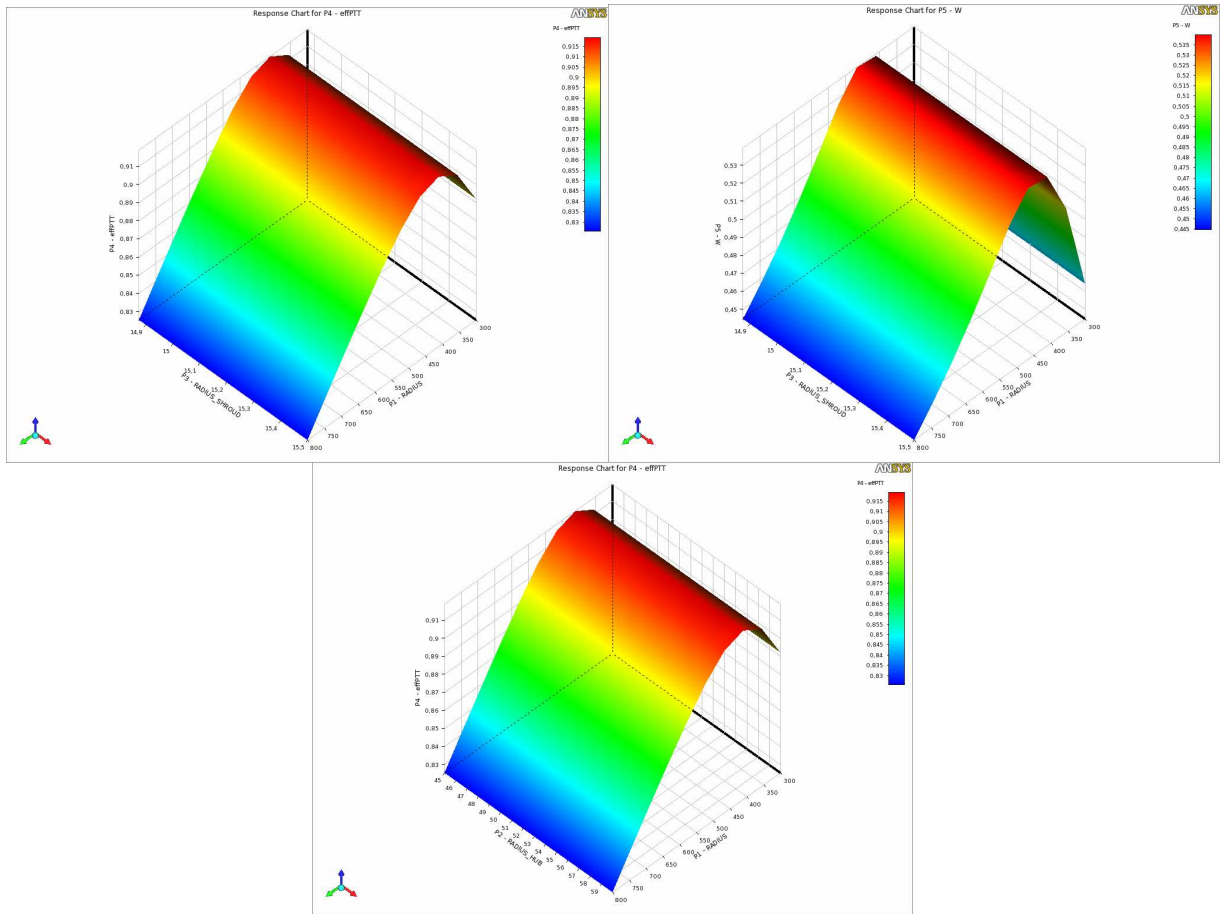


Рисунок 1.25 - Поверхні відгуку для цільових функцій і параметрів оптимізації

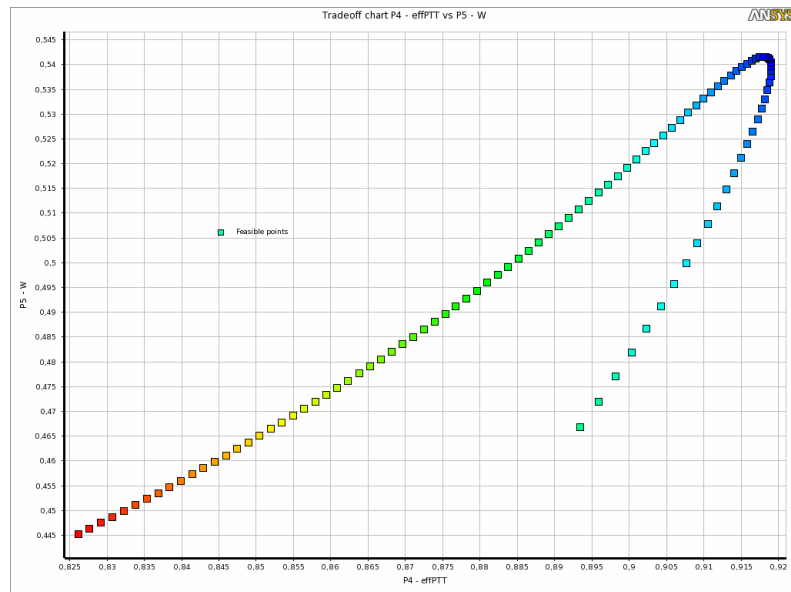


Рисунок 1.26 - Фронт Паретто по двом цільовим функціям: к.к.д і коефіцієнту напору

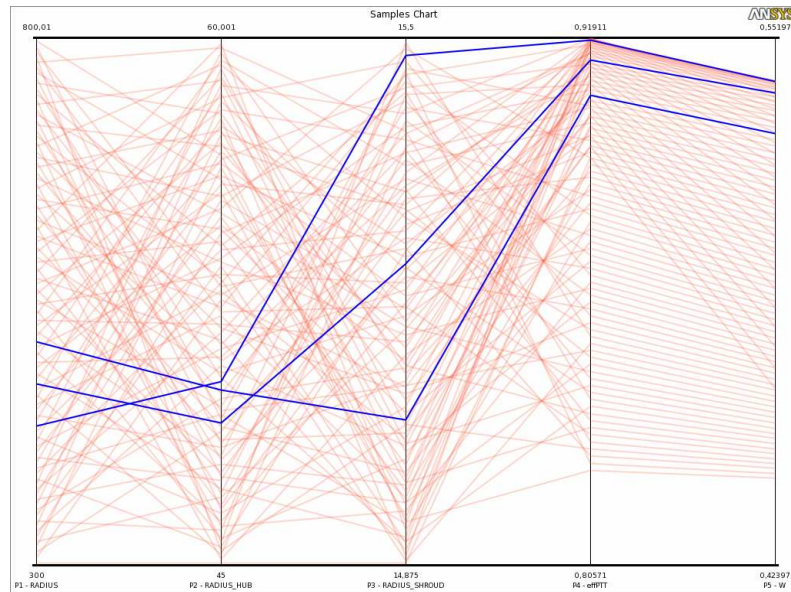


Рисунок 1.27 – Три найкращі варіанти конструкції отримані з поля можливих варіантів (3 параметри оптимізації, 2 цільові функції)

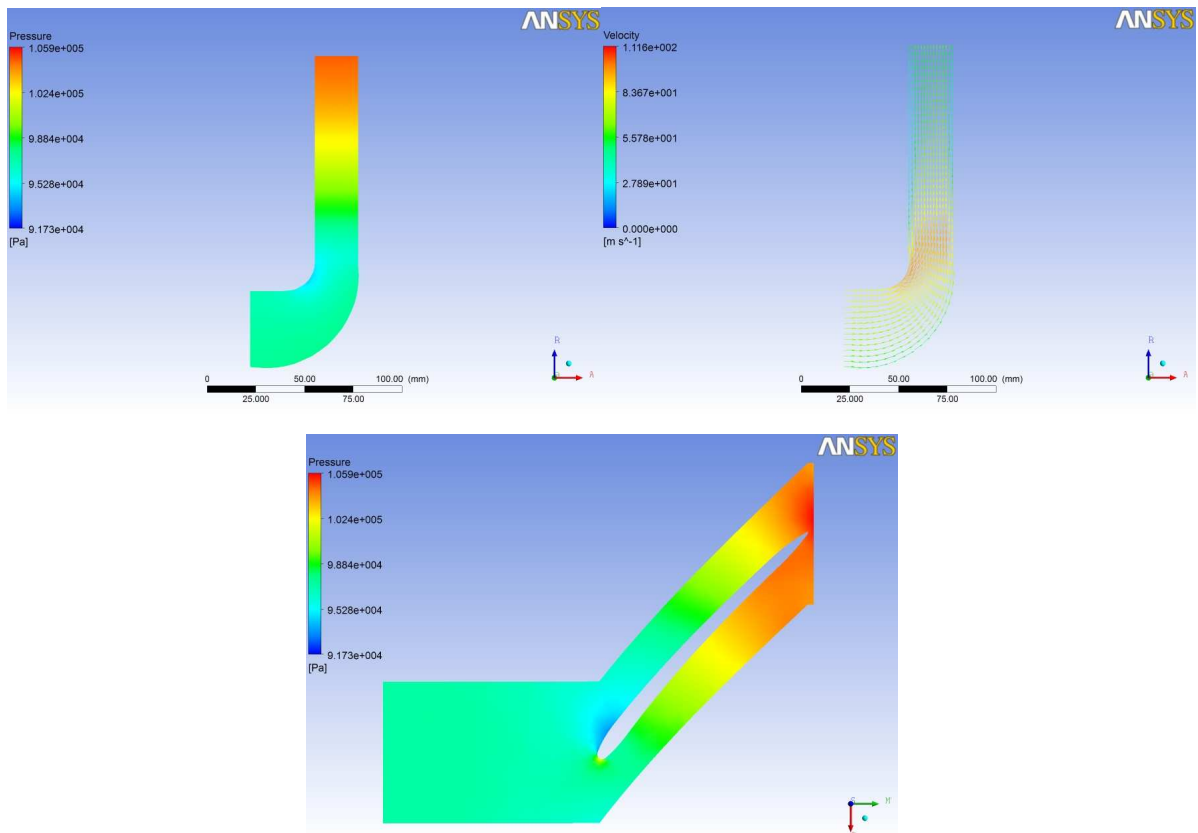


Рисунок 1.28 – Графічні результати газодинамічного розрахунку колеса компресора

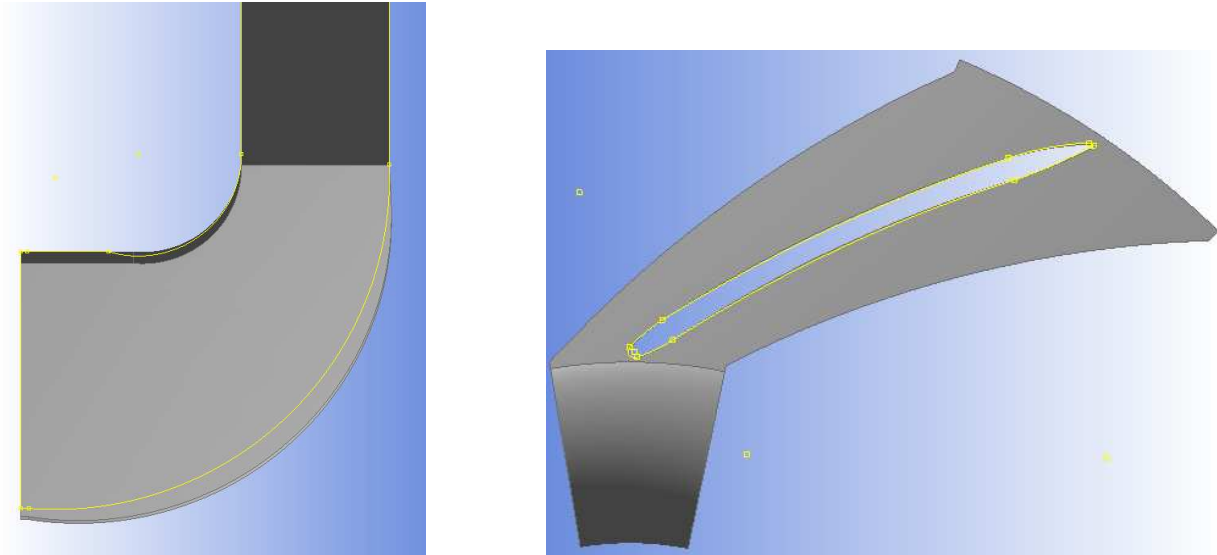


Рисунок 1.29 – Геометрія оптимізованої конструкції колеса компресора

На рис. 1.29 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.

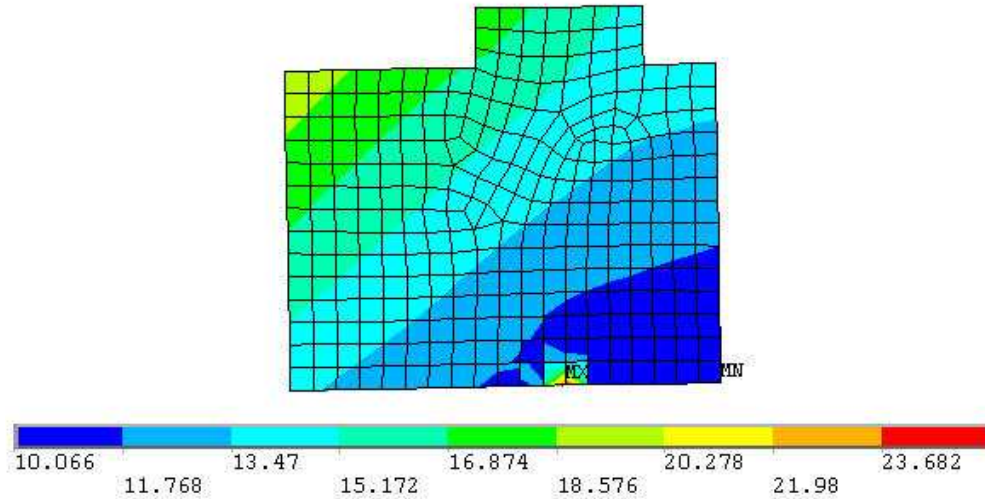


Рисунок 2.2 - Поле еквівалентних напружень в кільці торцевого ущільнення відцентрового насоса ЦНС (у МПа)

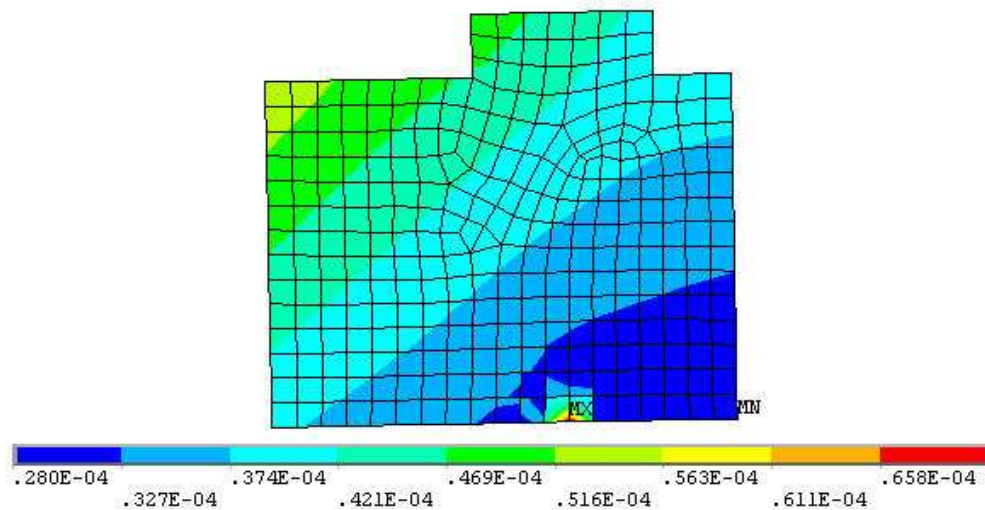


Рисунок 2.3 - Поле осевих деформацій кільця торцевого ущільнення відцентрового насоса ЦНС (у мм)

Аналіз результатів розрахунку показує (рис. 2.2-2.4), що неплосинність в результаті силових деформацій одного з кілець складає 0,49 мкм, що перевищує допустиму величину неплосинності 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, контактної тиску і нерівномірності зносу ущільнення.

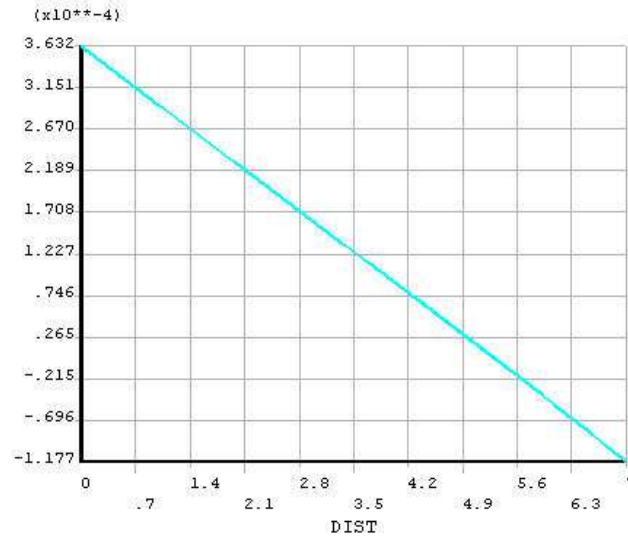


Рисунок 2.4 - Зміна величини переміщень контактної поверхні кільця торцевого ущільнення відцентрового насоса ЦНС (у мм)

2.2 Розрахунок контактної тиску

Більшість подвійних торцевих ущільнень має однакову схему компоновки (рис. 2.5) [7-11]: 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.

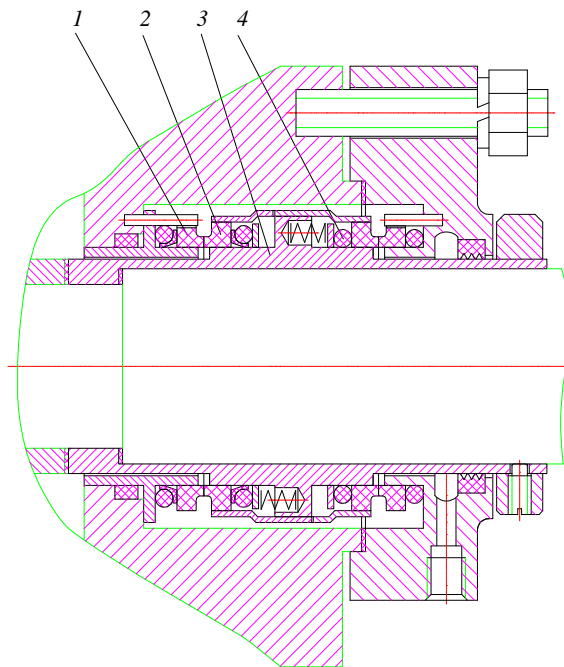


Рисунок 2.5 – Подвійне торцеве ущільнення

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

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

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 $n_p + 1,5$.

2.3 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.

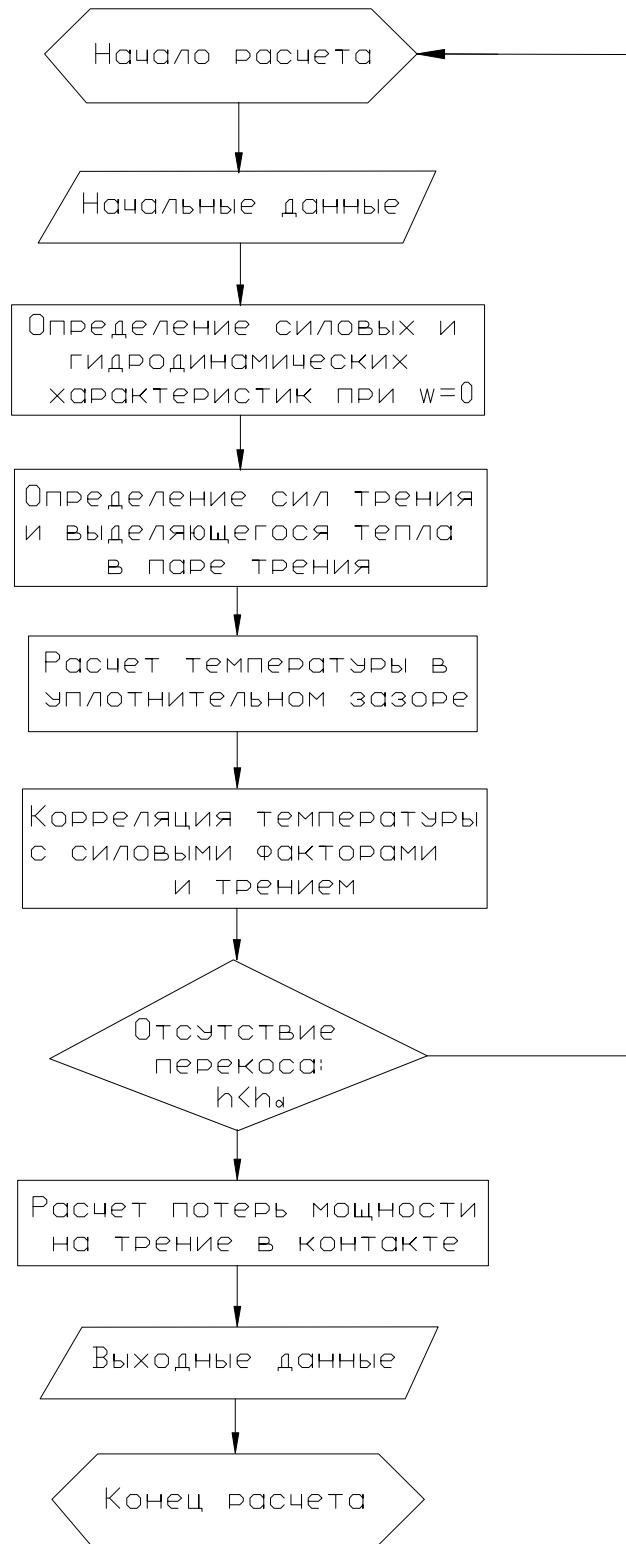


Рисунок 2.6 - Алгоритм розрахунку і проектування торцевого ущільнення

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/мин. <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 кілець 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 кілець, 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 кілець контактної пари торцевого ущільнення:</p> <ul style="list-style-type: none"> - розподіл гідростатичного, контактного тиску і температури по ширині пари тертя, - величина розкриття кілець контактної пари. <p>8. Величина втрат потужності на тертя в ущільненні.</p> <p>9. Витрата і температура охолоджуючого або промивального середовищ.</p>

2.4 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

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

2.5 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 :

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

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

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.

2.6 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/мин] - 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

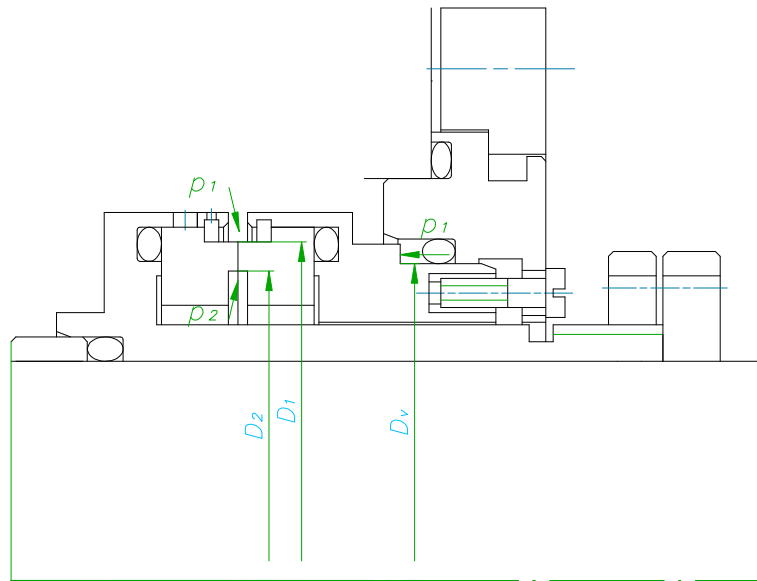


Рисунок 2.7 - Розрахункова схема торцевого ущільнення

Величина коефіцієнта навантаження розраховується за формулою

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

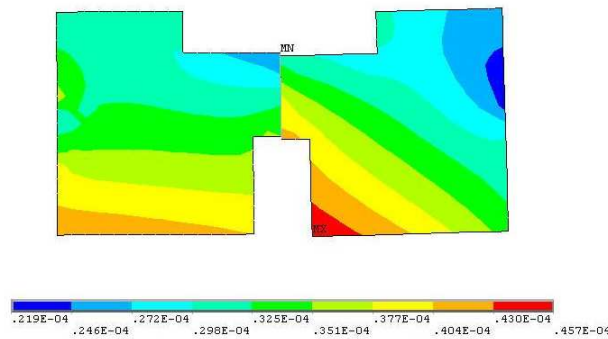
2.7 Приклад розрахунку міцності і силових деформацій

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 ($h_{cont\ max} = 0,47 \cdot 10^{-4}$ мм). Тому величина зазору в торцевому ущільненні визначається шорсткістю поверхонь кілець пари тертя відповідно за формулою:

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

EPELEQV (AVG)
DMX = .002645
SMN = .219E-04
SMX = .457E-04

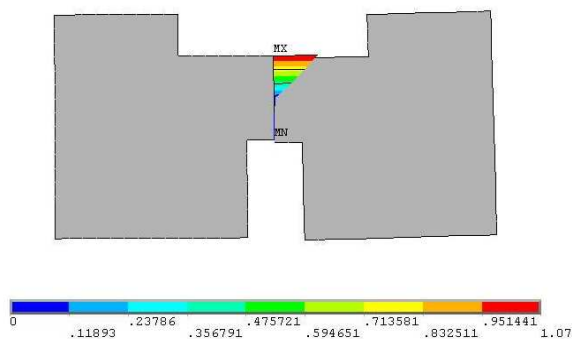


a)

b)

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

CONTPRES (AVG)
DMX = .002645
SMX = 1.07



a)

b)

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:

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

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

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/ч;
- 4) величина витоків з урахуванням частоти обертання валу (1) $q = 4,97$ мл/ч.

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

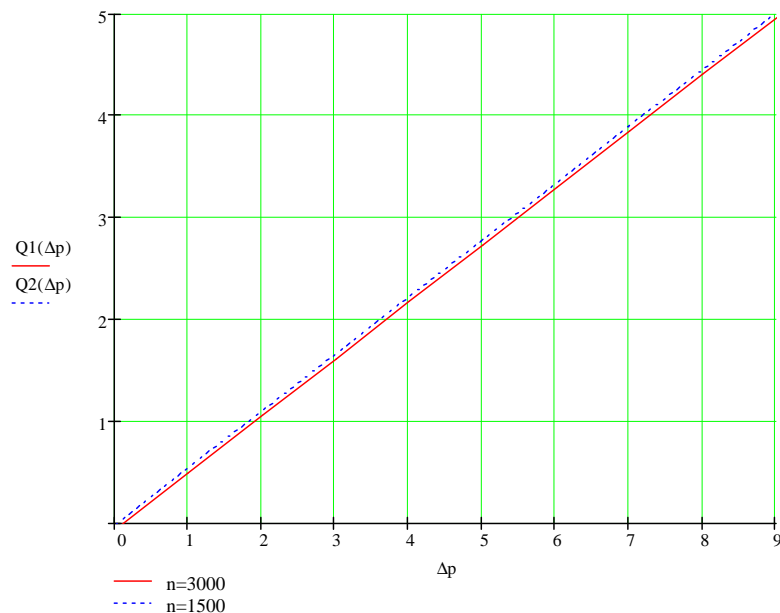
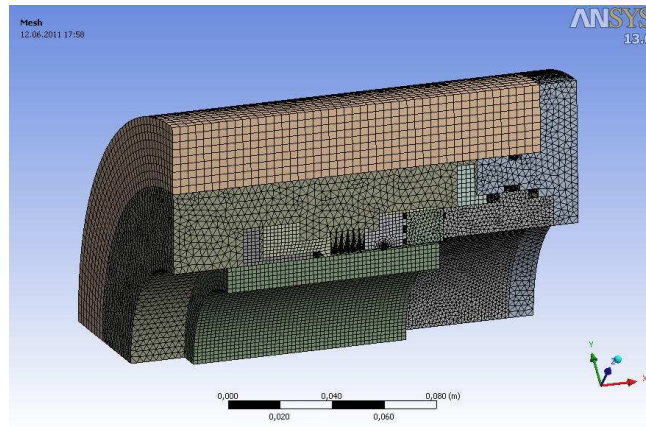


Рисунок 2.10 – Графік змінення витоків (мл/год) від перепаду тиску (атм) в контактній парі торцевого ущільнення

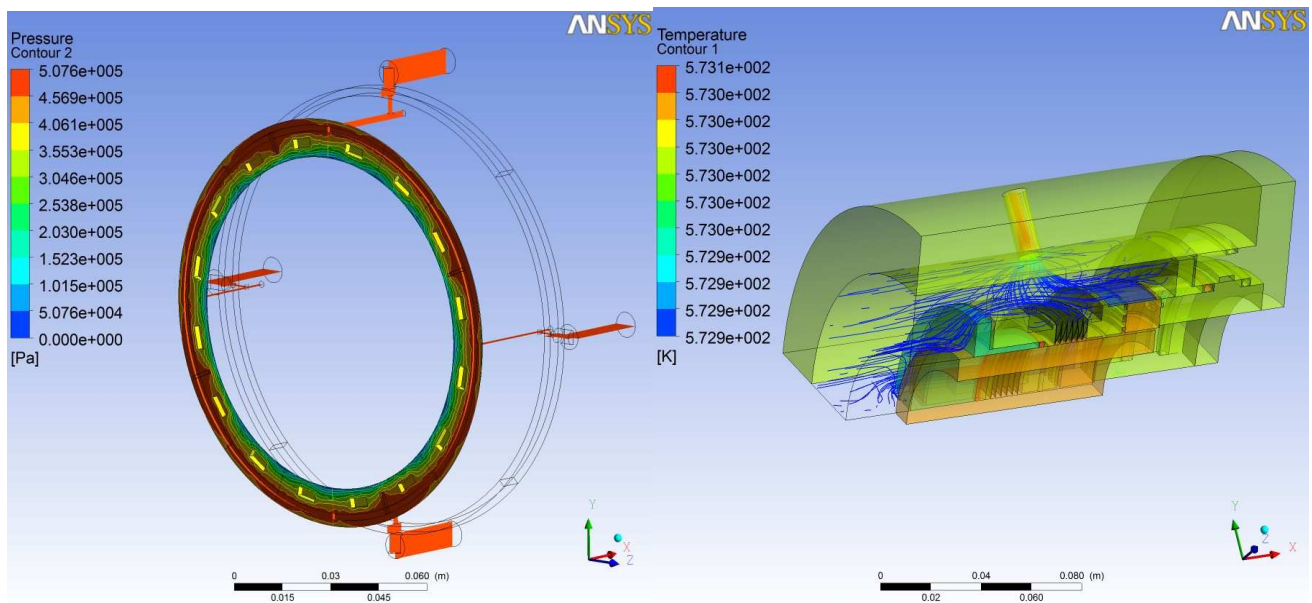
2.8 Основні фізичні процеси і чисельний розрахунок торцевого імпульсного газового ущільнення

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

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.



a)



б)

в)

Рисунок 2.11 – Розрахункова тетра сітка *a)*
і результати розв'язання нестационарної *б)* і теплової *в)* задач

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 переміщуються 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°C .

10. Вхідний отвір для подачі запірної рідини повинен розташовуватися в нижній частині корпусу (кришки) торцевого ущільнення, вихідне - у верхній частині корпусу.

3. ПРОГРАМНІ КОМПЛЕКСИ ДЛЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО РОЗРАХУНКУ ВУЗЛІВ ТУРБОКОМПРЕСОРІВ

3.1 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, $\frac{Вт}{м \cdot К}$;
- 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 ІЗ 082 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 3.1 – Основне вікно програми

Панель «Перекачувальне середовище»:

Перекачиваемая среда	
вода, 20°C	
μ , Па·с	1.00E-03
ρ , кг/м ³	998.2
P, МПа	1.5
T, °C	20

Рисунок 3.2 - 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:

Т окружающей среды, °C	15
------------------------	----

Рисунок 3.3 - Поле «Температура навколишнього середовища»

Панель «Основной материал» і панель «Материал пари тертя»:

Основной материал	
08X18H10T	
Модуль упругости, МПа	1.95E+05
Козф. Пуассона	0.29
Козф. трения	0.16
Козф. темп. расширения, 1/К	1.66E-05
Козф. теплопроводности, Вт/(м*К)	16

Рисунок 3.4 - Панель «Основной материал»

Материал пары трения		
	материал 1	<input type="checkbox"/> материал2
	Графит СГ-П 0,5	Выбрать
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	

Рисунок 3.5 - Панель «Материал пары 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 «Материал пары 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 «материал 2» і заповнити поля властивостей матеріалу.

Панель «Діаметр вала і частота обертання»:

D вала, мм	80	п. об/мин	3000
------------	----	-----------	------

Рисунок 3.6 - 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:

Очистить все поля

Рисунок 3.7 - 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

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)

Протечка
Рассчитать

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 3.8 - 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 - внутрений диаметр кольца
D - наружный диаметр кольца
dc - диаметр сечения кольца
h - ширина контактного пояса
K - коэффициент нагрузки
Dпруж - диаметр пружины
dпров - диаметр сечения проволоки
Rпруж - сумарное давление от пружин

Рисунок 3.9 - 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 3.10 - 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).

Кільце 2 (d-D-dc)
82-88-25

Рисунок 3.11 - 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:

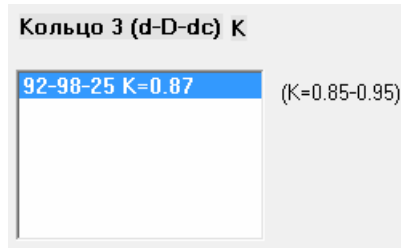


Рисунок 3.12 - Підказка

Список «Кільце 4 (d-D-dc)» – список варіантів гумових кілець, які можуть бути обрані для позиції 4 (ущільнювальне кільце між кришкою і корпусом).

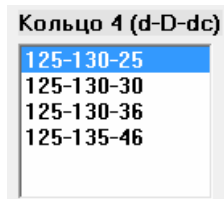


Рисунок 3.13 - Список «Кільце 4 (d-D-dc)»

Список пружин – список варіантів пружин. Список містить наступну інформацію:

діаметр пружини, діаметр дроту, мм;

кількість пружин;

питомий тиск від пружин, МПа;

Дпруж-дпров.	Кол.пруж	Рпруж, МПа	
8-0.8	6	0.19	(Рпруж=0.13-0.23)

Рисунок 3.14 - Панель «Список пружин»

Праворуч від списку пружин розташована підказка – діапазон значень сумарного тиску від пружин, МПа:

(Рпруж=0.13-0.23)

Рисунок 3.15 - Підказка

У нижньому правому куті розташовані Панель «Витоки» із кнопкою «Розрахувати»:

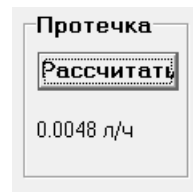


Рисунок 3.16 - Панель «Витоки»

У нижній частині вкладки знаходиться кнопка «Побудування ескізу і розрахунок», при натисканні якої генеруються файли-макроси.

Рисунок 3.17 - 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.

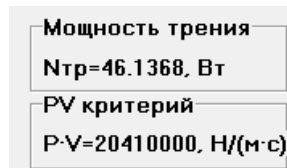


Рисунок 3.18 - Панель «Потужність тертя» і «PV фактор»

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, °С	<input type="text" value="20"/>
<input type="button" value="Расчитать"/>	конвективный отвод тепла
Q=136, Вт	

Рисунок 3.19 - Панель «Теплоідвeдeння»

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"/>		
	<input type="button" value="Структурный анализ"/>		<input type="button" value="Тепловой анализ"/>			
			<table border="1"> <tr> <td>Протечка</td> </tr> <tr> <td><input type="button" value="Рассчитать"/></td> </tr> <tr> <td>0.0023 л/ч</td> </tr> </table>	Протечка	<input type="button" value="Рассчитать"/>	0.0023 л/ч
Протечка						
<input type="button" value="Рассчитать"/>						
0.0023 л/ч						

Рисунок 3.20 - 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. 3.21, а). Поля для введення в'язкості, густини і температури заповнюються автоматично з бази даних середовищ (рис. 3.21, б). Якщо в базі даних відсутнє відповідне середовище - поля заповнюються вручну. Далі вводиться величина тиску перекачувального середовища з тиском $P = 2$ МПа (рис 3.21, в);

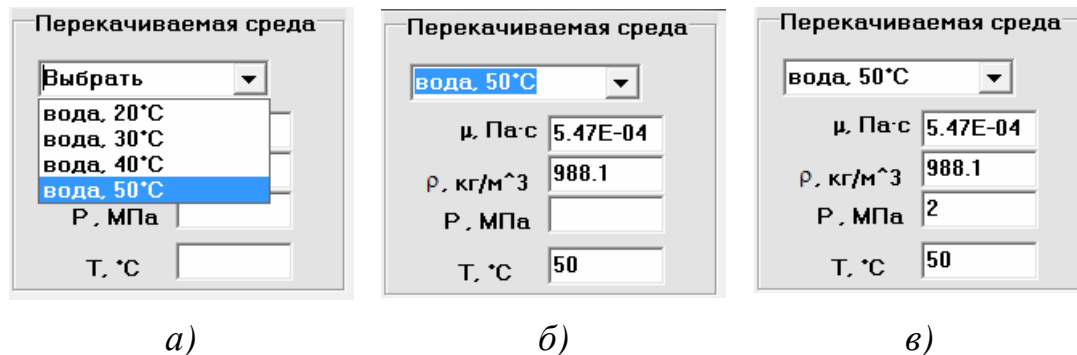


Рисунок 3.21 - Заповнення полів панелі «Перекачувальне середовище»

- 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. 3.22, а), при цьому поля властивостей матеріалу заповнюються з бази даних автоматично (рис 3.22, б). Якщо необхідний матеріал відсутній у базі даних, тоді поля властивостей матеріалів необхідно заповнити вручну;

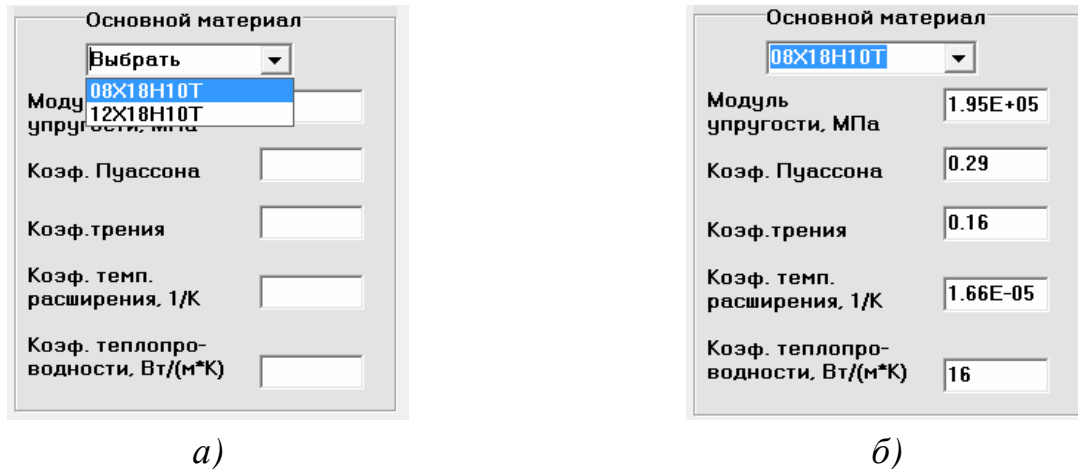


Рисунок 3.22 - Заповнення полів панелі «Основний матеріал»

- задавання властивостей матеріалу пари тертя. Зі списку бази даних матеріалів пари тертя вибираємо матеріал «графіт СГ-П 0.5» (рис. 3.23, а). При виборі матеріалу поля властивостей матеріалу заповнюються автоматично (3.23, б).

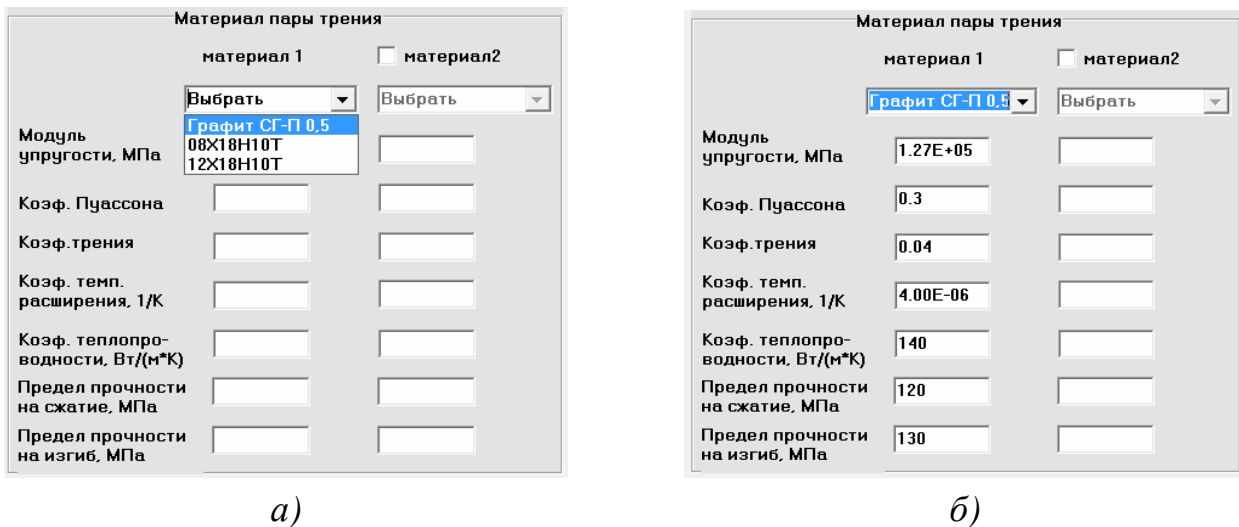


Рисунок 3.23 - Заповнення полів панелі «Матеріал пари тертя»

У випадку коли кільця пари тертя мають бути виготовлені з різних матеріалів необхідно поставити галочку біля надпису «матеріал 2».

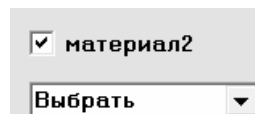


Рисунок 3.24 – Матеріал пари тертя

- 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.

The screenshot shows a software interface with two input fields. The first field is labeled "D вала, мм" and contains the value "76". The second field is labeled "n, об/мин" and contains the value "3000".

Рисунок 3.25 - 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;

The screenshot shows a dropdown menu titled "Кільце 1 (d-D-dc)". The selected option is "76-82-36".

Рисунок 3.26 – Вибір кільця 1

- поле ширина контактної пояски заповнюється автоматично $h=4$ мм, але конструктор може змінювати цю величину;

The screenshot shows a text input field labeled "Ширина h, мм" with the value "4" entered.

Рисунок 3.27 - Поле введення «Ширина h, мм»

- зі списку «Кільце 2» вибираємо один із запропонованих варіантів для гумового ущільнення у рухомому з'єднанні - «100-105-25»;

The screenshot shows a dropdown menu titled "Кільце 2 (d-D-dc)". The selected option is "100-105-25". Other options visible in the list include "102-108-25", "105-110-25", "95-100-30", "100-105-30", "102-108-30", "105-110-30", and "94-100-36".

Рисунок 3.28 - 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.

Кільце 2 (d-D-dc)	
100-105-25	▼
Кільце 3 (d-D-dc) К	
112-118-25	К=0.78
112-118-30	К=0.78
110-118-46	К=0.72

Рисунок 3.29 - 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 3.30, а), а при виборі варіанту «105-110-25» - варіанти «Кільце 3» відсутні (рис 3.30, б).

Кільце 2 (d-D-dc)	
95-100-25	▼
Кільце 3 (d-D-dc) К	
106-112-36	К=0.72

а)

Кільце 2 (d-D-dc)	
105-110-25	▼
Кільце 3 (d-D-dc) К	

б)

Рисунок 3.30 - 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) K	Дпруж-дпров.	Кол.пруж	Рпруж. МПа
112-118-25 K=0.78	6-0.8	12	0.33
112-118-30 K=0.78	6-0.8	14	0.39
110-118-46 K=0.72			

(K=0.71-0.81) (Рпруж=0.29-0.39)

Рисунок 3.31 - 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 3.32 - Вибір пружин

- зі списку «Кільце 4» вибираємо один із запропонованих варіантів гумових ущільнень кришки ущільнення - 145-150-30

Кольцо 4 (d-D-dc)
145-150-25
145-150-30
145-150-36
145-155-46

Рисунок 3.33 - Вибір кільця 4

5) Розрахунок

- на панелі «Витоки» натискаємо кнопку «Розрахувати». В результаті одержуємо величину витоків через ущільнення - 0,0119л/год;

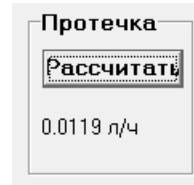


Рисунок 3.34 - Розрахунок витоків

- при натисканні кнопки «Побудування ескізу і розрахунок» виводяться значення PV фактору та потужності тертя.

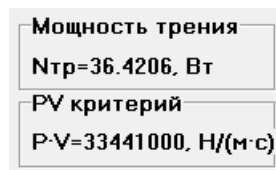


Рисунок 3.35 - Виведення значень PV фактору та потужності тертя

- на панелі «Тепловідведення» вводимо значення товщини корпусу в мм і температуру охолоджуючої рідини (рис. 3.36). При натисканні кнопки «Розрахувати» виводиться значення необхідного тепловідведення та повідомлення про необхідний тип системи циркуляції змашувальної рідини.

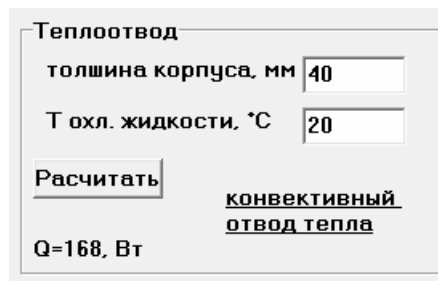


Рисунок 3.36 - Розрахунок необхідного тепловідведення

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».

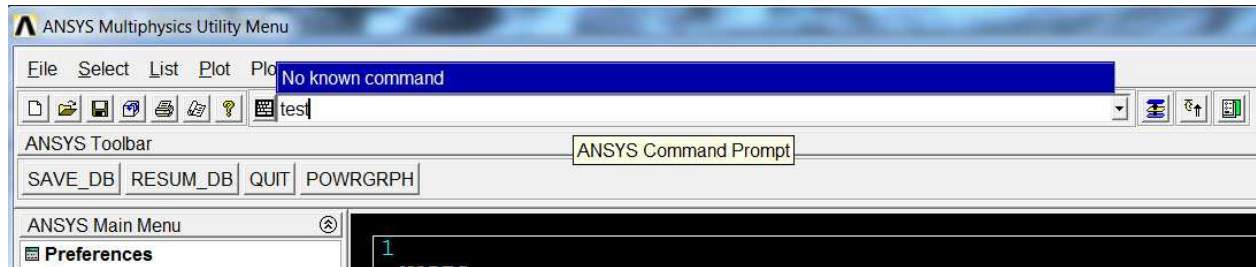


Рисунок 3.37 - Виклик програми-макросу розрахунку напружено-деформованого стану

Результат виконання макросу - графічне зображення поля еквівалентних напружень.

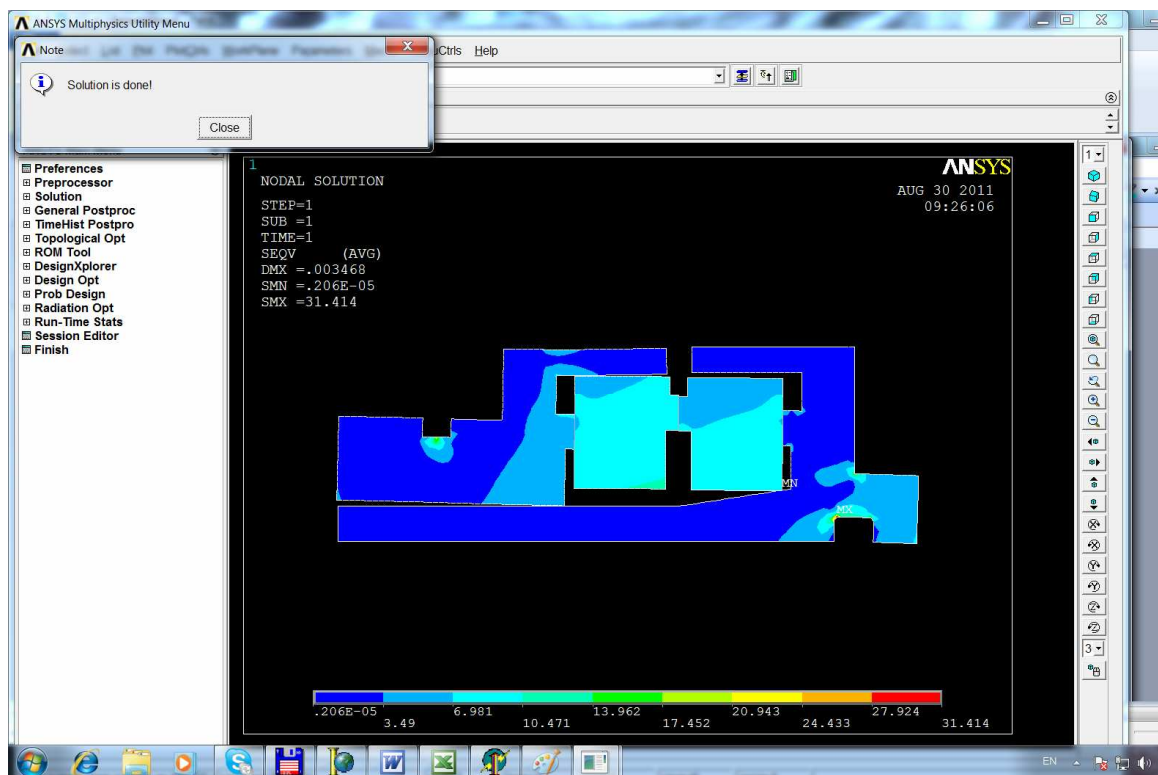


Рисунок 3.38 - Еквівалентні напруження

- для отримання еквівалентних напружень у парі тертя і виводу повідомлення про межі міцності необхідно з командного рядка запустити на виконання макросу `ptren`.

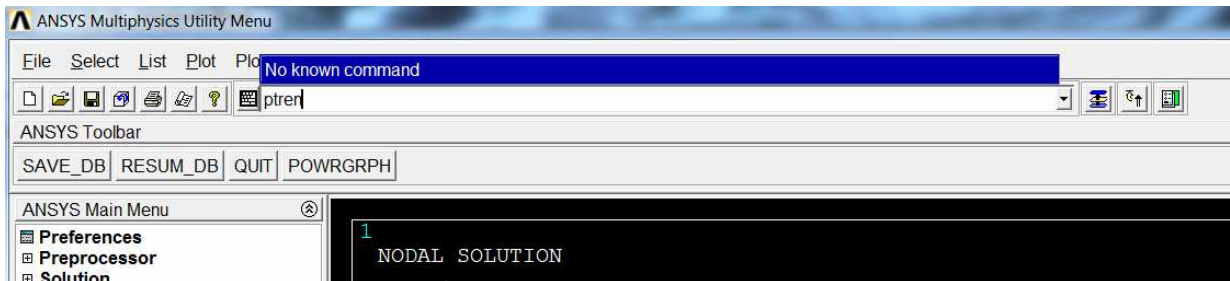


Рисунок 3.39 - Виклик макросу для отримання напружень у парі тертя

Результат виконання макросу - графічне зображення поля еквівалентних напружень у парі тертя. На екран виводиться повідомлення зі значеннями межі міцності на стискання і вигин.

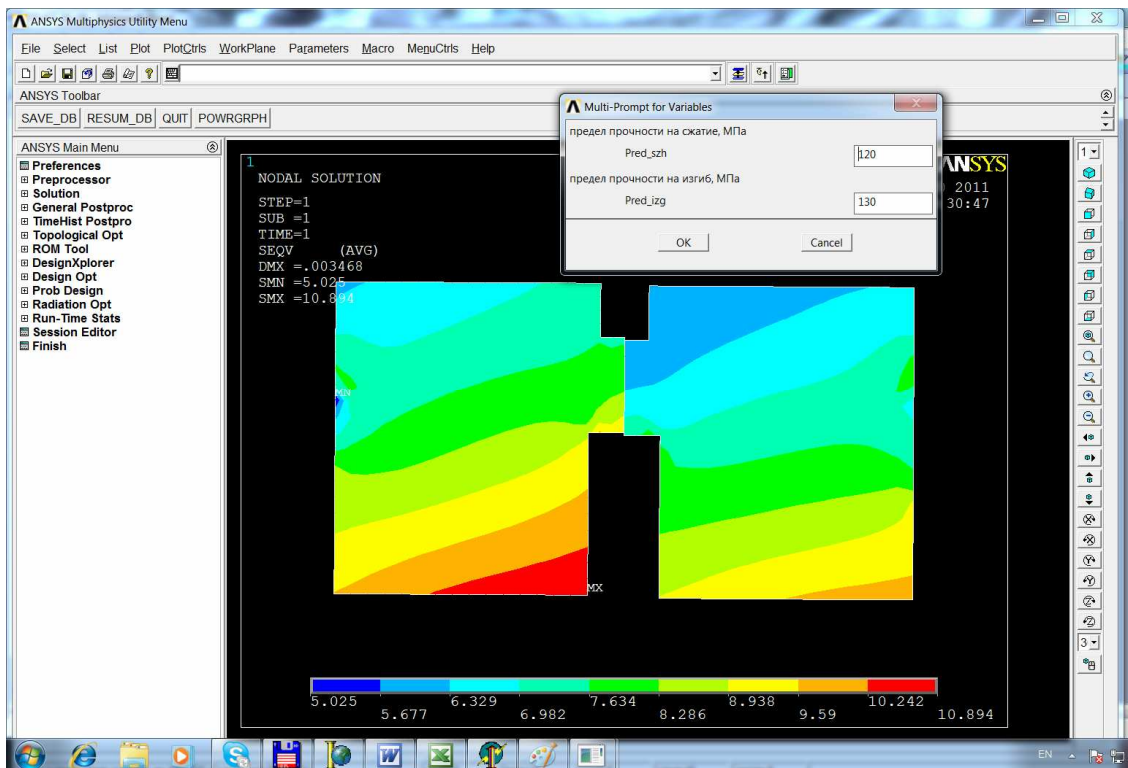


Рисунок 3.40 - Еквівалентні напруження пари тертя

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 3.41 - Геометричні розміри кільця пари тертя

2) Розрахунок:

- на панелі «Витоки» натискаємо кнопку «Розрахувати». У результаті одержуємо величину витоків - 0,0056 л/год;

Протечка

0.0056 л/ч

Рисунок 3.42 - 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».

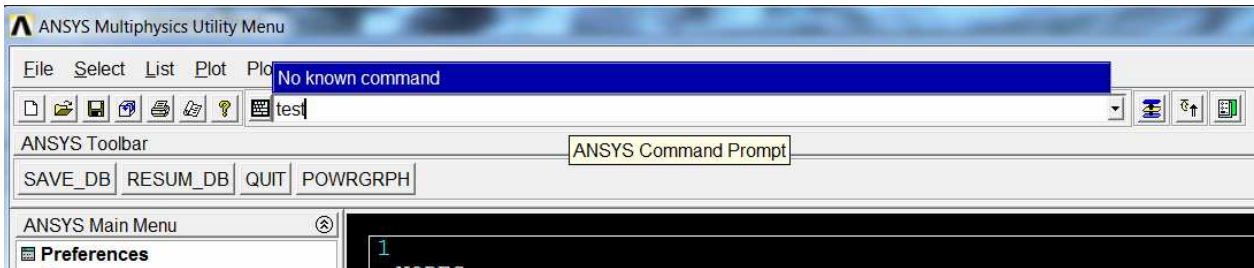


Рисунок 3.43 - Виклик програми-макросу розрахунку напружено-деформованого стану пари тертя

Результат виконання макросу - графічне зображення поля еквівалентних напружень у парі тертя.

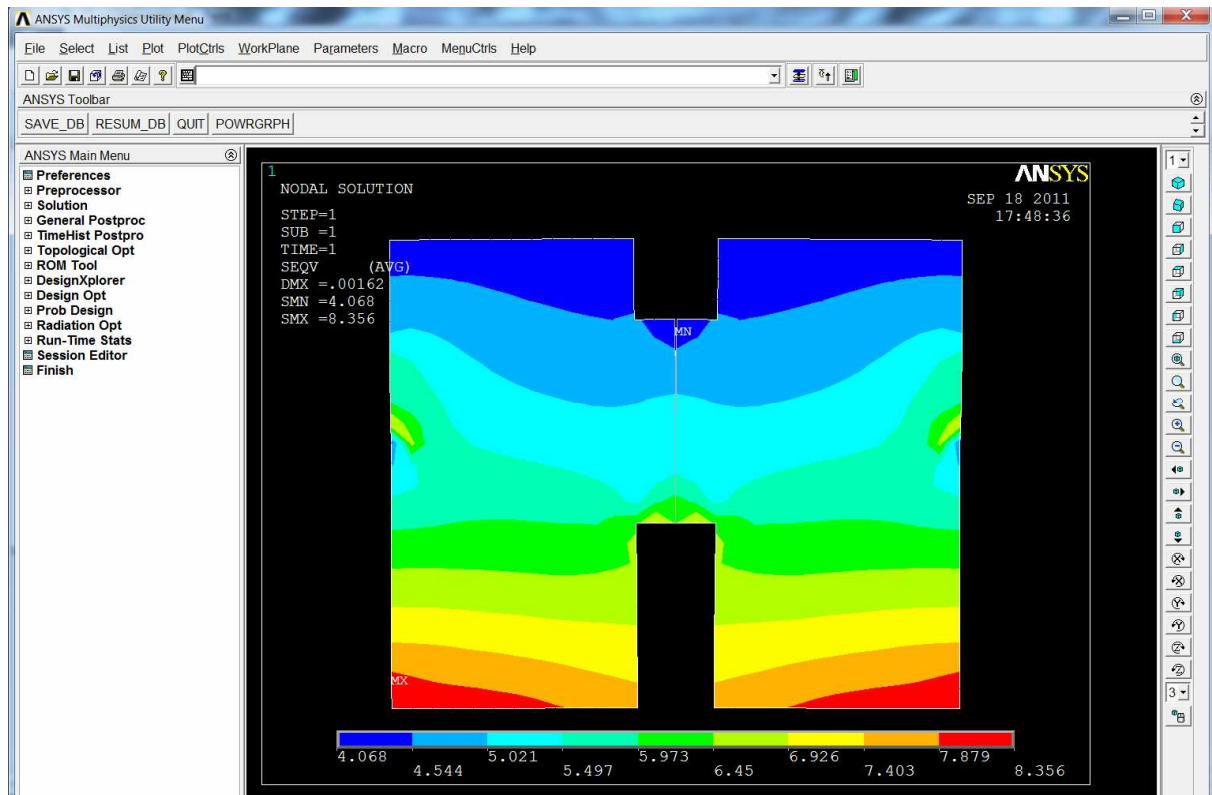


Рисунок 3.44 - Еквівалентні напруження пари тертя

- 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».

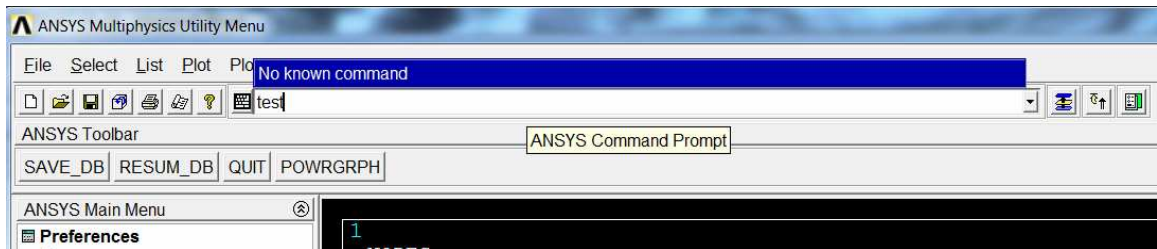


Рисунок 3.45 - Виклик програми-макросу розрахунку теплових напружень пари тертя

Результат виконання макросу - графічне зображення поля еквівалентних напружень у парі тертя.

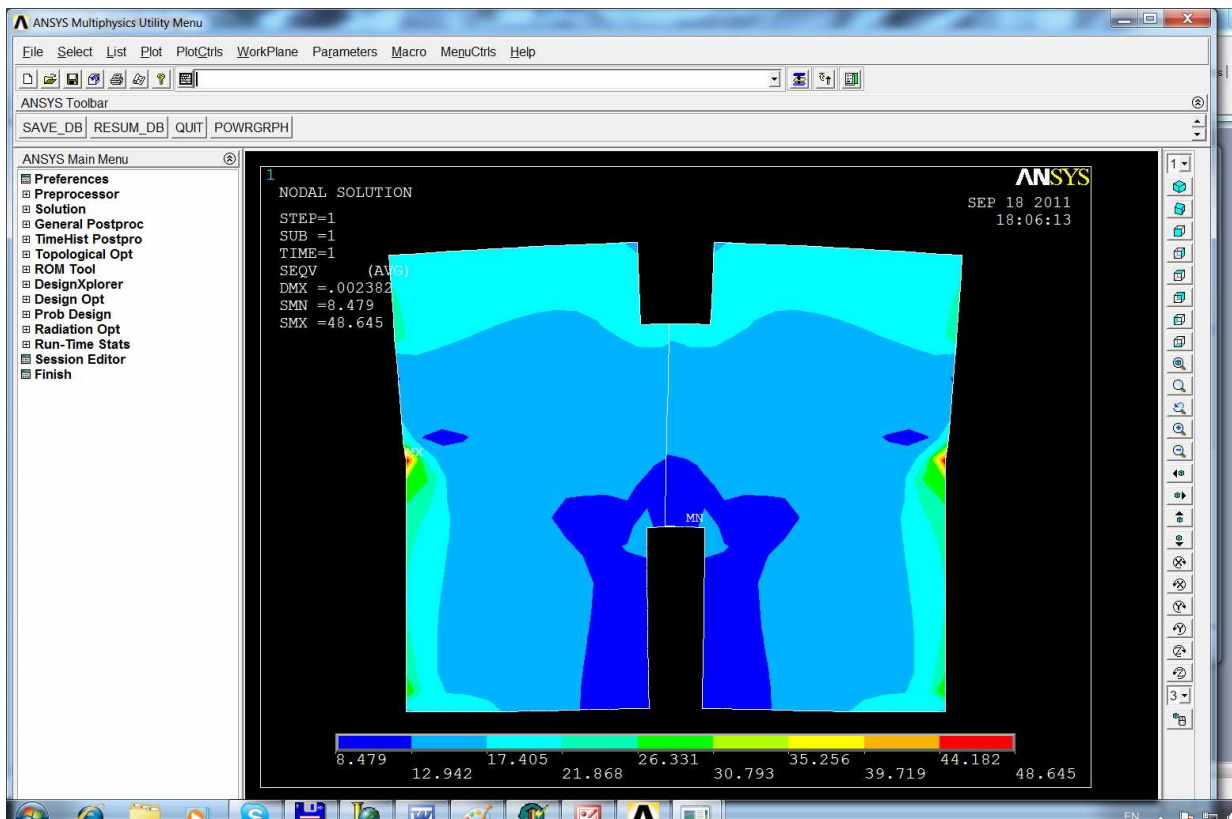


Рисунок 3.46 - Еквівалентні температурні напруження пари тертя

3.2 Методика і програма автоматизованого розрахунку підшипників ковзання в програмному комплексі ANSYS

Методика розрахунку в програмному комплексі ANSYS складається з наступних етапів:

1. Створення проекту в ANSYS WORKBENCH для розрахунку течії рідини за допомогою вирішувача ANSYS CFX (рис. 3.47).

2. Запуск програми ANSYS Design Modeler. Створення геометрії і задавання основних геометричних розмірів (діаметр валу, довжина, зазор) параметрами (рис. 3.48, 3.49).

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. 3.50).

4. Запуск програми ANSYS CFX PRE. Задавання граничних умов: вхід і вихід (відкриті граничні умови - дозволяють потоку вільно втікати і витікати через розрахункову область), нерухома стінка корпусу, рухома стінка валу (рис. 3.51). 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.

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. 3.52, 3.53).

6. Запуск програми ANSYS CFX Post для проглядання результатів розрахунку - ліній струму, полів тиску і швидкостей (рис. 3.54). Визначення масової витрати і сил, які діють в зазорі. Створення звіту (рис. 3.55) і параметричне задавання параметрів.

7. Послідовне виконання чотирьох розрахунків для отримання залежності сил, які діють в зазорі від кутової швидкості прецесії валу. У програмі Microsoft EXCEL, отримана графічна залежність апроксимується поліномом другого порядку, з рівняння якого визначаються коефіцієнти жорсткості і демпфування.

8. Побудова розрахункової схеми ротора в програмному комплексі ANSYS. Виконується аналіз динаміки ротора відцентрового насоса з урахуванням жорсткостей і демпфувань, які одержані в гідродинамічному розрахунку (визначаються критичні швидкості обертання валу, будуються амплітудні і фазові частотні характеристики).

Зауваження: Методика розрахунку колодочних підшипників ковзання аналогічна, відмінність полягає тільки в геометрії і особливостях побудови розрахункової сітки.

Розрахункова схема (рис. 3.56) і результати розрахунку п'ятиколодочного підшипника ковзання приведені на рис. 3.57-3.59.

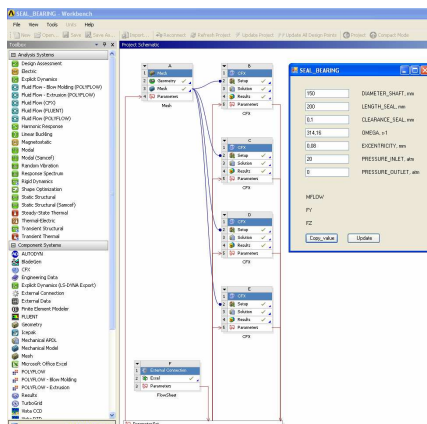


Рисунок 3.47 - Проект ANSYS WORKBENCH з вікном введення початкових даних програми автоматизованого розрахунку підшипників ковзання на перекачуваному середовищі

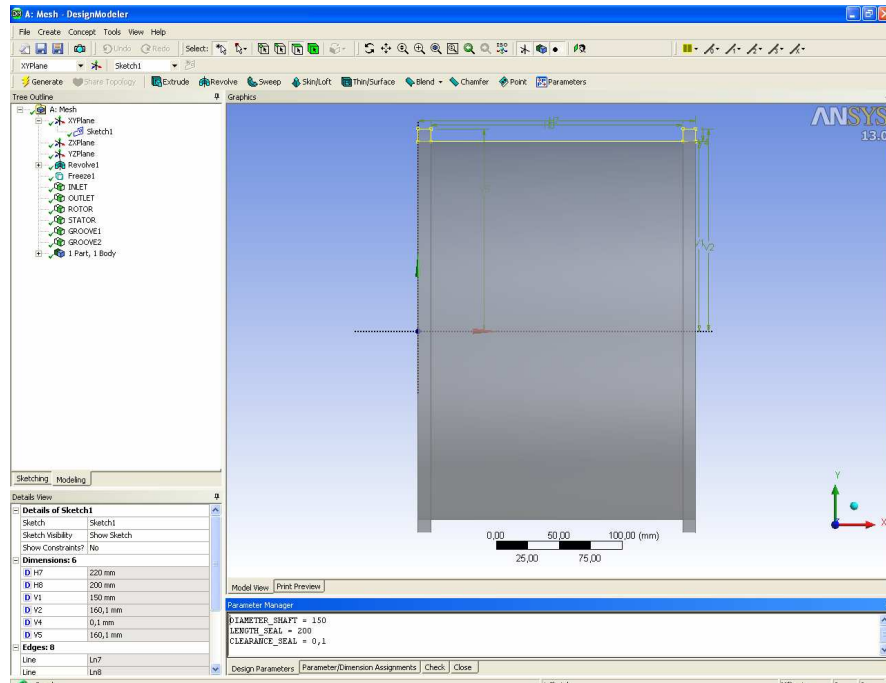


Рисунок 3.48 - Геометрія і розміри підшипника ковзання на перекачуваному середовищі в програмі ANSYS Design Modeler

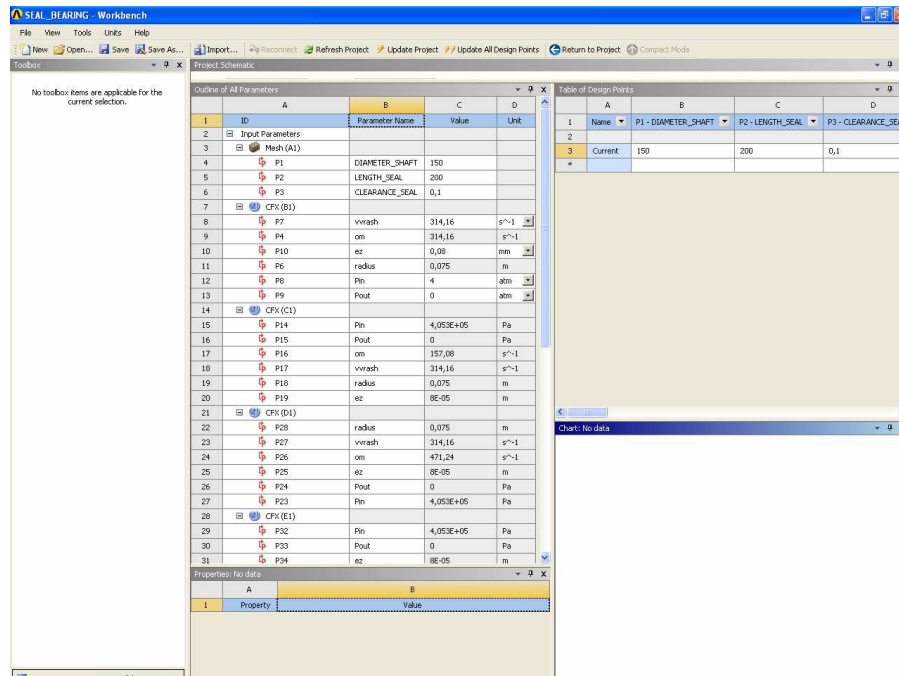


Рисунок 3.49 - Окно проекта з основними параметрами

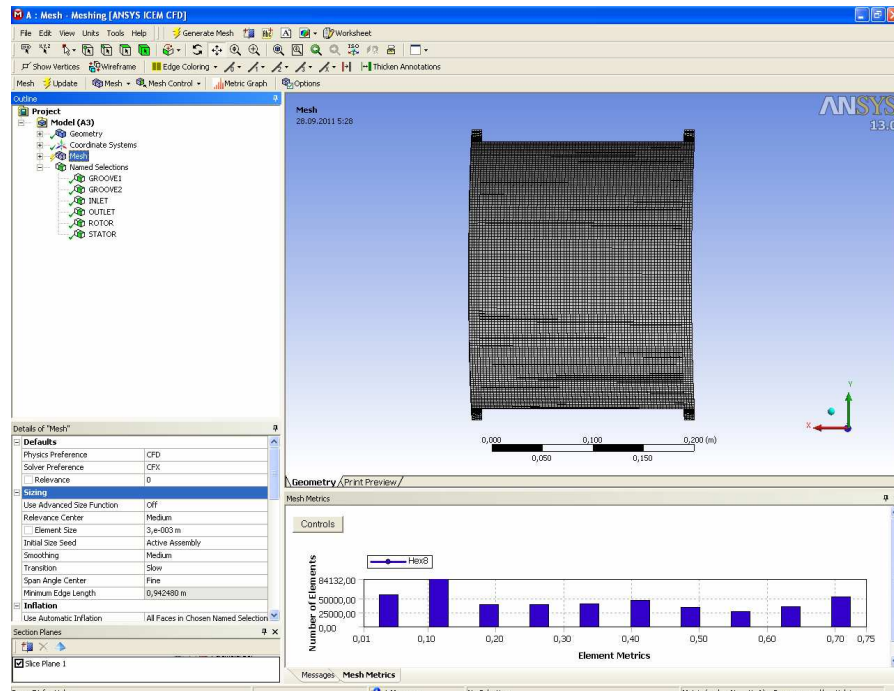


Рисунок 3.50 - Розрахункова гекса сітка в програмі ANSYS Meshing

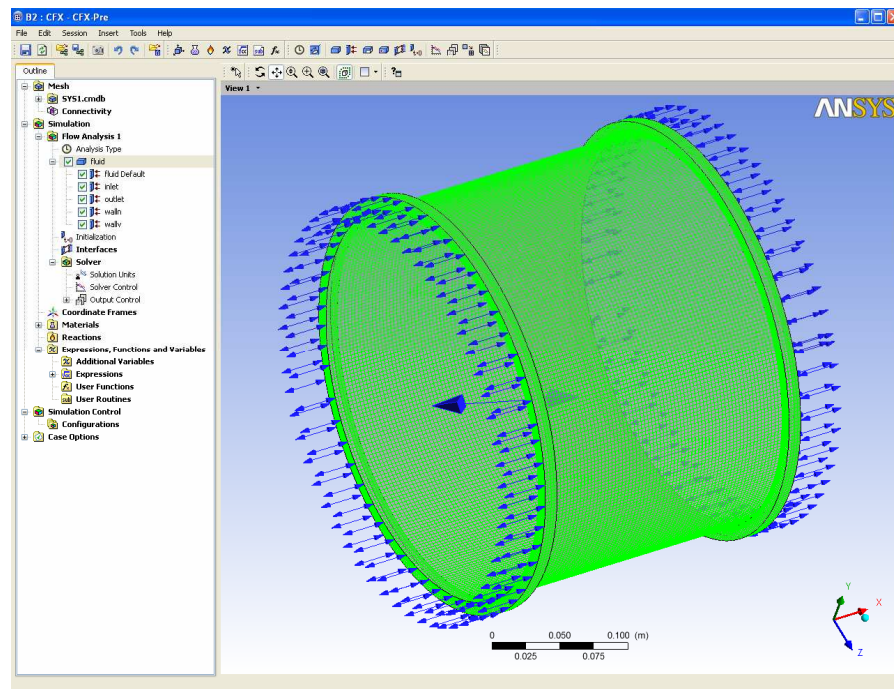


Рисунок 3.51 - Окно програми з розрахунковою сіткою і граничними умовами в програмі ANSYS CFX Pre

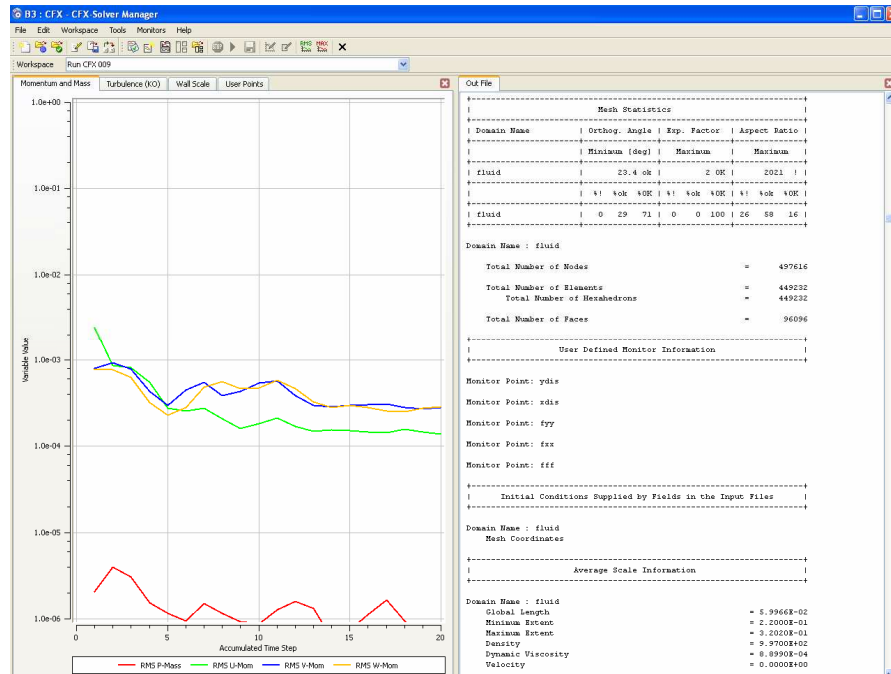


Рисунок 3.52 - Вікно програми зі збіжністю процесу розрахунку по основним рівнянням і параметрами якості сітки в програмі ANSYS CFX Solver

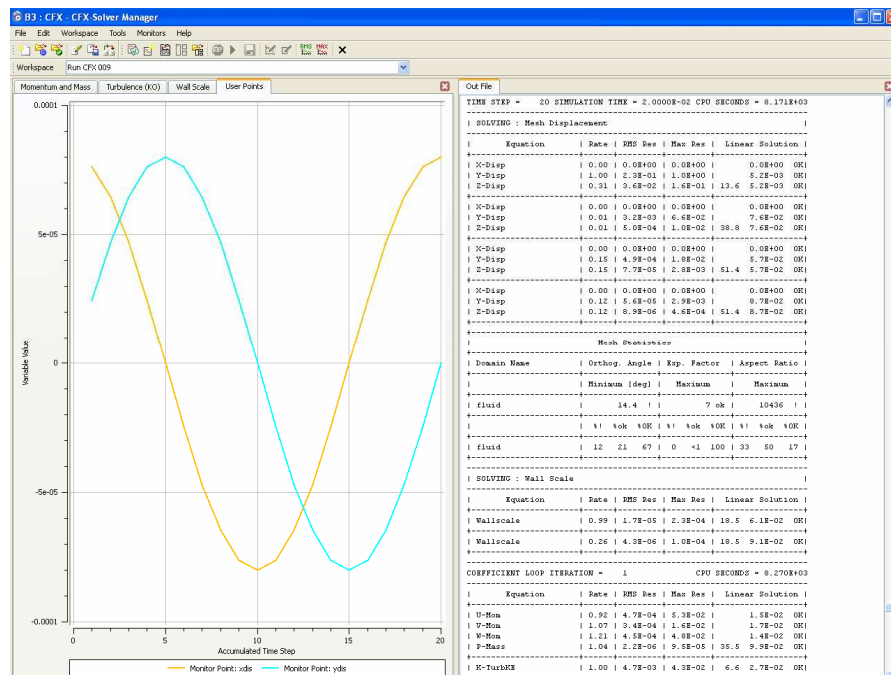


Рисунок 3.53- Вікно програми з траєкторією руху валу по x, y координатам

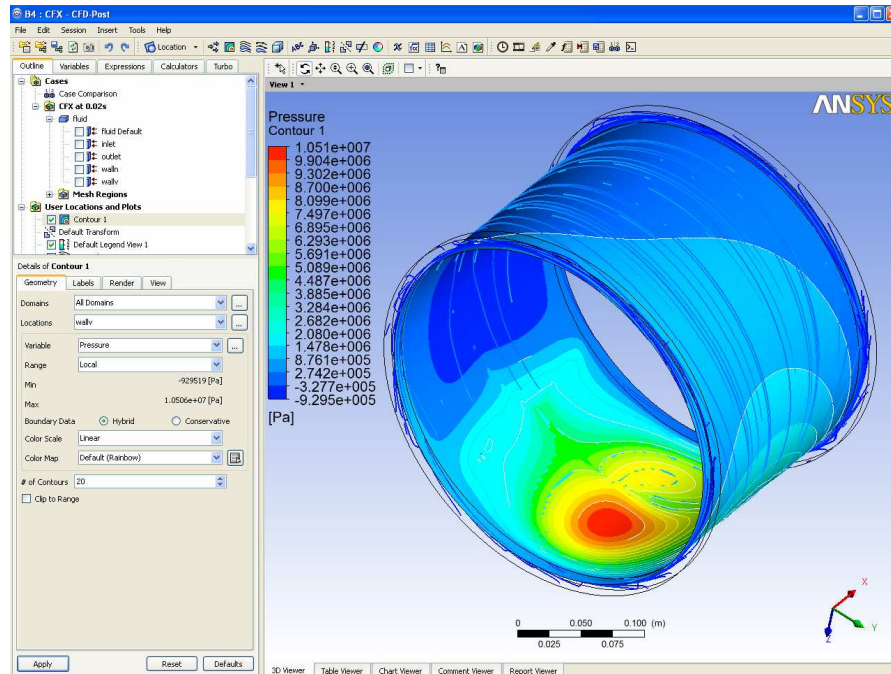


Рисунок 3.54 - Графічне зображення результатів розрахунку (лінії току і поле тиску) в програмі ANSYS CFX Post

ANSYS
Date
2011/09/28 06:07:56

Contents

1. File Report
[Table 1. File Information for CFX](#)
 2. Mesh Report
[Table 2. Mesh Information for CFX](#)
 3. Physics Report
[Table 3. Domain Physics for CFX](#)
[Table 3. Boundary Physics for CFX](#)
[User Data](#)

1. File Report
Table 1. File Information for CFX

Case	CFX
File Path	F:\ICEM CFD_BEARINGS\FRUNZE_BEARINGS\SEAL_BEARING_files\do\CFX\CFX_009.res
File Date	28 ♦♦♦♦♦♦♦♦ 2011
File Time	06:03:03
File Type	CFXS
File Version	13.0

2. Mesh Report
Table 2. Mesh Information for CFX

Domain	Nodes	Elements
fluid	497616	449232

3. Physics Report
Table 3. Domain Physics for CFX

Domain - fluid	
Type	Fluid
Location	B12
Material	

Рисунок 3.55 - Вікно програми ANSYS CFX зі стандартним звітом

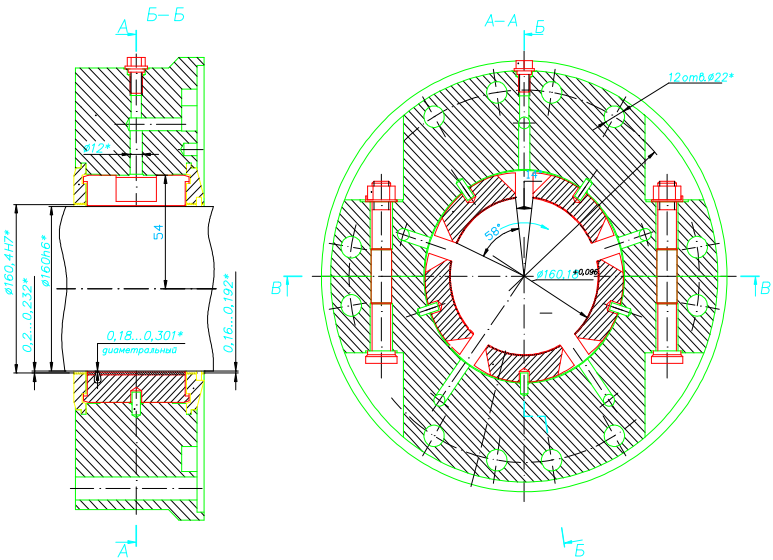
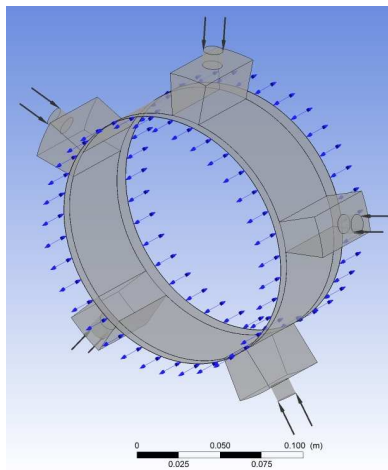
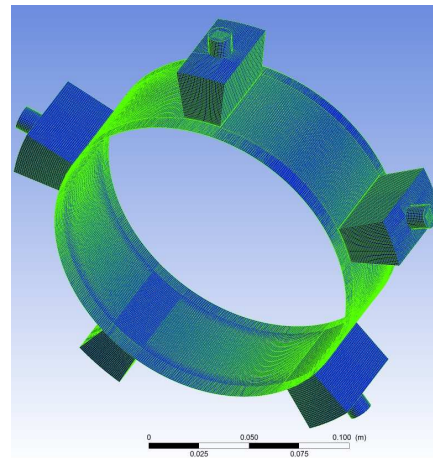


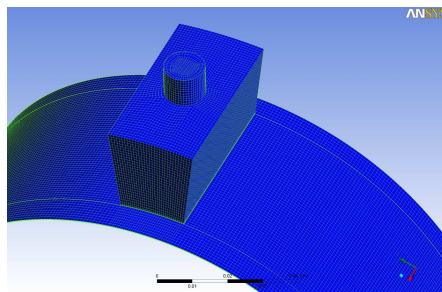
Рисунок 3.56 - Розрахункова схема п'ятилодоного підшипника ковзання



а)



б)



в)

Рисунок 3.57 - Геометрія з граничними умовами а) і розрахункова сітка п'ятилодоного опорного підшипника ковзання б), в)

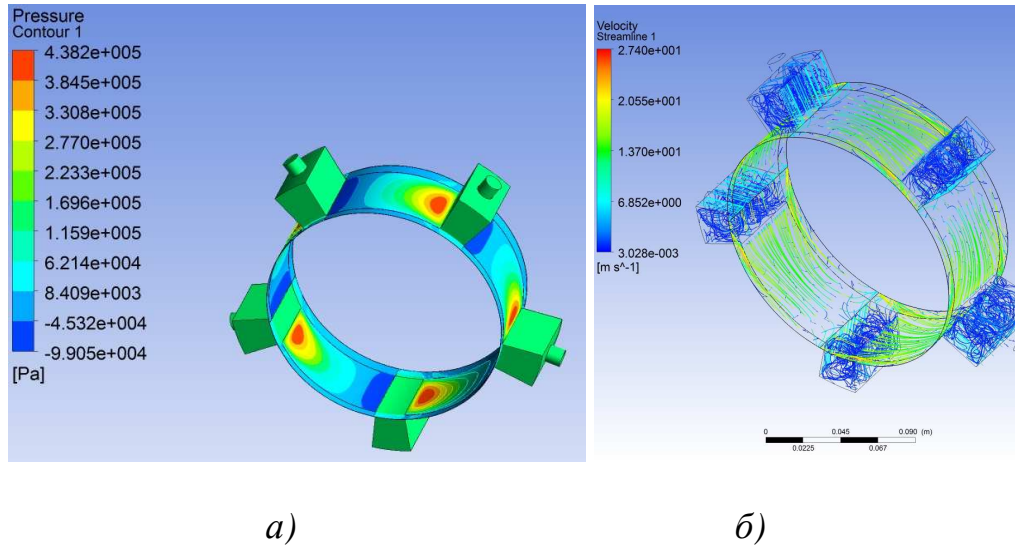


Рисунок 3.58 – Розподіл тиску а) і лінії току б)
в п'ятиколодочному підшипнику ковзання

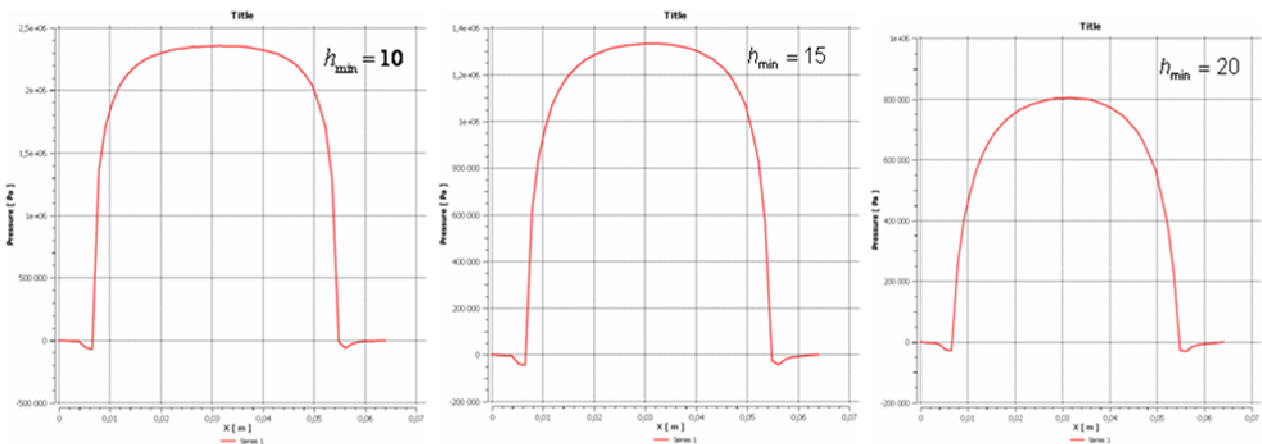


Рисунок 3.59 – Розподіл гідродинамічного тиску по ширині несучої колодки підшипника ковзання при різних значеннях зазору

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.

3.3 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 «ДИНРОТОР» потрібно розмістити файл dynhelp.mht у директорії:

\Program Files\Ansys Inc\v80\CommonFiles\HELP\en-us\

Далі, у файл corp_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. 3.60).

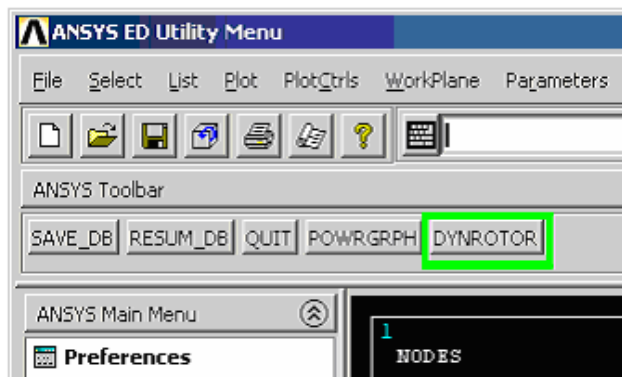


Рисунок 3.60 - Кнопка «DYNROTOR»

Запуск модуля «ДИНРОТОР».

Для запуску підключеного до програмного комплексу ANSYS модуля «ДИНРОТОР» необхідно натиснути кнопку «DYNROTOR» на панелі інструментів ANSYS Toolbar (рис. 3.60), після чого з'явиться вікно «ДИНРОТОР» (рис. 3.61).

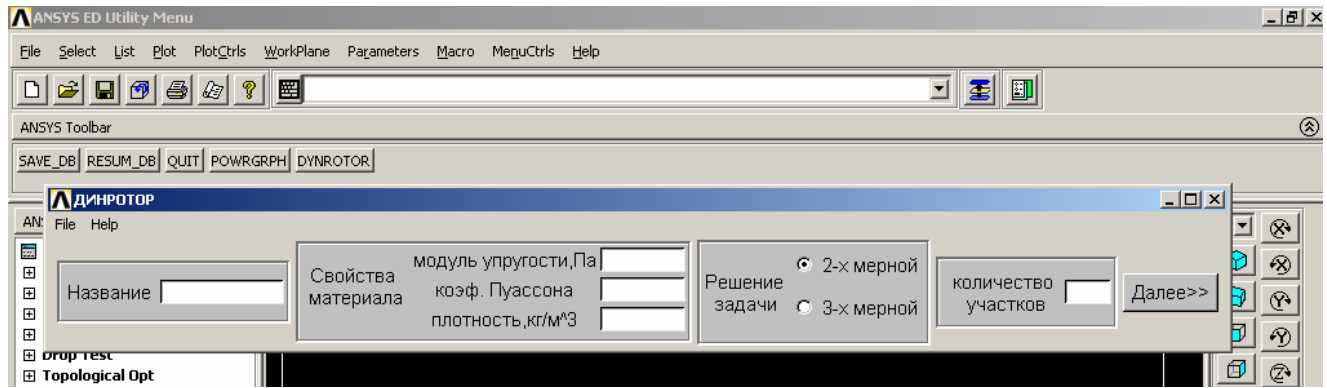


Рисунок 3.61 – Вікно програми «ДИНРОТОР»

Побудова моделі.

Вікно, що з'явилося після запуску програми, «ДИНРОТОР» 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 (двомірної 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. 3.62) та дозволяє продовжити введення наступних вихідних даних.

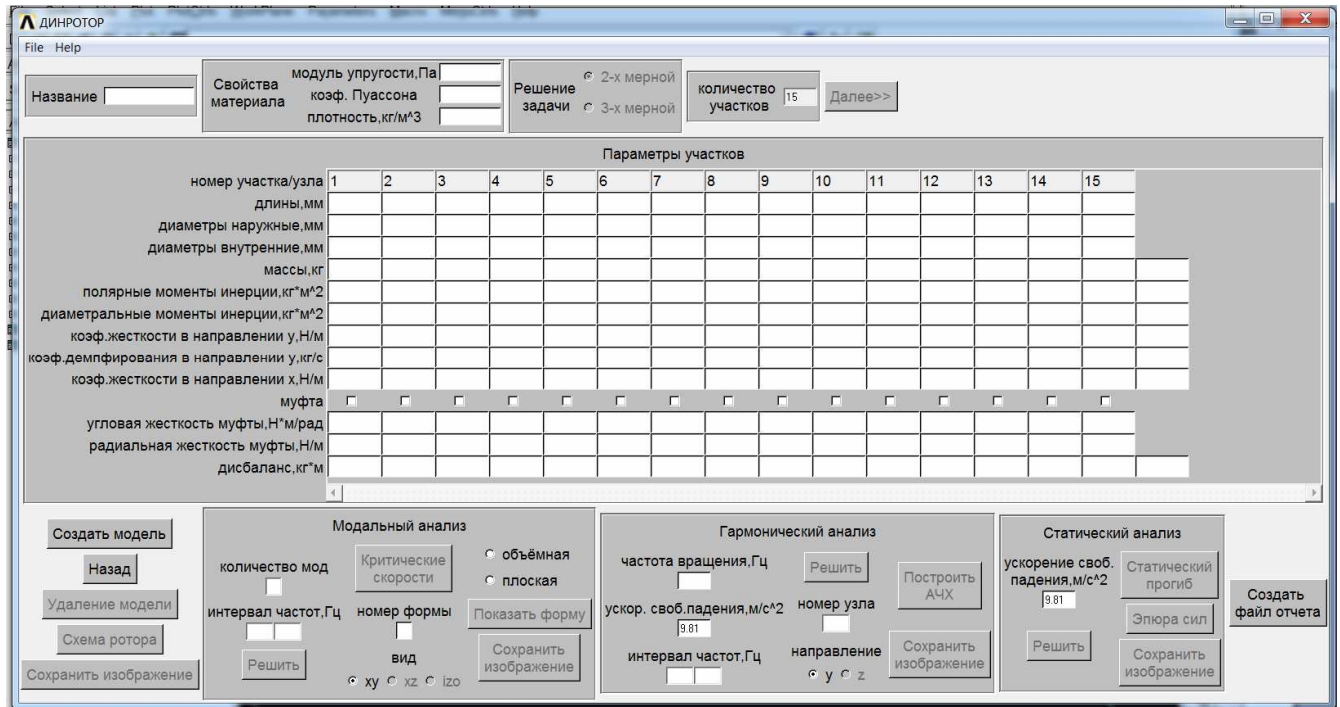


Рисунок 3.62 – Вікно програми «ДИНРОТОР», введення початкових даних

5. Задавання геометричних, пружньо-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 комірки. 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. 3.63).

7. Створення моделі. Після уведення всіх вихідних даних натисніть кнопку «Створити модель» (рис. 3.63) - у програмному комплексі ANSYS буде побудована балкова модель ротора.

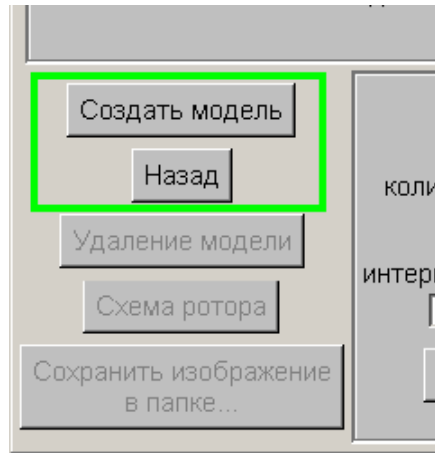


Рисунок 3.63 – Створення моделі

Допоміжні кнопки.

Ці кнопки стають доступними після створення моделі:

- кнопка «Видалити модель» (рис. 3.64) - дозволяє видалити побудовану модель ротора;
- кнопка «Схема ротора» (рис. 3.65) - дозволяє вивести на екран зображення схеми ротора (рис. 3.66).

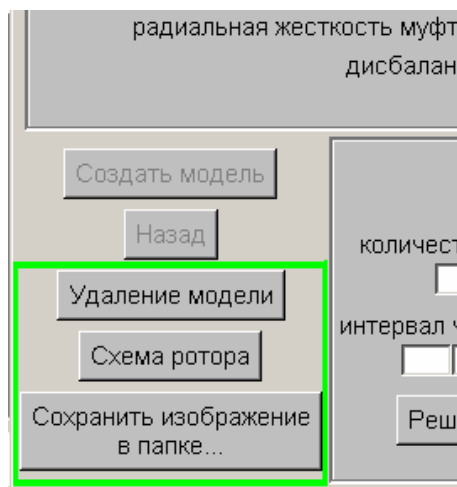


Рисунок 3.66 – Видалення моделі



Рисунок 3.67 - Схема ротора 11 ТК-1

- кнопка «Зберегти зображення» (рис. 3.66) - 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. 3.68):



Рисунок 3.68 - Панель "Модальний аналіз"

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 ху, хz або ізометрія iso), плоске або об'ємне відображення моделі.

6. Перегляд форм коливань. При натисканні кнопки «Показати форму» відображається зазначена форма коливань (рис. 3.69).

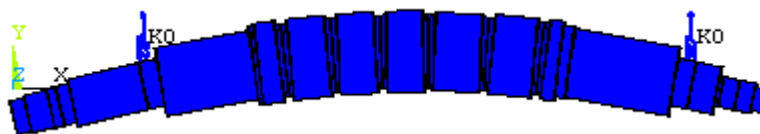


Рисунок 3.69 - 1-а форма коливань ротора 11ТК-1,
об'ємне зображення

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. 3.70):

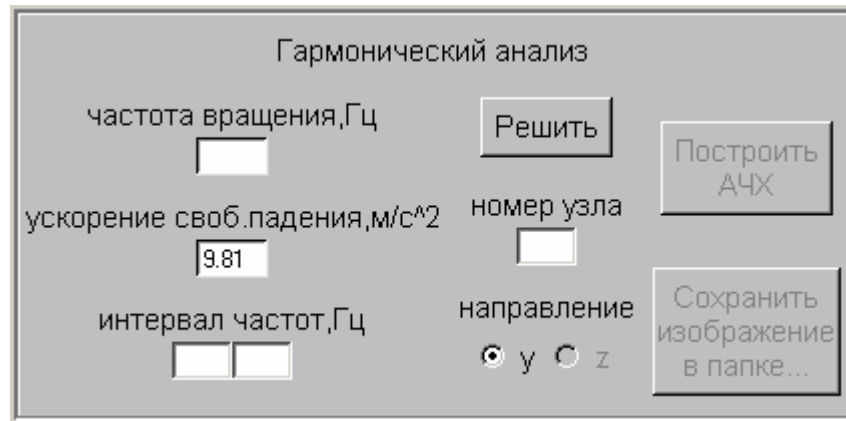


Рисунок 3.70 - Панель " Гармонійний аналіз"

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. 3.71).

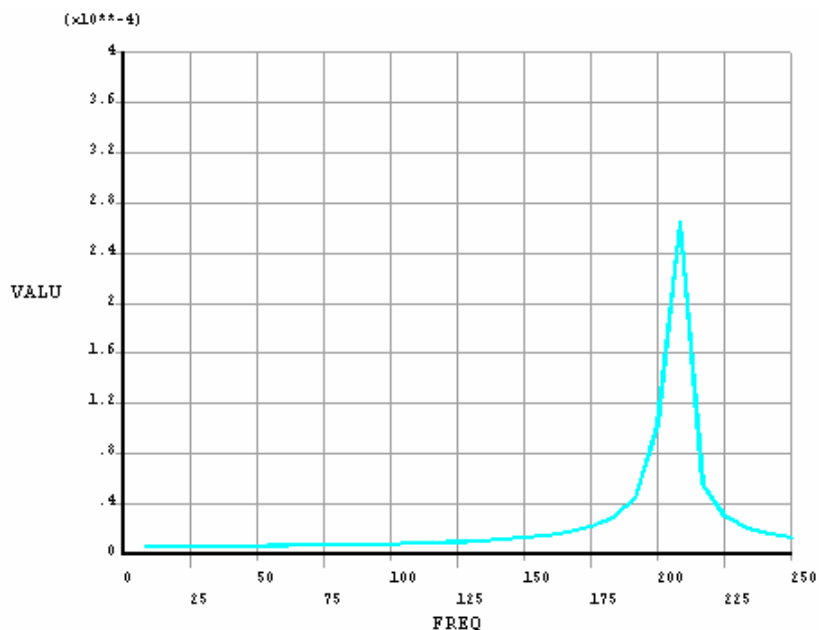


Рисунок 3.71 - Приклад АЧХ

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. 3.72):

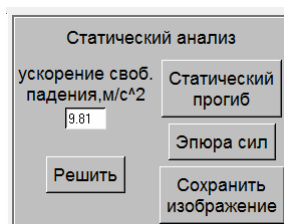


Рисунок 3.72 - Панель "Статичний аналіз"

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. 3.73).

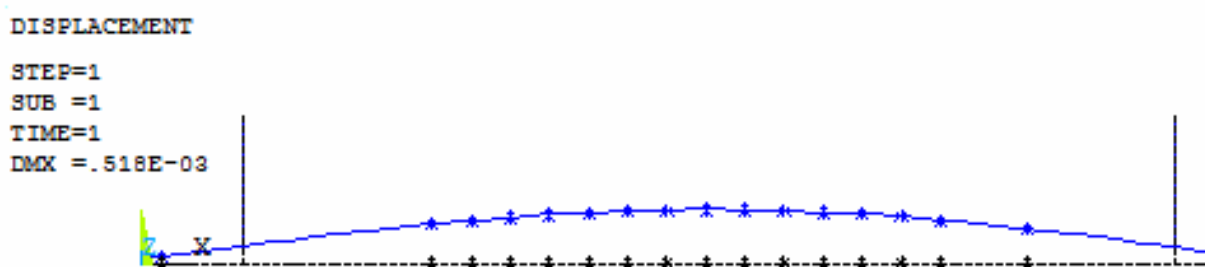


Рисунок 3.73 - Приклад статичного прогину ротора

4 Побудова епюри радіальних сил. При натисканні кнопки «Епюра сил» на екрані відображається епюра радіальних сил, які діють на ротор (рис. 3.74).

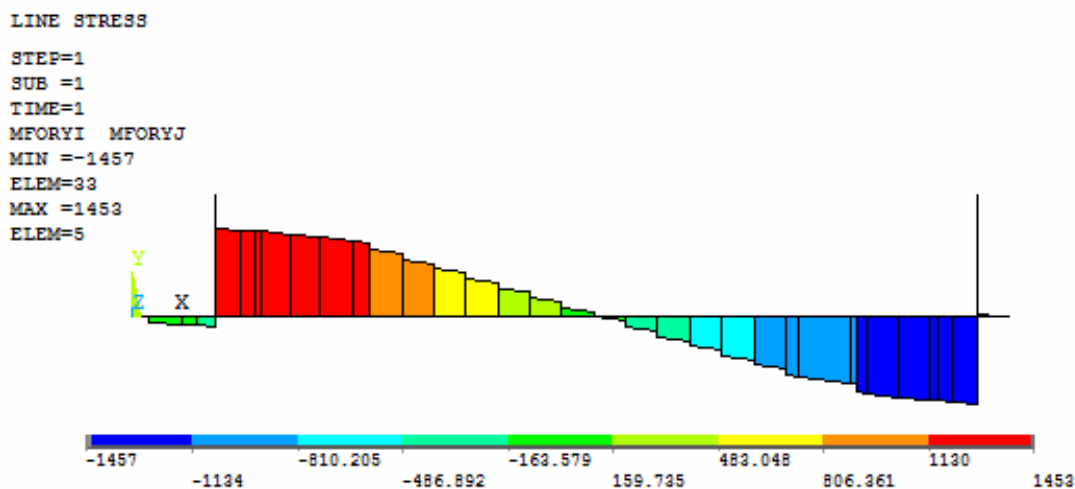


Рисунок 3.74 - Приклад епюри радіальних сил

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. 3.75) 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.

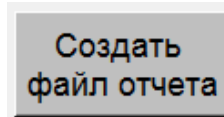


Рисунок 3.75 - Кнопка «Створити файл звіту»

Команди меню «File»

- «Зберегти в db-файлі» - зберегти результати виконаної роботи в ANSYS;
- «Зберегти початкові дані» - початкові дані, введені в програмі ДИНРОТОР, зберігаються у файлі з розширенням.idb;
- «Стерти попереднє» - видалити результати попереднього сеансу роботи в ANSYS;
- «Очистити» - очищуються всі поля введення програми ДИНРОТОР;
- «Зберегти початкові дані в текстовому файлі» - всі введені дані в програмі ДИНРОТОР зберігаються в текстовому файлі, призначеному для перегляду;
- «Відкрити» - вихідні дані зчитуються з файлу з розширенням.idb;
- «Вихід» - вихід із програми ДИНРОТОР.

Команди меню «Help»

- «Справка» - виклик HELP-файлу програми ДИНРОТОР;
- «О програмі» - відомості про програму ДИНРОТОР.

Приклад 1. Розрахунок ротора

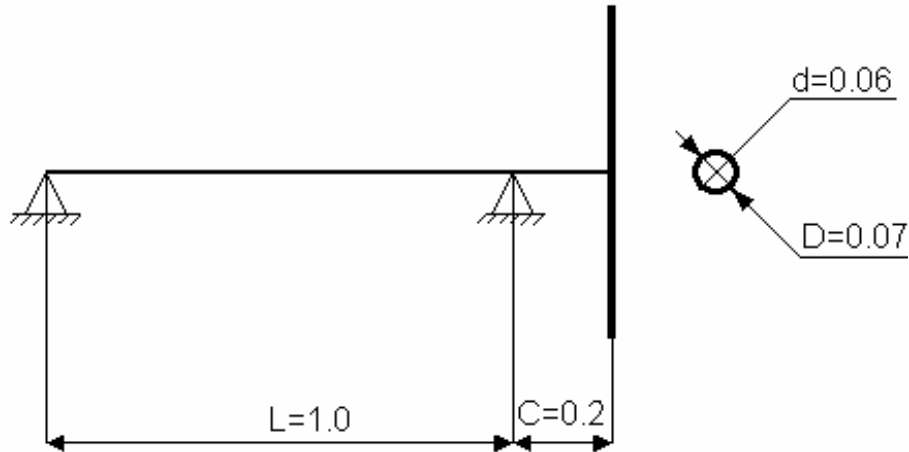


Рисунок 3.76 - Схема ротора

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 3.76, 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»

заповніть таблицю «Параметри ділянок».

Параметри ділянок ротора представлені в таблиці 3.1.

На рисунку 3.77 зображене вікно модуля ДИНРОТОР з уведеними в його поля вихідними даними.

Таблиця 3.1- 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), $кг \cdot м^2$													2.45436
Діаметральні моменти інерції деталей (диск), $кг \cdot м^2$													1.22718
Коефіцієнти жорсткості опор, $\frac{H}{M}$	10^{10}										10^{10}		

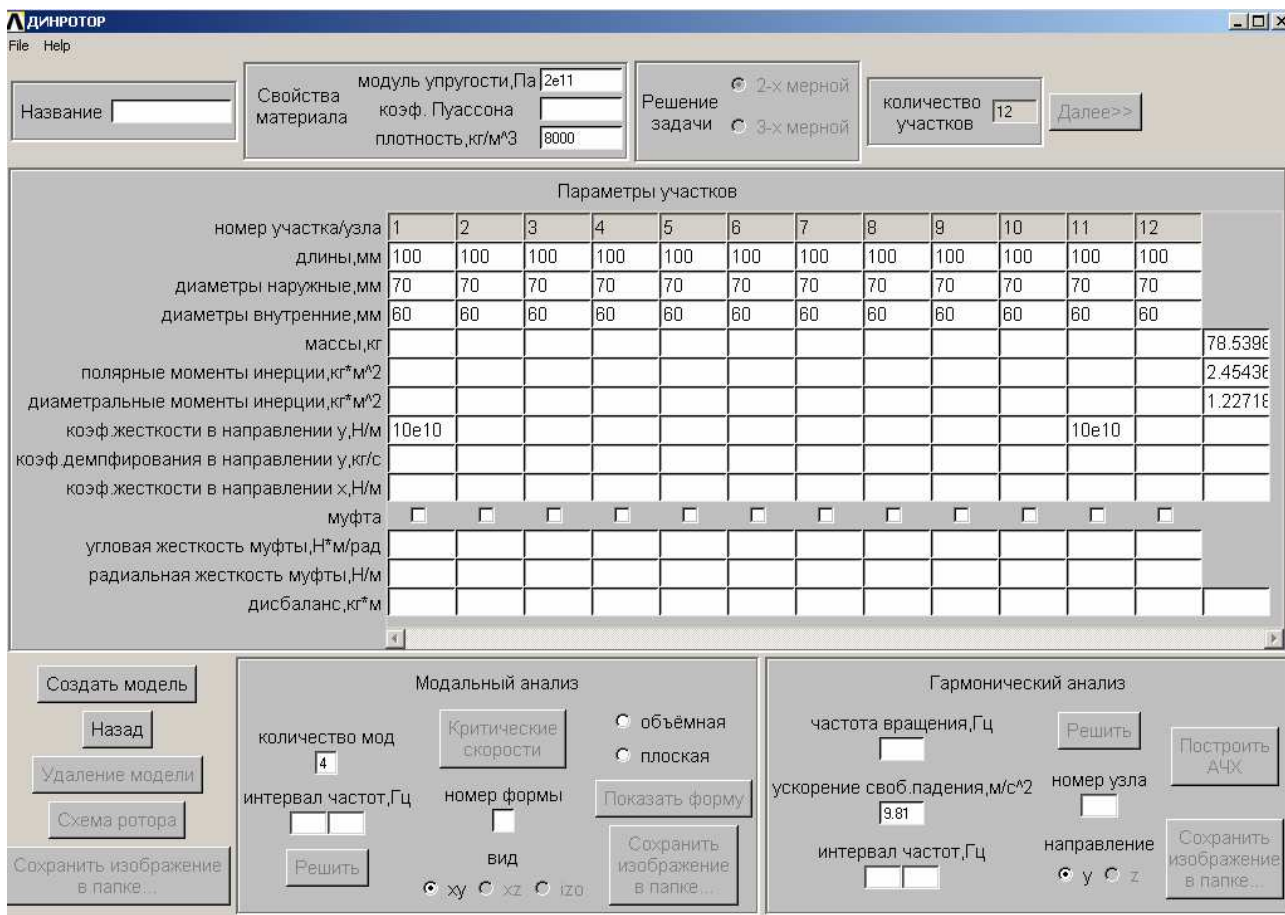


Рисунок 3.77 – Вікно програми з параметрами ділянок ротора

Коли таблиця «Параметри ділянок» буде заповнена, натисніть кнопку «Створити модель» → в ANSYS будується модель ротора.

Коли модель ротора буде створена, натисніть кнопку «Схема ротора» → на екран виводиться зображення схеми ротора (рис. 3.78).

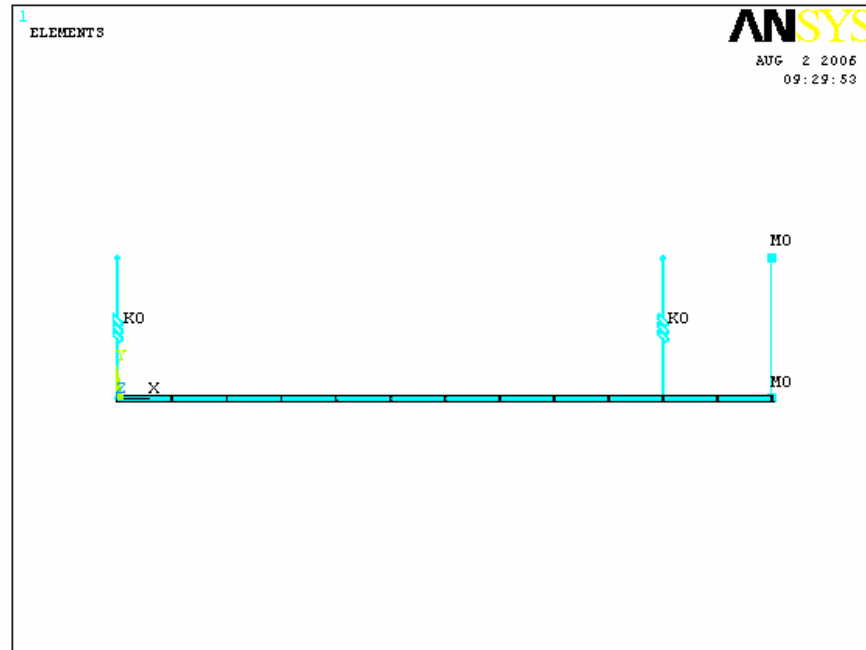


Рисунок 3.78 - Схема ротора

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. 3.79).

Інтервал частот, Гц: 1 ... 300 (рис. 3.80).

Якщо кількість мод зазначена - натисніть кнопку «Розв'язати» > запускається розв'язок задачі.

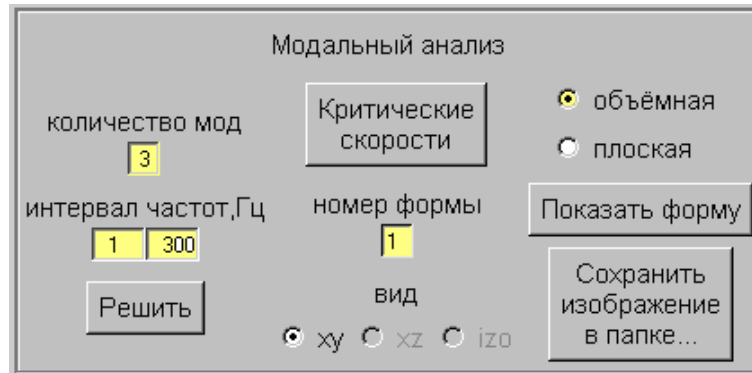


Рисунок 3.79 – Модальный анализ

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. 3.80).

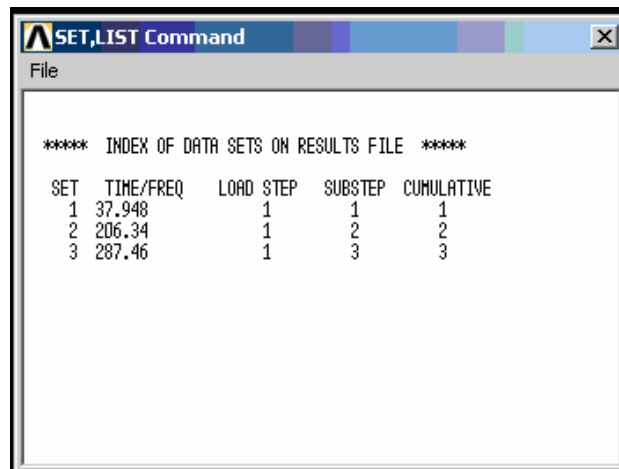


Рисунок 3.80 – Критичні швидкості

Побудуємо форми коливань:

- номер форми: 1 (рис. 3.80),
- форма зображення: об'ємна (рис. 3.80),
- натисніть кнопку «Показати форму» > на екран буде виведене зображення першої форми коливань (рис. 3.81),

- 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.3.82, 3.83).

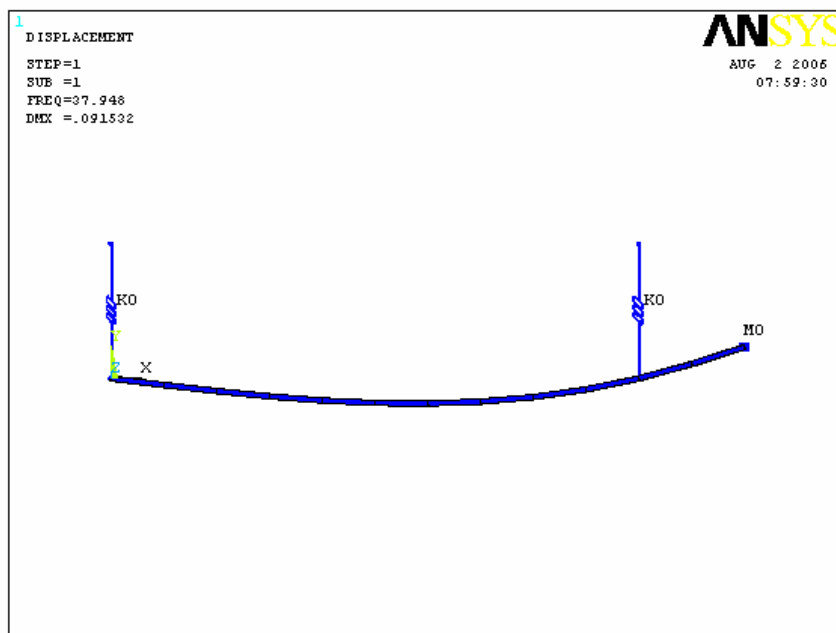


Рисунок 3.81 - 1-а форма коливань

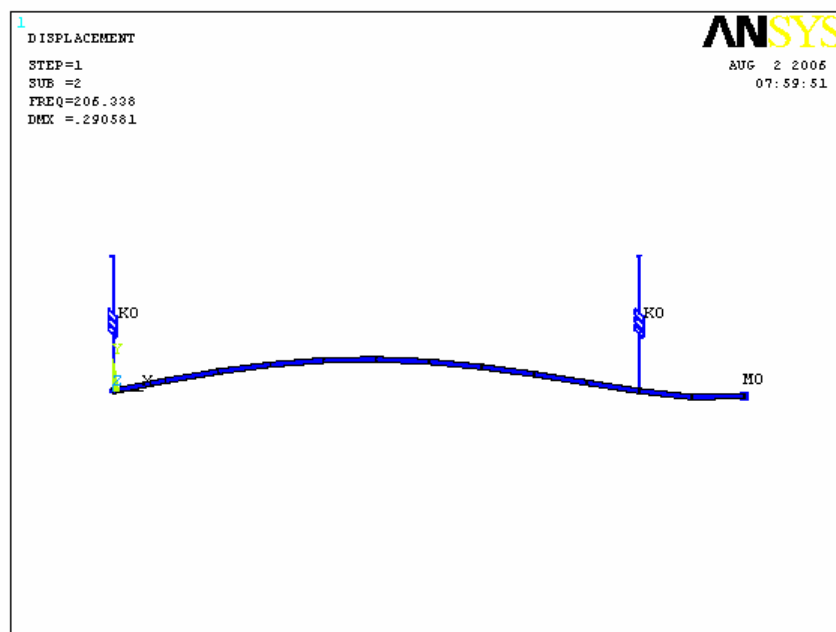


Рисунок 3.82 - 2-а форма коливань

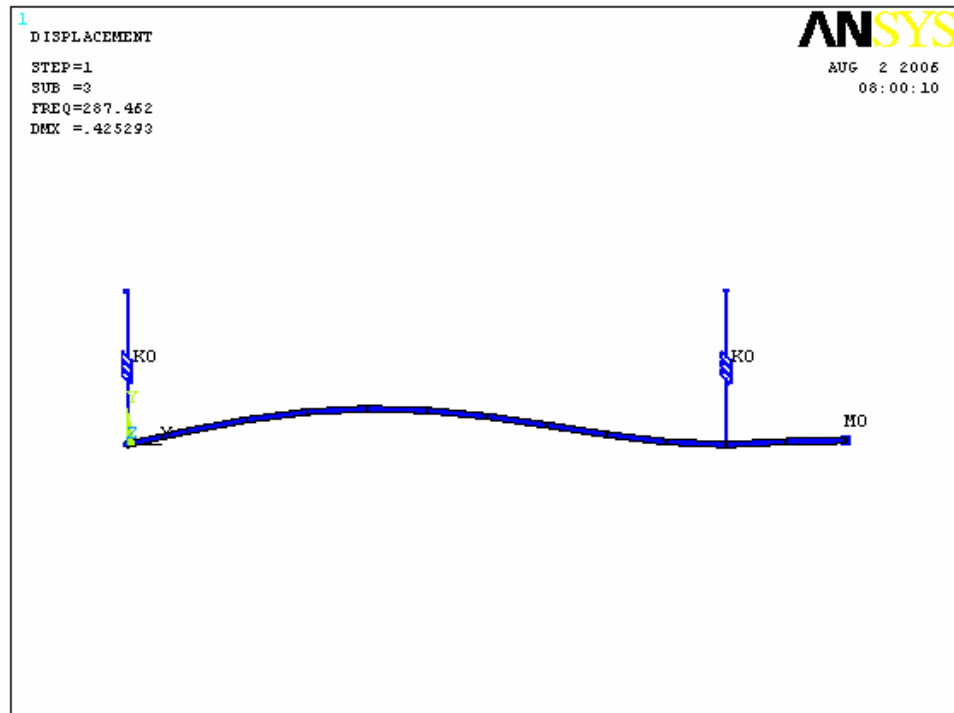


Рисунок 3.83 - 3-я форма коливань

Гармонійний аналіз.

Необхідно визначити величину зміщення вільного кінця ротора на частоті 60Гц, що обумовлено дисбалансом (рис. 3.84):

- дисбаланс в 13-ом вузлі, $кг \cdot м - 10^{-6}$,
- частота обертання, $Гц - 60$,
- прискорення вільного падіння, $g / \tilde{n}^2 - 9.81$,
- 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. 3.85).

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».

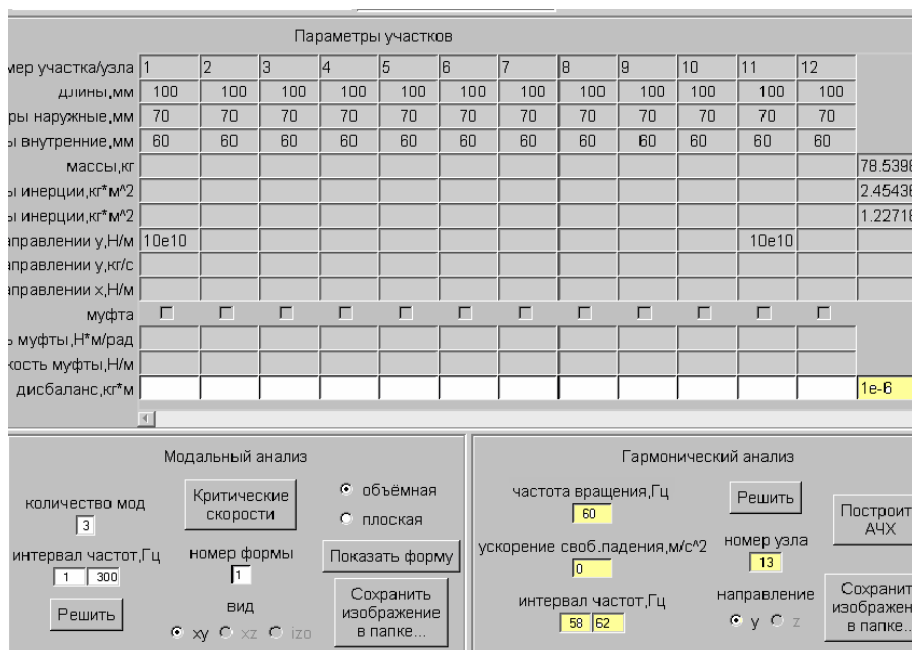


Рисунок 3.84 – Вікно програми з гармонійним аналізом

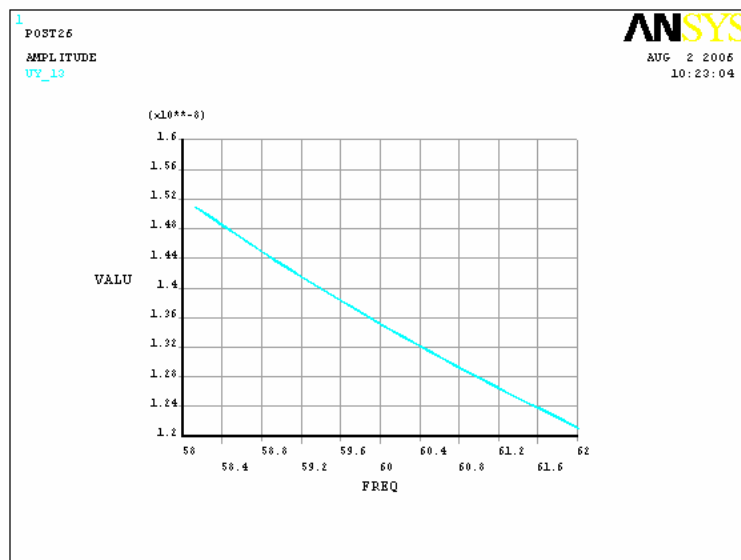


Рисунок 3.85– Амплітудно частотна характеристика

Статичний аналіз.

Задавання: Знайти статичний прогин і побудувати епюру радіальних сил:

- прискорення вільного падіння, g / \tilde{n}^2 - 9.81 (рис. 3.86),
- натисніть кнопку «Розв'язати» > запускається розв'язок задачі.

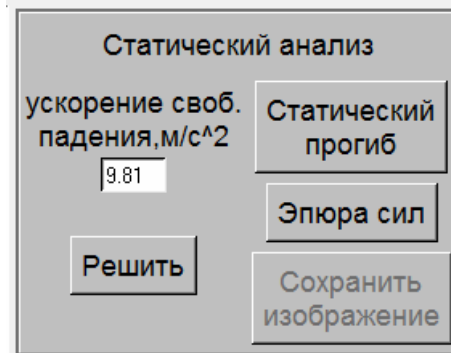


Рисунок 3.86 – Статичний прогин

- якщо розв'язок задачі виконано - натисніть кнопку «статичний прогин» > на екрані відображається статичний прогин ротора (рис. 3.87),

- 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»,

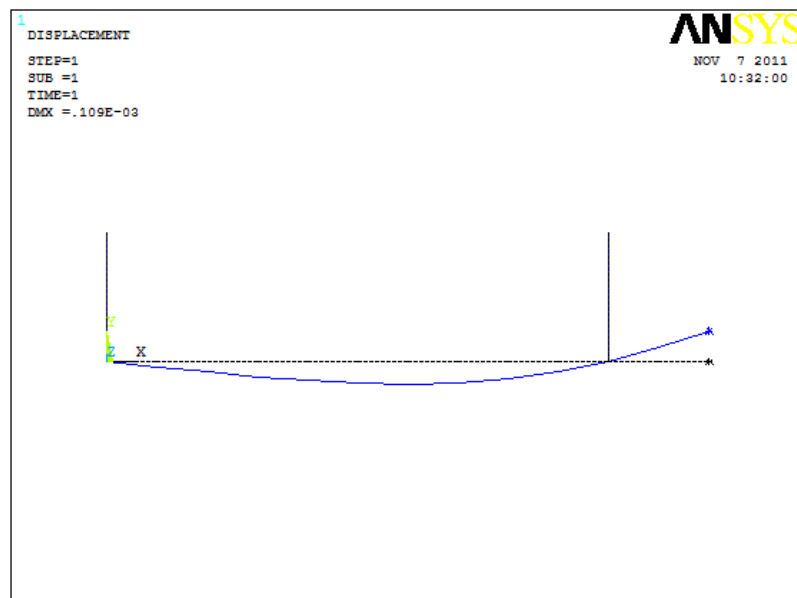


Рисунок 3.87 – Статичний прогин ротора

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 24, 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 2.

На рисунку 3.90 зображене вікно модуля ДИНРОТОР з введеними в його поля вихідними даними.

Таблиця 3.2- 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, $мм$	100	100	100	100	100	100		150	150		100	100	100	
Зовнішній діаметр вала, $мм$	50	50	90	50	50	50		40	40		50	90	50	
Внутрішній діаметр вала, $мм$								30	30					
Зосереджені маси деталей, $кг$			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							***			***				

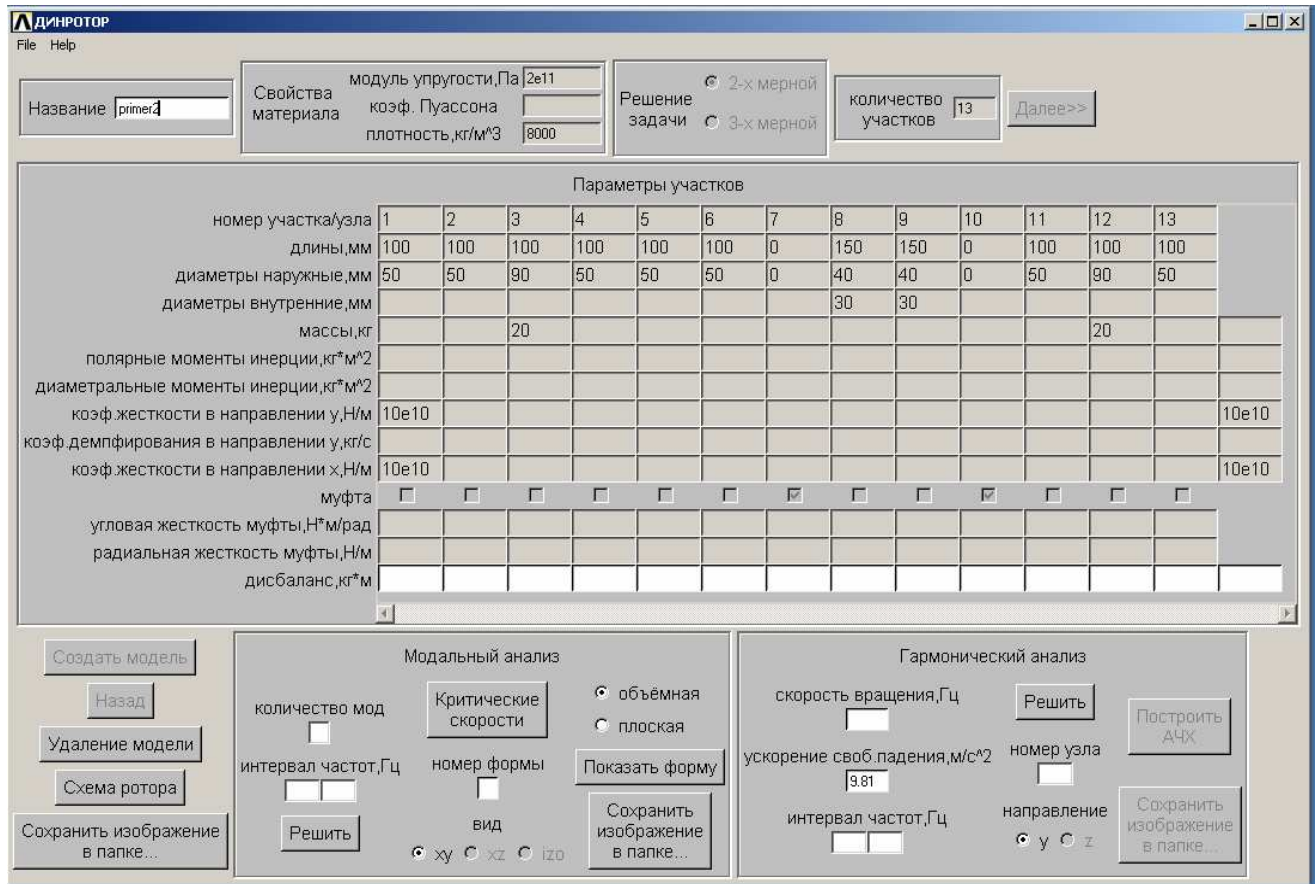


Рисунок 3.90 – Вікно програми

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. 3.91).

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».

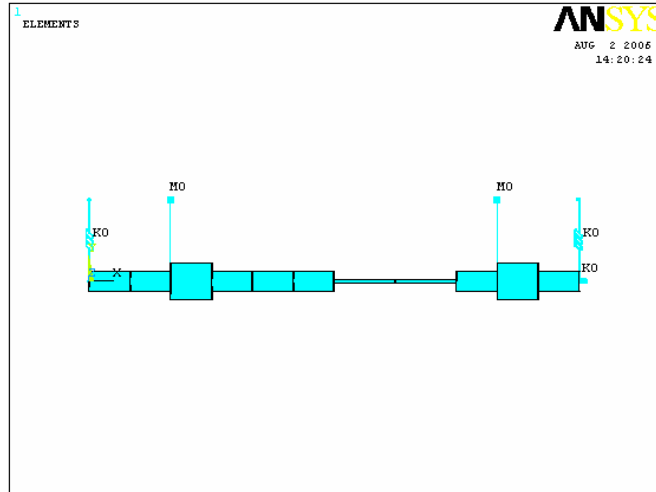


Рисунок 3.91 - Схема ротора

Модальний аналіз.

Необхідно визначити власні частоти й відповідні їм форми коливань валопровода (рис. 3.92):

- 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. 3.93).

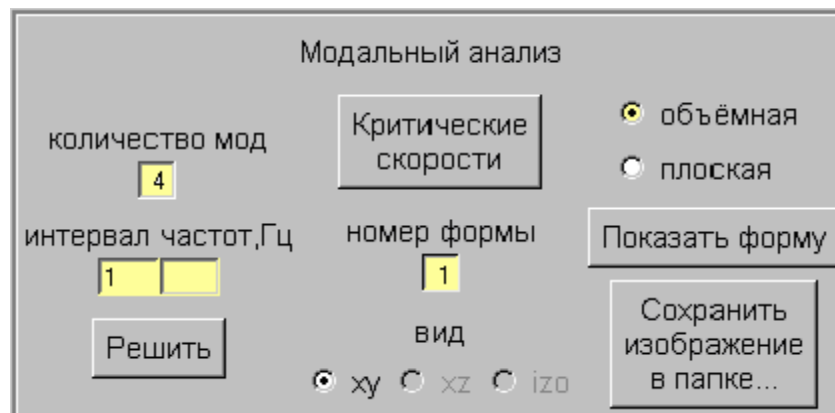


Рисунок 3.93 – Модальний аналіз

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 3.94 – Власні частоти

Побудуємо форми коливань (рис. 3.95):

- 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. 3.96-3.98).

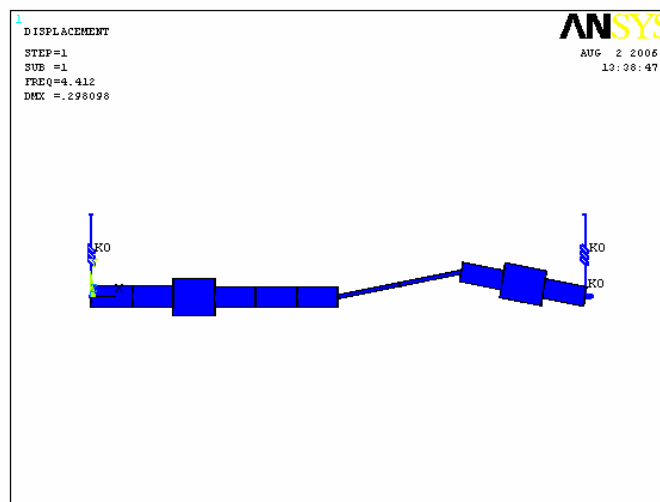


Рисунок 3.95 - 1-а форма коливань

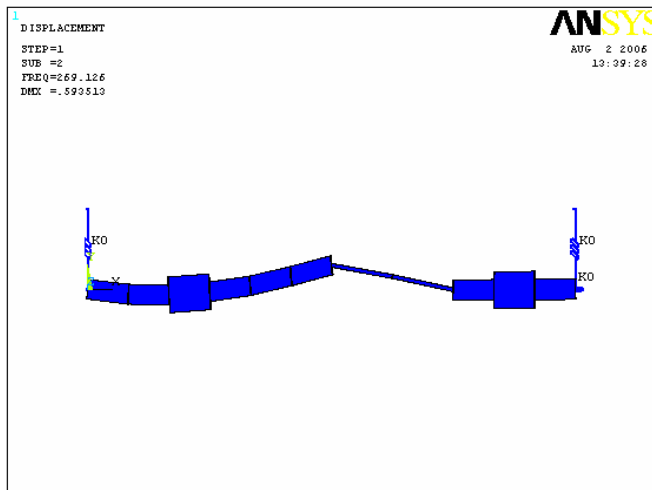


Рисунок 3.96 - 2-я форма коливань

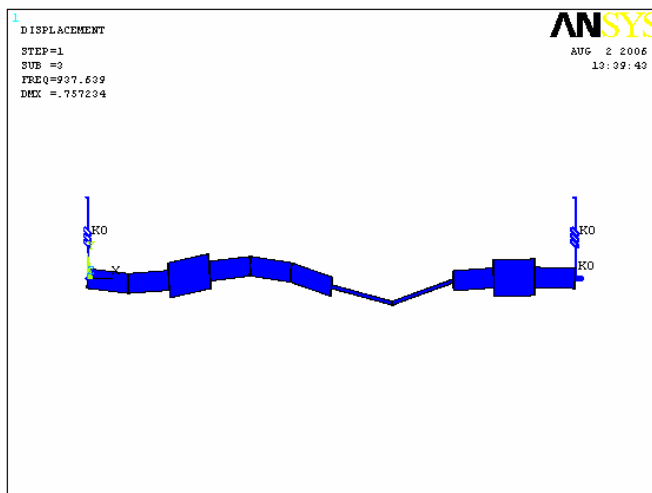


Рисунок 3.97 - 3-я форма коливань

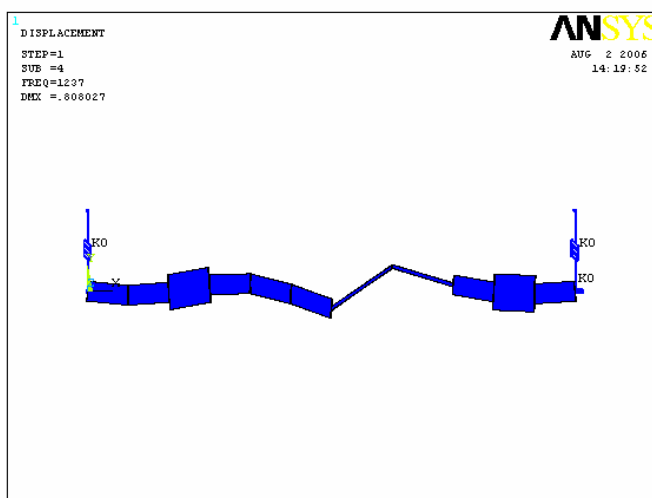


Рисунок 3.98 - 4-я форма коливань

ВИСНОВКИ

1. Проведені чисельні 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 чисельного 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 і динаміки ротора, який дозволяє виконувати тепловий, міцнісний аналіз, розраховувати витоки та ресурс торцевих механічних ущільнень, виконувати динамічний аналіз ротора з урахуванням ущільнень-опор 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. Ю.Б. Галеркин, Л.Я. Стрижак. Методы расчета, обработки экспериментальных данных и проектирование центробежных компрессоров промышленного назначения. – Санкт-Петербург: СПбГУ, 2003. – 93 с.
7. Burgmann Mechanical Seals Design Manual 15.0. – 144 p.
8. 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.
9. Майер Э. Торцовые уплотнения. – М.: Машиностроение, 1978. – 288 с.
10. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
11. ОСТ 26-06-1493-87. Уплотнения торцовые валов насосов. Типы. Основные параметры и размеры.